COBEM-97

Vol. 4

Tema 71

Elasticidade

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB938

STATE SPACE METHODOLOGY FOR ORTHOTROPIC MATERIALS

Marco Aurelio Holanda de Castro
Departamento de Engenharia Hidráulica e Ambiental - Universidade Federal do Ceará
Campus do Pici, Bloco 713 - CEP 60.451-970 - Fortaleza - CE - E-mail: marco@ufc.br

ABSTRACT

The State Space Formulation for linear elasticity is revisited in the realm of two-dimensional orthotropic configurations. The stress and displacement distributions are determined by reducing the boundary value problem of classical elasticity to an initial value problem. The method relies on casting into an initial value formulation the integral transform solution of two-dimensional elasticity.

1. INTRODUCTION

The terminology State Space has been mainly used in system dynamics and Control Theory. This methodology has been used in these areas to solve initial value problems. In this case. the state of a dynamic or control system is completely determined by the knowledge of the initial conditions to be imposed in the equation governing the problem. If a minimum of n field variables are necessary to model the response of a physical system, then these variables are called State variables and treated as components of a State vector. The n-dimensional space is the State Space. (see Ogata,1970).

Within the framework of elasticity, the estate of a given boundary value problem may be interpreted as the smallest set of variables which, once known at the boundary, combined with the knowledge of the geometry and material properties, defines the solution to the problem.

The potential function approach for the solution of problems in the classical theory of elasticity is based in reducing the solution of the problem to the determination of the smallest number of potential functions from which all field variables (stresses, strains and displacements) can be derived. This is not always an advantage. Such a formulation is not based on the real field variables and boundary conditions that are naturally associated with the problem, but relies on recasting the physical problem in terms of potential functions, therefore imposing mixed boundary conditions is not straight-forward because the have to be determined in terms of potential functions. In addition, the potential function formulation requires stronger convergence requirements than those that must be imposed on actual field variables. It should be noted that some potential functions may diverge, or converge weakly in the sense of distributions, while the field quantities derived from such potentials converge. (see Lur'e, 1964).

Some roots of the State Space formulation in the framework of continuum mechanics can be traced in the work of Vlasov (1957 and1966), who introduced concepts of the State Space Method in problems of plates and Shells. This approach is based in expressing the equations of elasticity in a mixed form containing stresses and displacements. The solution of a boundary value problem is produced in terms of infinite series for each variable involved. Although the aforementioned method produces mixed responses (stresses and displacements) at the same time, in general, it is difficult to identify closed form solutions to which the infinite series converge. A major step to circumvent this difficulty was achieved by Bahar (1972) , who introduced the State Space formulation in terms of integral transforms as the method to change the partial differential equations into ordinary differential equations and used for the first time the Cayley-Hamilton theorem to integrate the resulting ordinary differential equations directly in closed form, as opposed to determining the function to which a complicated infinite sum would converge.

The State Space approach has many advantages over the usual potential function approach. In this case, the imposition of boundary conditions is natural in the sense that the formulation is based on the actual physical variables. Another major advantage of the present formulation is that, due to the introduction of integral transforms, the analytical solution is found without the necessity of guessing the format of the function ahead of time.

Furthermore, in the tradicional potential approach to plane elastic problems, a solution for the stresses is sought and then used in the calculation of displacements through integration of the constitutive equations. This process is, specially for the case of anisotropic elasticity, not an easy task. With the State Space Formulation, stresses and displacements are obtained at the same time with solutions that involve direct expressions for all physical variables involved, whithout having to go back to the constitutive equations.

2. MATHEMATICAL FORMULATION

We consider plane Strain conditions in the transversely isotropic (and orthotropic) x - y plane. Under these conditions, the constitutive equations can be written as

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & 0 \\ C_{12} & C_{22} & 0 \\ 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{xy} \\ 2\varepsilon_{xy} \end{pmatrix} \tag{1}$$

Or in terms of displacements u and v in the x and y directions, respectively

$$\begin{aligned} \sigma_{xx} &= C_{11}\frac{\partial u}{\partial x} + C_{12}\frac{\partial v}{\partial y} \\ \sigma_{yy} &= C_{12}\frac{\partial u}{\partial x} + C_{22}\frac{\partial v}{\partial y} \\ \sigma_{xy} &= C_{66}\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right) \end{aligned} \tag{2}$$

Equations (2) are suplemented by equations of elastic equilibrium, where the absence of body forces is assumed, thus

$$\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} = 0$$
$$\frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} = 0 \tag{3}$$

The five equations represented by (2) and (3) can be reduced to only four by eliminating the normal stress σ_{xx}. As a result one obtains

$$\frac{\partial u}{\partial x} = C_{66}^{-1}\sigma_{xy} - \frac{\partial v}{\partial x}$$
$$\frac{\partial v}{\partial y} = C_{22}^{-1}\sigma_{xy} - C_{12}C_{22}^{-1}\frac{\partial v}{\partial x}$$
$$\frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} = -\frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial x} \tag{4}$$
$$\frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} = C_{11}C_{22}^{-1}\left[\left(C_{12} - C_{11}C_{22}C_{12}^{-1}\right)\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial x}\right]$$

where it is noted that mixed derivatives have been eliminated. Denoting by $D_y = \frac{\partial}{\partial y}, D_x = \frac{\partial}{\partial x}$, and $D_x^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2}$ the system (4) can be written in matrix form as

$$D_y \begin{Bmatrix} u \\ v \\ \sigma_{xx} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -D_x & 0 & 0 \\ k_1 D_x & 0 & k_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -D_x \\ k_4 D_x^2 & 0 & k_2 D_x & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \\ \sigma_{xx} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} \tag{5}$$

where $k_1 = C_{66}^{-1}$, $k_2 = -C_{12}C_{22}^{-1}$, $k_3 = C_{22}^{-1}$ e $k_4 = C_{12}^2 C_{22}^{-1} - C_{11}$.

Taking the Fourier Transform of (5), which is defined as (see Sneddon,1951)

$$\bar{f}(\xi, y) = \int_{-\infty}^{\infty} f(x, y)\, e^{i\xi x}\, dx \tag{6}$$

one obtains the system of ordinary differential equations, namely

$$\frac{d}{dy}\begin{Bmatrix} \bar{u} \\ \bar{v} \\ \bar{\sigma}_{yy} \\ \bar{\sigma}_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & i\xi & 0 & 0 \\ -i k_1 \xi & 0 & k_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & i\xi \\ -k_4 \xi^2 & 0 & -i k_2 \xi & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{u} \\ \bar{v} \\ \bar{\sigma}_{yy} \\ \bar{\sigma}_{xy} \end{Bmatrix} \tag{7}$$

Introducing the transformed State Vector

$$\overline{\mathbf{S}}(\xi, y) = \begin{Bmatrix} \overline{u} \\ \overline{v} \\ \overline{\sigma}_{yy} \\ \overline{\sigma}_{xy} \end{Bmatrix} \tag{8}$$

(7) can be written in compact form as

$$\frac{d\,\overline{\mathbf{S}}(\xi, y)}{d\,y} = \mathbf{A}(\xi)\,\overline{\mathbf{S}}(\xi, y) \tag{9}$$

where now the transformed variables are functions of ξ and y. Furthermore, to arrive at (7) it has been assumed that the quantities u, v, σ_{yy} and σ_{xy} tend to zero as $x \to \infty$. The solution of (9) is given by (see Bronson, 1989)

$$\overline{\mathbf{S}}(\xi, y) = e^{\mathbf{A}(\xi)\,y}\,\overline{\mathbf{S}}(\xi,0) \tag{10}$$

in which the exponential matrix

$$e^{\mathbf{A}(\xi)\,y} = \mathbf{B}(\xi, y) \tag{11}$$

is the transfer matrix that propagates the initial transformed vector $\overline{\mathbf{S}}(\xi,0)$ on the bounding surface into the field at any depth y. The next step is to determine the explicit form of the matrix **B**. Toward this end, we start by expanding (11) in a Taylor's series as

$$e^{\mathbf{A}(\xi)\,y} = \mathbf{1} + \mathbf{A}\,y + \frac{\mathbf{A}^2 y^2}{2!} + \frac{\mathbf{A}^3 y^3}{3!} + \quad \ldots \tag{12}$$

We note, however, that only a finite number of terms will be necessary in (12) , due to Cayley-Hamilton Theorem, which asserts that a matrix satisfy its own characteristic equation. The characteristic equation of the determinant associated with the matrix $\mathbf{A}(\xi)$ is found to be

$$\lambda^4 + \alpha\xi^2\lambda^2 + \beta\xi^4 = 0 \tag{13}$$

where

$$\alpha = \frac{C_{12}^2 - C_{11}C_{22} + 2C_{12}C_{66}}{C_{22}C_{66}} < 0, \quad \beta = \frac{C_{11}}{C_{22}} > 0 \quad \text{e} \quad \alpha^2 - 4\beta > 0 \tag{14}$$

with the above inequalities holding for any physically admissible orthotropic material.
As stated before, matrix **A** also satisfies (13), thus

$$\mathbf{A}^4 + \alpha\xi^2\mathbf{A}^2 + \beta\xi^4 = 0 \tag{15}$$

Equation (15) allows any power of **A** larger or equal to the fourth power to be written as a linear combination of the powers of A lower or equal to the third power. Taking advantage of

such property, we can reduce the transfer matrix given by an infinite sum in equation (12) to the following finite form

$$e^{\mathbf{A}(\xi)\,y} = a_0\,\mathbf{1} + a_1\,\mathbf{A} + a_2\,\mathbf{A}^2 + a_3\,\mathbf{A}^3 \tag{16}$$

where the coefficients a_j, j=0...3, are unknown functions of ξ which can be determined using the fact that the eigenvalues of **A** also satisfy (16), that is

$$\begin{aligned} e^{\lambda_1 y} &= a_0 + a_1\,\lambda_1 + a_2\,\lambda_1^2 + a_3\,\lambda_1^3 \\ e^{\lambda_2 y} &= a_0 + a_1\,\lambda_2 + a_2\,\lambda_2^2 + a_3\,\lambda_2^3 \\ e^{\lambda_3 y} &= a_0 + a_1\,\lambda_3 + a_2\,\lambda_3^2 + a_3\,\lambda_3^3 \\ e^{\lambda_4 y} &= a_0 + a_1\,\lambda_4 + a_2\,\lambda_4^2 + a_3\,\lambda_4^3 \end{aligned} \tag{17}$$

where the eigenvalues of **A** can be expressed in the form of

$$\lambda_i = \pm\left[\frac{-\alpha \pm \sqrt{\alpha^2 - 4\beta}}{2}\right]^{\frac{1}{2}} |\xi| \tag{18}$$

which can be rewritten as

$$\lambda_i = \Lambda_i |\xi| \qquad (i = 1,2,3,4) \tag{19}$$

As a consequence of the inequalities expressed in equations (14), Λ_i are all real. Furthermore, it is clear that $\lambda_1 = -\lambda_3$ and $\lambda_2 = -\lambda_4$. Using this property, the solution of the system of algebraic equations expressed in (17) is given by

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{\lambda_2^2 \cosh(\lambda_1 y) - \lambda_1^2 \cosh(\lambda_2 y)}{\left(\lambda_2^2 - \lambda_1^2\right)} \\ a_1 &= \frac{\lambda_2^3 sinh(\lambda_1 y) - \lambda_1^3 sinh(\lambda_2 y)}{\lambda_1\lambda_2\left(\lambda_2^2 - \lambda_1^2\right)} \\ a_2 &= \frac{-\cosh(\lambda_1 y) + \cosh(\lambda_2 y)}{\left(\lambda_2^2 - \lambda_1^2\right)} \\ a_3 &= \frac{-\lambda_2 sinh(\lambda_1 y) + \lambda_1 sinh(\lambda_2 y)}{\lambda_1\lambda_2\left(\lambda_2^2 - \lambda_1^2\right)} \end{aligned} \tag{20}$$

Substituting these values into (16), we can determine explicitly the transfer matrix $\mathbf{B}(\xi,y)$ whose entries are of the form

$$\begin{aligned} B_{ij} &= E_{ij}\cosh(\lambda_1 y) + F_{ij}\cosh(\lambda_2 y) \quad for(i+j)\ even \\ B_{ij} &= E_{ij} sinh(\lambda_1 y) + F_{ij} sinh(\lambda_2 y) \quad for(i+j)\ odd \end{aligned} \tag{21}$$

where the coefficients E_{ij} and F_{ij} are functions of the material properties and the transformed variable ξ.

Finally, the transformed state vector is found from the relation

$$\bar{\mathbf{S}}(\xi, y) = \mathbf{B}(\xi, y)\,\bar{\mathbf{S}}(\xi,0) \tag{22}$$

where the transformed initial vector $\bar{\mathbf{S}}(\xi,0)$ contains the boundary conditions of the specific elastic boundary value problem which is being analyzed.

The physical variables and therefore , the state vector **S**(x,y) are obtained by inverting the transformed state vector $\bar{\mathbf{S}}(\xi, y)$ using the inverse Fourier Tansform (see Sneddon,1951)

$$f(x,y) = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} \bar{f}(\xi, y)\, e^{-i\xi x}\, d\xi \tag{23}$$

It should be noted that each one of the components of the state vector (displacements u and v and stresses σ_{xx} and σ_{xy}) is obtained independently of the other component which is one of the major advantage of the methodology proposed in this paper.

3. CONCLUDING REMARKS

The purpose of the present paper is to show how the State Space formulation can be applied to orthotropic elastic materials and to show the advantages of this method, which is based on actual physical variables, over potential function formulations (Airy's Stress function for example).

4. REFERENCES

Ogata, K. *Modern Control Enginnering*, Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall, Inc. 1970.

Lur'e, A. I. *Three Dimensional Problems of Theory of Elasticity*, New York, Wiley Interscience, 1964.

Vlasov, V. Z. Method of Initial Functions in problems of Thick Plates and Shells, *Proceedings of the Ninth International Congress of Applied Mechanics*, University of Brussels, Belgium, Vol. 6, pp. 321-330, 1957.

Vlasov. V. Z. *Beams, Plates and Shells on Elatic Foundation*, NASA TT F-357 TT65-50135, 1966.

Bahar, L. Y. Transfer Matrix Approach to Layered Systems, *J. Eng. Mechanics Division, ASCE*, Vol. 98, No. EM5, pp. 1159-1172, 1972.

Sneddon, I. N. *Fourier Transforms.* McGraw-Hill Company, New York, 1951.

Bronson, R. *Theory and Problems of Matrix Operations.* McGraw-Hill Company, New York, 1989.

Tema 72

Viscoelasticidade

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1382

ANÁLISE NUMÉRICA DE SISTEMAS VISCOELÁSTICOS LINEARES TRANSIENTES COM AMORTECIMENTO DESCRITO ATRAVÉS DA REPRESENTAÇÃO INTEGRAL / *NUMERICAL ANALYSIS OF TRANSIENT LINEAR VISCOELASTICS SYSTEMS WITH DAMPING DESCRIBED BY THE INTEGRAL REPRESENTATION OF THE CONSTITUTIVE EQUATIONS*

EDSON ANTONIO CAPELLO SOUSA
Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia e Tecnologia - UNESP – Bauru
C.P. 473 - CEP 17033-360 Bauru, SP, Brasil – E-mail: capello@bauru.unesp.br

EUCLIDES DE MESQUITA NETO
Departamento de Mecânica Computacional, Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP - Campinas
C.P. 6122 - CEP 13083-970 Campinas, SP, Brasil - E-mail: euclides@fem.unicamp.br

Abstract

In the present article the viscoelastic, dissipative properties of a system are described by means of the convolution integral. This representation of the damping mechanism allows the inclusion of experimentally determined properties as well as data obtained from analytical models. This general formulation is applied to describe the transient response of a one-dimensional continuum (a bar). The formulation leads to an integer-differential equation . A numerical algorithm, related to the Newmark algorithm family, is presented to solve this integer-differential equation. Numerical studies using the one-dimensional system are presented to validate the proposed methodology and to show its potentiality. The proposed scheme is readily extended to more general Finite Element models.

Keywords

Dynamic viscoelasticity, Numerical analysis, Finite Elements

1. INTRODUÇÃO

As formulações e implementações do Método dos Elementos Finitos para sistemas idealmente elásticos têm sido extensivamente pesquisadas e, atualmente, constituem-se em uma tecnologia consolidada. Uma modelagem mais aprimorada do comportamento de estruturas reais pode ser obtida incluindo-se um mecanismo dissipativo nas equações constitutivas do meio, resultando em um sistema viscoelástico. A técnica mais utilizada para inclusão do amortecimento na formulação de Elementos Finitos para meios elásticos lineares é através do chamado amortecimento proporcional. Nesta abordagem inclui-se uma matriz de amortecimento C, proporcional ao vetor das velocidades du/dt, que é a combinação linear das matrizes de massa e rigidez do sistema, $C=\alpha M+\beta K$, (Nashif, 1985). Esta formulação não está baseada em nenhuma consideração associada à modelagem física do problema, mas traduz uma vantagem matemática do sistema final, qual seja, a possibilidade de se proceder um desacoplamento modal das equações de movimento (Clough *et al.*, 1975).

Uma alternativa para se introduzir amortecimento linear em sistemas elásticos é através da representação integral, na qual o mecanismo de dissipação é descrito em termos da integral de convolução de Stieltjes (Gurtin, 1962). Esta representação está associada ao problema físico da dissipação através de funções de relaxação ou fluência (Findley, 1989). Estas funções podem ser determinadas, tanto experimentalmente como também através da escolha de um modelo matemático para representar a dissipação do sistema em questão. As equações de movimento no domínio do tempo, tanto para sistemas transientes quanto quase-estáticos, resultam em equações íntegro-diferenciais, que geralmente são resolvidas através de técnicas numéricas.

No presente artigo apresentam-se as principais etapas para formulação das equações de movimento de sistemas viscoelásticos lineares transientes, nos quais o mecanismo dissipativo é descrito pela representação integral. O artigo reporta ainda um algoritmo, baseado no método de Newmark, para solução numérica das equações íntegro-diferenciais resultantes da modelagem proposta. A equação íntegro-diferencial que descreve o comportamento viscoelástico de uma barra é utilizado para ilustrar a formulação mencionada. Apresenta-se também as equações resultantes da transformação da barra contínua em um Elemento Finito único, o qual será analisado numericamente. As funções de relaxação utilizadas nos exemplos incluem o modelo de três parâmetros (Findley, 1989), bem como suas particularizações para os modelos de Kelvin e Maxwell (Christensen, 1982, Findley, 1989).

2. REPRESENTAÇÃO INTEGRAL DAS EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS VISCOELÁTICAS

A equação constitutiva que descreve uma relação entre o tensor de tensões $\sigma_{ij}(t)$ e o tensor de deformações lineares $\varepsilon_{kl}(t)$ e considera o mecanismo de dissipação pode ser expressa utilizando-se a integral de convolução de Stieltjes e é dada por (Christensen, 1982)

$$\sigma_{ij}(t) = \int_{-\infty}^{t} E_{ijkl}(t-\tau)\frac{\partial \varepsilon_{kl}(\tau)}{\partial \tau}d\tau \qquad (1)$$

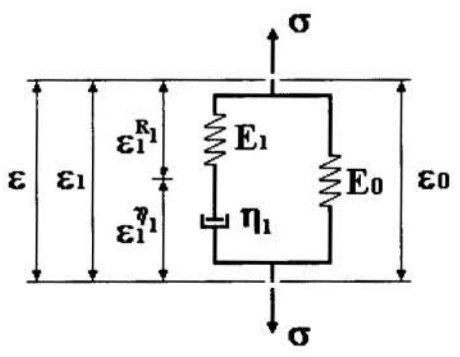


Figura 1 - Modelo viscoelástico de três parâmetros (Kelvin-Maxwell).

Nesta equação, $E_{ijkl}(t)$ representa o tensor de relaxação. Este pode ser determinado através de experimentos no domínio do tempo ou no domínio da frequência ou ainda, através da solução das equações diferenciais que governam os modelos viscoelásticos escolhidos para representar o mecanismo de dissipação. No presente artigo escolheu-se um modelo de três parâmetros, mostrado na Figura 1.

A equação íntegro-diferencial que descreve o comportamento do modelo unidimensional mostrado na Figura 1 é análoga à equação (1) onde os tensores $\sigma_{ij}(t)$, $\varepsilon_{kl}(t)$ e $E_{ijkl}(t)$ são substituídos pelas componentes escalares $\sigma(t)$, $\varepsilon(t)$ e $E(t)$. A função de relaxação pode ser obtida a partir do equilíbrio de tensões e deformações do modelo resultando,

$$E(t) = E_0 + E_1 e^{-E_1 t/\eta_1} \tag{2}$$

Na equação (2) E_0 e E_1 representam constantes de mola e η_1 é o tempo de relaxação do modelo, associado ao inverso do coeficiente de amortecimento material. Este modelo (de três parâmetros) apresenta a vantagem de poder ser modificado para representar um fluido viscoelástico, modelo de Maxwell, ou um sólido de Kelvin pela simples alteração de seus parâmetros constitutivos. Estas alterações são, respectivamente, $E_0=0$ (Maxwell) e $E_1 \Rightarrow \infty$ (Kelvin). Os modelos resultantes estão mostrados nas Figuras 2a e 2b abaixo. As funções de relaxação são dadas por (Findley, 1989) $E_M(t)=E^*\exp(-Et/\eta)$ (Maxwell), e $E_K(t)=E+\eta\delta(t)$ (Kelvin), onde $\delta(t)$ representa a distribuição Delta de Dirac.

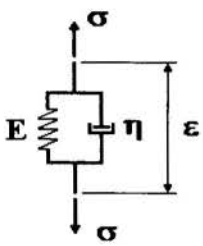


Figura 2.a - Modelo de Kelvin

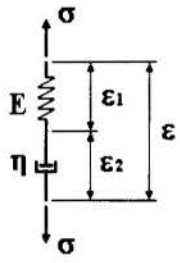


Figura 2.b - Modelo de Maxwell

3. EQUAÇÃO ÍNTEGRO-DIFERENCIAL PARA BARRA VISCOELÁSTICA

Nesta seção é deduzida a equação íntegro-diferencial que governa uma barra viscoelástica continua. Na sequência esta equação é transformada nas equações matriciais de um Elemento Finito. As equações que governam o equilíbrio de uma barra retilínea de seção transversal constante e densidade ρ e submetida a uma força normal distribuída por unidade de volume F,

$$\frac{\partial \sigma}{\partial x} + F = \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \tag{3}$$

Substituindo-se a equação (1) em (3) e com a definição da deformação $\varepsilon=du/dx$ obtem-se:

$$\int_0^t E(t-\tau)\, \frac{\partial^2 \dot{u}}{\partial x^2} d\tau + F = \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \tag{4}$$

Neste artigo o ponto sobre a variável representa derivação em relação ao tempo. Sobre a expressão (4) pode ser aplicado um procedimento padrão de Elementos Finitos (Hughes, 1987), resultando nas equações de um único elemento:

$$K\int_0^t E(t-\tau)\, \frac{\partial u}{\partial \tau} d\tau + F = M\ddot{u} \tag{5}$$

onde K representa uma constante. A equação (5) governa o comportamento de uma barra viscoelástica linear na qual o mecanismo dissipativo é descrito através da função de relaxação E(t). Nesta seção esboçou-se uma formulação unidimensional, para um único elemento. A generalização para outros sistemas elásticos é imediata e transparente.

4. ALGORITMO PARA SOLUÇÃO DA EQUAÇÃO INTEGRO-DIFERENCIAL

Nesta seção é descrito um algoritmo para solucionar numericamente as equações (4,5). Desenvolveu-se um algoritmo, baseado na premissa de aceleração média constante, que faz parte da família de métodos de Newmark. Em particular o método da aceleração média é definido através das constantes $\beta=1/4$ e $\gamma=1/2$, (Hughes, 1987). Definindo-se o intervalo de tempo entre um instante n e um instante n+1, $\Delta t = t_{n+1} - t_n$, pode-se obter expressões para acelerações, velocidades e deslocamentos dadas por:

$$\ddot{u}(t) = \ddot{u}_n^{av} = \frac{\ddot{u}_{n+1} + \ddot{u}_n}{2};\ \dot{u}_{n+1} = \dot{u}_n + \left(\ddot{u}_{n+1} + \ddot{u}_n\right)\frac{\Delta t}{2};\ u_{n+1} = u_n + \dot{u}_n\,\Delta t + \left(\ddot{u}_{n+1} + \ddot{u}_n\right)\frac{\Delta t^2}{4} \qquad (6)$$

Substituindo-se as funções u(t), $\dot{u}(t)$ e $\ddot{u}(t)$ nas equações (4) ou (5) e, após uma manipulação relativamente longa, obtem-se uma equação com a seguinte estrutura, (Capello Sousa, 1997)

$$\left\{\frac{4}{\Delta t^2}M + K\left\{K_1^{n+1}\Delta t + K_2^n\right\}\frac{2}{\Delta t}\right\}u_{n+1} = F_{n+1} + M\left\{\left(\frac{2}{\Delta t}\right)^2\left(u_n + \dot{u}_n\Delta t\right) + 2\ddot{u}_n\right\} + \\ + K\left\{\left(K_1^{n+1}\Delta t + K_2^n\right)\frac{2}{\Delta t^2}\left(u_n + \dot{u}_n\Delta t\right) + K_1^{n+2}\dot{u}_n - K_1^0\dot{u}_0 + \sum_{i=2}^{i=n-1}\frac{\ddot{u}_{i+1} + \ddot{u}_i}{2}K_2^i\right\} \qquad (7)$$

onde, $K_1(t_n) = K_1^n = \int_0^{t_n} E(t_n - \tau')\,d\tau'$ e $K_2(t_n) = K_2^n = \int_0^{t_n}\int_0^{\tau} E(t - \tau')d\tau'\,d\tau$ (8)

A equação acima representa um sistema do tipo $K_{eq}\,u = F_{eq}$, onde K_{eq} que pode ser entendida como uma matriz de rigidez equivalente do sistema, enquanto $F_{eq.}$ representa o vetor força equivalente, o qual é determinado a partir todas as variáveis já conhecidas nos passos de tempo anteriores ao que está sendo analisado. Finalmente o vetor 'u' representa o vetor deslocamento no passo de tempo em questão. Portanto, esta equação pode ser solucionada para u_{n+1}, pois esta é a única incógnita. Este algoritmo permite a solução passo a passo do problema transiente descrito pelas equações (4) e/ou (5), (Capello Sousa, 1997).

5. EXEMPLOS NUMÉRICOS

Nos exemplos abaixo a equação íntegro-diferencial é resolvido numericamente utilizando o modelo teórico viscoelástico de três parâmetros (modelo Kelvin-Maxwell). A estrutura, definida por um elemento de barra, está fixa em uma extremidade e possui uma força externa F(t) aplicada na outra. As características geométricas, área de seção transversal e comprimento da barra, são definidas com valores unitários (utiliza-se o Sistema Internacional de Unidades).

Nos primeiros três exemplos, valida-se a solução numérica da equação viscoelástica transiente, comparando-se as respostas obtidas com as soluções analíticas existentes. Nos exemplos seguintes obtem-se as respostas dinâmicas da barra, mostrando a potencialidade da formulação para representar o comportamento dinâmico de meios viscoelásticos.

Exemplo 1: Neste exemplo analisa-se o problema da vibração livre da barra (F(t)=0), ou seja, a resposta da barra sem amortecimento ($\eta \Rightarrow \infty$), sujeita a condições iniciais não

homogêneas, prescritas abaixo. As propriedades de rigidez do modelo de três parâmetros são $E_0 = 1.$ e $E_1 = 1.$ e a massa $M = 1.$ As condições iniciais do problema são $u_0 = 0.$ e $v_0 = 1.$

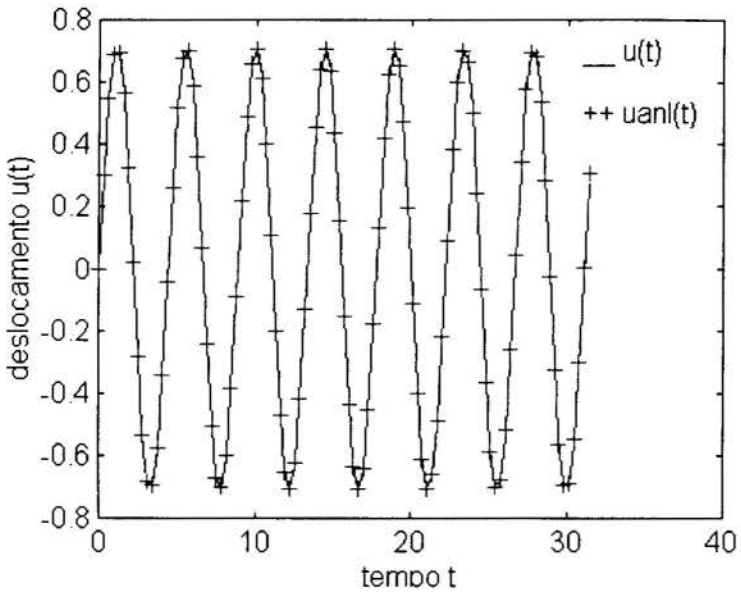


Figura 3 - Vibração Livre sem Amortecimento - $v_0 = 1.$

Verifica-se, nesta primeira validação, uma ótima concordância entre a resposta numérica e a resposta analítica. Deve-se salientar que o parâmetro η definido como tempo de relaxação é inversamente proporcional ao amortecimento. Portanto, neste caso para se obter uma estrutura sem amortecimento o tempo de relaxação deve tender a infinito. Em outras palavras, não há tempo suficiente para a estrutura relaxar, restando apenas o efeito elástico da estrutura.

Exemplo 2: Utilizando-se a estrutura com propriedades idênticas às do exemplo 1, pode-se obter a resposta dinâmica, com condições iniciais nulas e excitada harmônicamente na primeira frequência natural (ω_{n1}) da barra, ou seja, uma excitação forçada com frequência igual à da primeira ressonância da barra, dada por $F(t)=F_0.Sen(\omega_{n1}.t)$, $F_0 = 1.$ Os resultados estão mostrados na figura 4. A concordância com a solução analítica é excelente.

Exemplo 3: Em um terceiro e último exemplo utilizado para validar o algoritmo proposto, analisa-se o efeito do amortecimento estrutural na resposta dinâmica da barra. As propriedades são as mesmas do exemplo 1, apenas com modificação no parâmetro de relaxação, que neste caso é utilizado $\eta = 1.$ A força externa é dada pela função Heaviside (degrau unitário) e as condições iniciais são nulas. A resposta se encontra na figura 5.

Estes três exemplos tem por finalidade validar tanto a formulação quanto a implementação do algoritmo proposto. A qualidade dos resultados induz a se acreditar que os mesmos estão corretos. Nos exemplos seguintes avalia-se o efeito dos parâmetros viscoelásticos sobre as respostas dinâmicas. Variando-se a rigidez e o amortecimento do modelo de três parâmetros pode-se obter os modelos de Kelvin ou Maxwell, separadamente. Em todos os casos utiliza-se condições iniciais nulas e excitação representada pela função Heaviside ($F=1$), aplicada em $t=0$.

Exemplo 4: Neste caso adota-se $E_0 = 0$ restando então um estrutura representada por mola-amortecedor em série, que define o modelo (fluido) viscoelástico de Maxwell. Na figura 6 observa-se o efeito da variação do amortecimento (tempo de relaxação η) sobre a resposta.

A primeira característica que pode ser observada nesta resposta é o efeito da inércia, pois as oscilações que ocorrem nos deslocamentos são devido a presença da massa do sistema, uma vez que a força externa aplicada é constante. Observa-se também uma propriedade patente nos

modelos de fluidos que é a de permitir deslocamentos crescentes ilimitados quando submetidos a um carregamento externo qualquer. Quanto ao parâmetro de relaxação (η), nota-se que quando este cresce, o amortecimento efetivo é menor e que a estrutura deverá permanecer um período maior sob controle dos parâmetros rigidez-inércia.

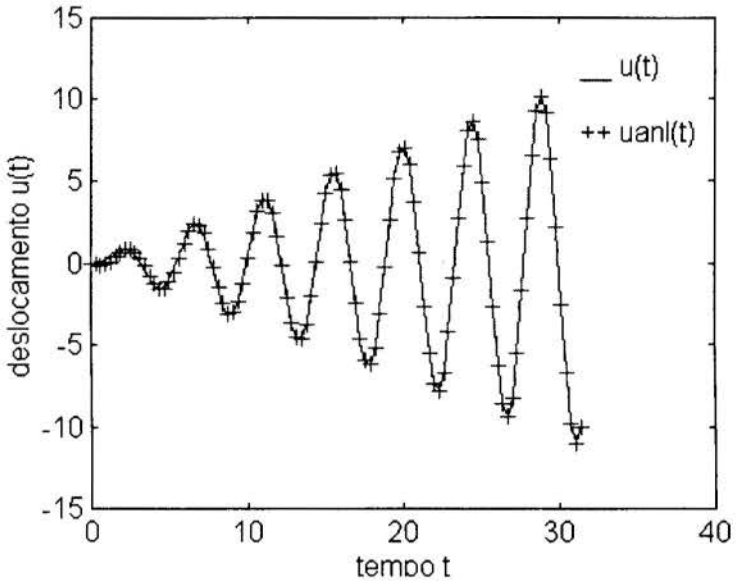


Figura 4 - Vibração Ressonante sem Amortecimento.

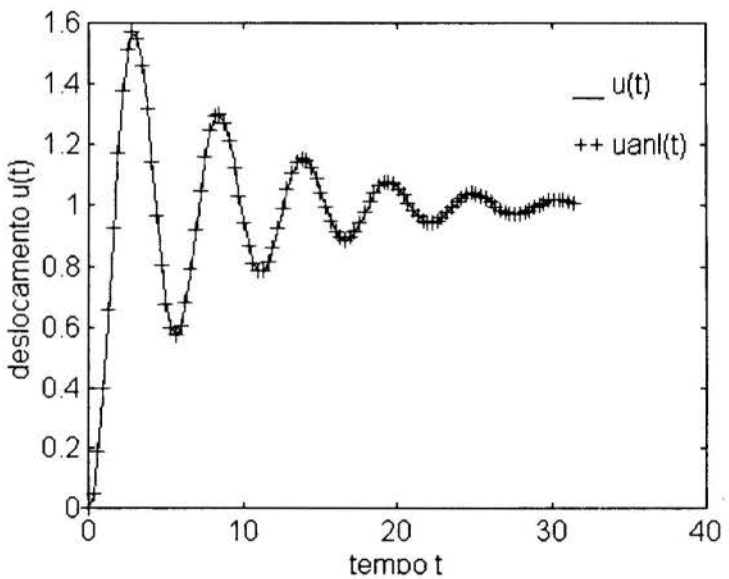


Figura 5 - Vibração Amortecida - Força Constante.

Exemplo 5: Em seguida mostra-se a versatilidade da formulação, uma vez que podem ser avaliados tanto os problemas dinâmicos viscoelásticos transientes, como aqueles apresentados acima, quanto os problemas quase-estáticos, caracterizados pela ausência de forças de inércia ($\rho \Rightarrow 0$). Neste caso as propriedades de rigidez são modificadas, fazendo-se $E_0=0.5$ e $E_1=5$. Obtendo-se o modelo de Kelvin, que caracteriza um sólido.

Novamente observa-se na resposta, ver figura 7, a influência do parâmetro de relaxação η, pois quando este decresce os deslocamentos tendem a se estabilizar mais rapidamente. Observa-se ainda a completa ausência de oscilações na resposta, que caracteriza a resposta quase-estática.

Exemplo 6: No último exemplo, o mesmo problema anterior é estudado, acrescentando-se inércia ao sistema. A resposta transiente de uma estrutura viscoelástica com inércia é mostrada na figura 8.

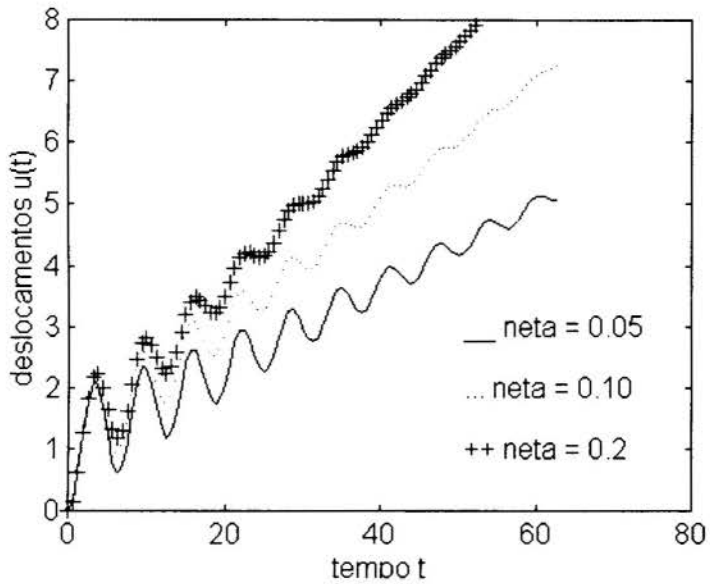


Figura 6 - Modelo de Maxwell com Efeito do Amortecimento e Inércia.

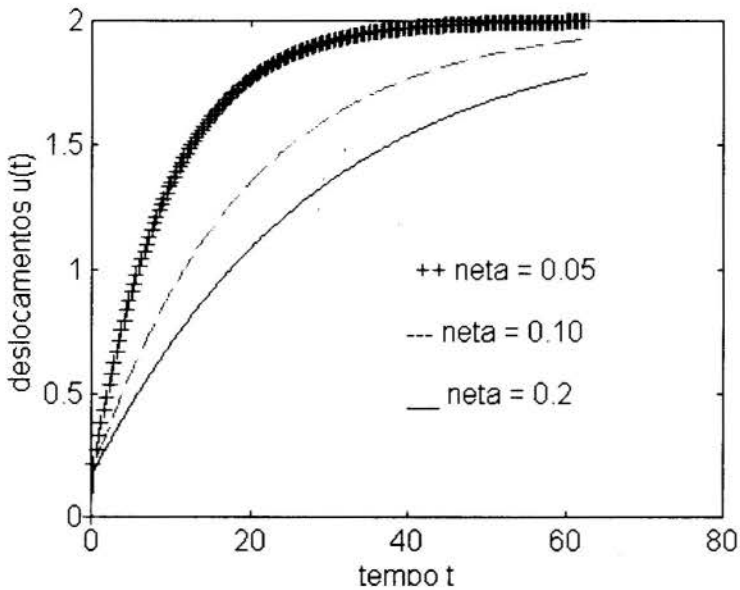


Figura 7 - Resposta para Estrutura Quase-estática.

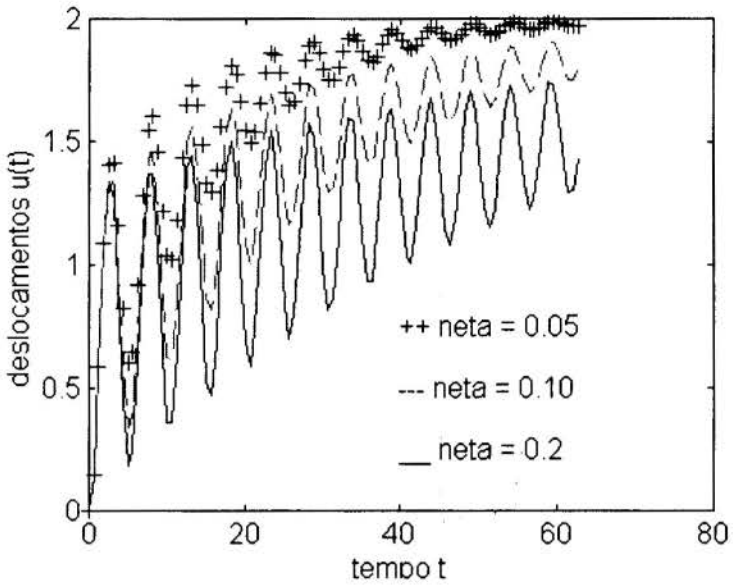


Figura 8 - Estrutura Viscoelástica e Efeito de Inércia.

6. COMENTÁRIOS FINAIS

O presente artigo mostrou que é possível introduzir dissipação em sistemas através da noção de integral de convolução de Stieltjes e tratar numericamente as equações integro diferenciais resultantes. O trabalho reportou um algoritmo capaz de aproximar a solução das equações integro-diferenciais. A metodologia proposta, bem como sua implementação foram validadas utilizando-se um problema unidimensional, que possui solução analítica. A extensão do procedimento reportado para sistemas de equações é imediato.

7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) pelo apoio financeiro para o desenvolvimento deste trabalho de pesquisa.

8. REFERÊNCIAS

NASHIF, A.D., JONES, D.I.G. & HENDERSON, J.P., *Vibration Damping*, John Wiley & Sons, New York, 1985.

HUGHES, T.J.R., *The Finite Element Method- Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis*, Prentice Hall, Englewood Cliffs-New Jersey, 1987.

CLOUGH, R.W. & PENZIEN, J., *Dynamics of Structures*, McGraw-Hill, International Student Editions, Tokyo, 1975.

GURTIN, M.E. & STERNBERG, E., On Linear Theory of Viscoelasticity, *Archive for Rational Mechanics and Analysis*, vol.11, 1962.

FINDLEY, W.N., LAI, J.S. & ONARAN, K., *Creep and Relaxation of Nonlinear Viscoelastic Materials*, Dover Publ. Inc., New York, 1989.

CHRISTENSEN, R.M., *Theory of Viscoelasticity - An Introduction*. 2nd. Ed., Academic Press, New York, 1982.

CAPELLO SOUSA, E.A., *Análise Numérica do Contínuo Viscoelástico por Equações Integro-Diferenciais*, Tese de Doutorado, FEM/UNICAMP (work in progress), 1997.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB55

NUMERICAL SIMULATIONS OF THERMAL VISCOELASTIC FLOWS BY A STABLE FINITE ELEMENT METHOD

J.H. CARNEIRO DE ARAUJO†, M.A. SILVA RAMOS† & S. FREY‡
†*Departamento de Ciência da Computação , Universidade Federal Fluminense*
Praça do Valonguinho s/no., 24210-000 Niterói/RJ, Brazil
‡*Laboratório de Mecânica Teórica e Aplicada (LMTA)*
Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal Fluminense
Rua Passo da Pátria no.156, 24210-240 Niterói/RJ, Brazil

Abstract

In the present work, stable finite element simulations of thermal incompressible viscoelastic flows has been performed. The employed method consists of a four-field bubble formulation in terms of extra-stress, velocity, pressure and temperature, which employs a non-consistent SUPG scheme to approximate the advective term of the stress constitutive law and a GLS philosophy for the energy one. Some computational experimentations with *Oldroyd-B* liquids illustrate the good performance of the numerical procedure.

Keywords

Viscoelastic Fluid, Finite Element Method, Heat Convection

1. PRELIMINARIES

A characteristic of solids is that they respond to external stress by deforming and returning to their original shape when external solicitation vanishes - such kind of response is called *elastic*. Under the influence of deformation, stretching of intermolecular bonds occurs in the solid material and the resulting internal stress balances the external stress. Thus, an equilibrium deformation is established; as the bonds can be stretched very quickly since little motion is involved, it may be assumed that the equilibrium deformation is established in an infinitely short time. In the simplest case there is a direct proportionality between the stress and the deformation. The rheological properties of such a material may be described by *Hooke's law*. There are also elastic materials, however, which do not obey Hooke's law and which exhibit a non-linear dependence between stress and deformation.

A characteristic of fluids is that, if an external stress is applied, they deform and continue to deform as long as the stress is present. Moreover, removal of the stress will not result in a return of the fluid to the undeformed state - such a response is called *viscous*. The fluid deforms under an stress, however small, because of the great mobility of molecules, but internal frictional forces retard the rate of deformation and

cause an equilibrium state, in which a constant external stress results in a constant rate of deformation. In the simplest case there is a proportionality between the stress and the rate of deformation. The rheological properties of such a fluid may be described by *Newton's law*. There also the so-called viscous fluids, however, which do not obey Newton's law and exhibit a non-linear dependence between the stress and the rate of deformation. We call such fluids non-Newtonian, *pure viscous* fluids - as in the *power-law* and *Carreau* rheological models.

1.1 Viscoelastic behavior

The elastic and viscous responses represent two extremes of response to external stress between which there can be an infinite number of intermediate ones. The simplest example is the behavior of materials with yield stress. As long as the applied stress is below some limit the material deforms as an elastic solid; if the applied stress exceeds the yield stress, the material behaves like a viscous fluid. An especially important field of research of modern rheology, however, is concerned with more complex materials which exhibit some elastic and viscous simultaneously and are called *viscoelastic* substances. Strictly speaking, these substances may be either viscoelastic solids - i.e. elastic solids which during deformation exhibit some viscous effects resulting from energy dissipation - or elasticoviscous fluids - viscous fluids which exhibit some elastic effects - giving arise to more complex phenomena such as non-null normal stresses and recoil. There is no sharp distinction between these two categories of materials, nor is the terminology consistent. As classical examples of viscoelastic fluids, we can cite the *Maxwell* and *Oldroyd* liquids and, as their industrial applications, we can mention some oils, paints, polymeric solutions under engineering flow processes such as the mechanical extrusion.

2. MECHANICAL MODEL

Assuming steady state and low Reynolds number, under the action of a body force $\mathbf{f}$ and a prescribed thermal source r, the system describing the incompressible motion of a thermal viscoelastic fluid in terms of the velocity $\mathbf{u}$, the pressure p, the extra-stress tensor $\boldsymbol{\sigma}$, the temperature θ and the heat flux vector $\mathbf{q}$ consists of the balance equations (Truesdell and Toupin, 1960),

$$\begin{aligned} -\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \nabla p &= \mathbf{f} \\ \nabla \cdot \mathbf{u} &= 0 \\ \mathbf{u} \cdot \nabla \theta + \nabla \cdot \mathbf{q} &= r \end{aligned} \tag{1}$$

supplemented with constitutive laws relating $\boldsymbol{\sigma}$ to $\mathbf{u}$ and $\mathbf{q}$ to θ. We consider here a viscoelastic fluid whose constitutive law may be described as follows,

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\sigma} &= \boldsymbol{\sigma}_1 + \boldsymbol{\sigma}_2 \\ \boldsymbol{\sigma}_2 &= 2\eta_2 \boldsymbol{\epsilon}(\mathbf{u}) \\ \boldsymbol{\sigma}_1 + \lambda \check{\boldsymbol{\sigma}}_1 &= 2\eta_1 \boldsymbol{\epsilon}(\mathbf{u}) \end{aligned} \tag{2}$$

with η_1 and η_2 being constant viscosities, λ a constant relaxation time, $\boldsymbol{\epsilon}(\mathbf{u})$ the strain rate tensor and $\check{\boldsymbol{\sigma}}_1$ denoting the upper-advected derivative of tensor $\boldsymbol{\sigma}_1$ (Bird, Armstrong and Hassager, 1987 and Marchal and Crochet, 1987),

$$\check{\boldsymbol{\sigma}}_1 = \frac{\partial \boldsymbol{\sigma}_1}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla)\boldsymbol{\sigma}_1 - \nabla \mathbf{u}^T \boldsymbol{\sigma}_1 - \boldsymbol{\sigma}_1 \nabla \mathbf{u} \tag{3}$$

In addition to material hypotheses above, in order to characterize the thermal behavior of the fluid, we must yet impose the Fourier constitutive law upon the heat flux vector $\mathbf{q}$,

$$\mathbf{q} = -\kappa \nabla \theta \tag{4}$$

where κ stands for the classical thermal conductivity.

2.1 Strong formulation

Employing definitions (2)-(4) into eqs.(1), we can state a boundary-value problem for thermal incompressible viscoelastic flows as,

$$\begin{aligned}
-\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}_1 - 2\eta_2 \nabla \cdot \boldsymbol{\epsilon}(\mathbf{u}) + \nabla p &= \mathbf{f} \quad \text{in} \quad \Omega \\
\boldsymbol{\sigma}_1 + \lambda \check{\boldsymbol{\sigma}}_1 - 2\eta_1 \boldsymbol{\epsilon}(\mathbf{u}) &= \mathbf{0} \quad \text{in} \quad \Omega \\
\nabla \cdot \mathbf{u} &= 0 \quad \text{in} \quad \Omega \\
\mathbf{u} \cdot \nabla \theta - \kappa \Delta \theta &= r \quad \text{in} \quad \Omega \\
\mathbf{u} &= \mathbf{u}_g \quad \text{on} \quad \Gamma_g \\
\boldsymbol{\sigma}_1 &= \boldsymbol{\sigma}_g \quad \text{on} \quad \Gamma_g^- \\
\theta &= \theta_g \quad \text{on} \quad \Gamma_g \\
[-p\mathbf{I} + \boldsymbol{\sigma}_1 + 2\eta_2 \boldsymbol{\epsilon}(\mathbf{u})]\mathbf{n} &= \boldsymbol{\sigma}_h \quad \text{on} \quad \Gamma_h \\
\mathbf{q} \cdot \mathbf{n} &= q_h \quad \text{on} \quad \Gamma_h
\end{aligned} \tag{5}$$

where $\mathbf{u}$, p, $\boldsymbol{\sigma}_1$, η_1, η_2, $\mathbf{f}$, θ, κ, r, $\mathbf{q}$, $\mathbf{n}$ are defined as above, and Γ_g and Γ_h boundary regions of an open domain $\Omega \subset \mathbf{R}^2$ subjected, respectively, to Dirichlet and Neumann conditions are considered in the usual way, i.e. $\overline{\Gamma_g \cup \Gamma_h} = \Gamma$, $\Gamma_g \cap \Gamma_h = \emptyset$, $\Gamma_g \neq \emptyset$, and eventually Γ_g^- is given by

$$\Gamma_g^- = \{\mathbf{x} \in \Gamma_g; \mathbf{n}(\mathbf{x}) \cdot \mathbf{u}_g(\mathbf{x}) < 0\}$$

Remark

When velocity is prescribed on the wholly boundary Γ ($\Gamma_h = \emptyset$) the prescribed $\mathbf{u}_g$ must satisfy the global mass conservation, i.e.,

$$\int_\Gamma \mathbf{u}_g \cdot \mathbf{n} \, d\Gamma = 0$$

3. FINITE ELEMENT APPROXIMATION

In this section we present a finite element method employing a four-field ($\boldsymbol{\sigma}_1$,$\mathbf{u}$,p,θ) bubble formulation to approximate the boundary problem defined by eqs.(5). In a partition $\mathcal{C}_h$ of Ω defined by -quadrilateral elements, velocity and temperature fields are approximated by continuous piecewise subparametric biquadratic elements and the

pressure field by discontinuous piecewise linear ones. The extra-stress tensor field is approximated by continuous piecewise isoparametric bilinear elements in direct sum with twelve bubble tensors in each element as defined in (Ruas, Carneiro de Araujo, 1992 and Ruas, Carneiro de Araujo, and Silva Ramos, 1993). With Σ_h, V_h, P_h and W_h denoting the finite elements subspaces for extra-stress, velocity, pressure and temperature, respectively,

$$P_h = \{q \in L_0^2(\Omega) \,|\, q_{|K} \in P_1(K),\ K \in \mathcal{C}_h\} \tag{6}$$

$$W_h = \{\phi \in H^1(\Omega) \,|\, \phi_{|K} \in Q_2(K),\ K \in \mathcal{C}_h\,, \phi = 0 \text{ on } \Gamma_g\} \tag{7}$$

$$\mathbf{V}_h = \{\mathbf{v} \in H^1(\Omega)^2 \,|\, \mathbf{v}_{|K} \in Q_2(K)^2,\ K \in \mathcal{C}_h\,, \mathbf{v} = \mathbf{0} \text{ on } \Gamma_g\} \tag{8}$$

$$\begin{aligned}\boldsymbol{\Sigma}_h = \{\boldsymbol{\tau} \in H^1(\Omega)^{2\times 2}\,, \tau_{ij} = \tau_{ji} \,|\, \boldsymbol{\tau}_{|K} \in (Q_1(K) \oplus B(K))^{2\times 2},\ K \in \mathcal{C}_h\,,\\ \boldsymbol{\tau} = \mathbf{0} \text{ on } \Gamma_g^-\}\end{aligned} \tag{9}$$

$$W_h^g = \{\phi \in H^1(\Omega) \,|\, \phi_{|K} \in Q_2(K),\ K \in \mathcal{C}_h\,, \phi = \theta_g \text{ on } \Gamma_g\} \tag{10}$$

$$\mathbf{V}_h^g = \{\mathbf{v} \in H^1(\Omega)^2 \,|\, \mathbf{v}_{|K} \in Q_2(K)^2,\ K \in \mathcal{C}_h\,, \mathbf{v} = \mathbf{u}_g \text{ on } \Gamma_g\} \tag{11}$$

$$\begin{aligned}\boldsymbol{\Sigma}_h^g = \{\boldsymbol{\tau} \in H^1(\Omega)^{2\times 2}\,, \tau_{ij} = \tau_{ji} \,|\, \boldsymbol{\tau}_{|K} \in (Q_1(K) \oplus B(K))^{2\times 2},\ K \in \mathcal{C}_h\,,\\ \boldsymbol{\tau} = \boldsymbol{\sigma}_g \text{ on } \Gamma_g^-\}\end{aligned} \tag{12}$$

where $Q_l(K)$ denotes the space of polynomials of degree less than or equal to l in each one of the independent variables on K, $P_1(K)$ the space of polynomials of degree less than or equal to one over K, the functional spaces $L^2(\Omega)$, $L_0^2(\Omega)$ and $H^1(\Omega)$ are defined by

$$L^2(\Omega) = \{q \,|\, \int_\Omega |q|^2 d\Omega < \infty\},$$

$$L_0^2(\Omega) = \{q \in L^2(\Omega) \,|\, \int_\Omega |q|^2 d\Omega = 0\},$$

$$H^1(\Omega) = \{v \in L^2(\Omega) \,|\, \frac{\partial v}{\partial x_i} \in L^2(\Omega), \text{for } i = 1, 2\},$$

and $B(K)$ stands for the family of bubble tensors on K introduced in Ruas, Carneiro de Araujo (1992) and Ruas *et al.* (1993) defined as follows: *Let K be a quadrilateral and $\mathcal{F}_K$ be the bilinear mapping from a reference unit square $\widehat{K} = [-1, 1] \times [-1, 1]$ in the reference plane $\widehat{O}\hat{x}\hat{y}$ onto K. Defining $\hat{\varphi}(\hat{x}, \hat{y}) = (1 - \hat{x}^2)(1 - \hat{y}^2)/4$ (the bubble function of $\widehat{K}$) the twelve tensors $\boldsymbol{\xi}_i$ are the reciprocal images through mapping $\mathcal{F}_K$, of twelve tensors $\hat{\boldsymbol{\xi}}_i$ defined in $\widehat{K}$, where*

$$\hat{\boldsymbol{\xi}}_1 = \begin{bmatrix} \hat{\varphi} & 0 \\ 0 & -\hat{\varphi} \end{bmatrix} \quad \hat{\boldsymbol{\xi}}_2 = \begin{bmatrix} \hat{x}\hat{\varphi} & 0 \\ 0 & -\hat{x}\hat{\varphi} \end{bmatrix} \quad \hat{\boldsymbol{\xi}}_3 = \begin{bmatrix} \hat{y}\hat{\varphi} & 0 \\ 0 & -\hat{y}\hat{\varphi} \end{bmatrix} \quad \hat{\boldsymbol{\xi}}_4 = \begin{bmatrix} 0 & \hat{\varphi} \\ \hat{\varphi} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\hat{\boldsymbol{\xi}}_5 = \begin{bmatrix} 0 & \hat{x}\hat{\varphi} \\ \hat{x}\hat{\varphi} & 0 \end{bmatrix} \quad \hat{\boldsymbol{\xi}}_6 = \begin{bmatrix} 0 & \hat{y}\hat{\varphi} \\ \hat{y}\hat{\varphi} & 0 \end{bmatrix} \quad \hat{\boldsymbol{\xi}}_7 = \begin{bmatrix} \hat{x}\hat{y}\hat{\varphi} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \hat{\boldsymbol{\xi}}_8 = \begin{bmatrix} 0 & \hat{x}\hat{y}\hat{\varphi} \\ \hat{x}\hat{y}\hat{\varphi} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\hat{\boldsymbol{\xi}}_9 = \begin{bmatrix} \hat{x}\hat{\varphi} & 0 \\ 0 & \hat{x}\hat{\varphi} \end{bmatrix} \qquad \hat{\boldsymbol{\xi}}_{10} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \hat{x}\hat{y}\hat{\varphi} \end{bmatrix} \qquad \hat{\boldsymbol{\xi}}_{11} = \begin{bmatrix} \hat{y}^2\hat{\varphi} & 0 \\ 0 & \hat{x}^2\hat{\varphi} \end{bmatrix} \qquad \hat{\boldsymbol{\xi}}_{12} = \begin{bmatrix} \hat{y}\hat{\varphi} & 0 \\ 0 & \hat{y}\hat{\varphi} \end{bmatrix} \tag{13}$$

3.1 A finite element method

Based upon the approximated sets described by eqs.(6)-(13), a stable finite element method to approximate system (5) can be written as: *Find* $(\boldsymbol{\sigma}_{1h}, \mathbf{u}_h, p_h, \theta_h) \in \boldsymbol{\Sigma}_h^q \times \mathbf{V}_h^q \times P_h \times W_h^q$ *such that*

$$B(\boldsymbol{\sigma}_{1h}, \mathbf{u}_h, p_h, \theta_h; \boldsymbol{\tau}, \mathbf{v}, q, \phi) = F(\boldsymbol{\tau}, \mathbf{v}, q, \phi) \qquad \boldsymbol{\tau}, \mathbf{v}, q, \phi \in \boldsymbol{\Sigma}_h \times \mathbf{V}_h \times P_h \times W_h \tag{14}$$

with

$$\begin{aligned} B(\boldsymbol{\sigma}_1, \mathbf{u}, p, \theta; \boldsymbol{\tau}, \mathbf{v}, q, \phi) &= (\boldsymbol{\sigma}_1, \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{v})) + (2\eta_2\boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}), \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{v})) - (p, \nabla\cdot\mathbf{v}) + (\nabla\cdot\mathbf{u}, q) \\ &+ (\kappa\nabla\theta, \nabla\phi) + (\rho c(\mathbf{u}\cdot\nabla\theta), \phi) + (\boldsymbol{\sigma}_1, \boldsymbol{\tau}) + (\lambda(\mathbf{u}\cdot\nabla)\boldsymbol{\sigma}_1, \boldsymbol{\tau}) - (\lambda\nabla\mathbf{u}\boldsymbol{\sigma}_1, \boldsymbol{\tau}) \\ &- (\lambda\boldsymbol{\sigma}_1\nabla\mathbf{u}^T, \boldsymbol{\tau}) - (2\eta_1\boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}), \boldsymbol{\tau}) + (\lambda(\mathbf{u}\cdot\nabla)\boldsymbol{\sigma}_1, \alpha_\tau(\mathbf{u}\cdot\nabla)\boldsymbol{\tau}) \\ &+ \sum_{K\in\mathcal{C}_h} (\rho c(\mathbf{u}\cdot\nabla\theta) - \kappa\Delta\theta, \alpha_\phi(\rho c(\mathbf{v}\cdot\nabla\phi) - \kappa\Delta\phi))_K \end{aligned} \tag{15}$$

and

$$F(\boldsymbol{\tau}, v, q, \phi) = (\mathbf{f}, \mathbf{v}) + (\boldsymbol{\sigma}_h, \mathbf{v})_{\Gamma_h} + (r, \phi) + (q_h, \phi)_{\Gamma_h} + \sum_{K\in\mathcal{C}_h} (r, \alpha_\phi(\rho c(\mathbf{v}\cdot\nabla\phi) - \kappa\Delta\phi))_K \tag{16}$$

where the stability parameters α_ϕ and α_τ are defined as follows:

$$\alpha_\tau = \frac{h_K}{2|\mathbf{u}(\mathbf{x})|_p} \quad ; \quad \alpha_\phi = \frac{h_K}{2|\mathbf{u}(\mathbf{x})|_p}\xi(\mathrm{Pe}_K(\mathbf{x}))$$

$$\mathrm{Pe}_K(\mathbf{x}) = \frac{m_k|\mathbf{u}(\mathbf{x})|_p h_K}{2\kappa}$$

$$\xi = \begin{cases} \mathrm{Pe}_K(\mathbf{x}) & , 0 \le \mathrm{Pe}_K(\mathbf{x}) < 1 \\ 1 & , \mathrm{Pe}_K(\mathbf{x}) \ge 1 \end{cases}$$

$$|\mathbf{u}(\mathbf{x})|_p = \begin{cases} \left(\sum_{i=1}^N |u_i(\mathbf{x})|^p\right)^{1/p} & , \quad 1 \le p < \infty \\ \max\limits_{i=1,N} |u_i(\mathbf{x})| & , \quad p = \infty \end{cases} \tag{17}$$

in which m_k denoting a positive constant introduced in (Franca and Frey, 1992) dependent of the thermal finite element interpolation adopted.

Remarks

(1) It is well known that the standard Galerkin method applied to hyperbolic equations results in spurious oscillations in the finite element approximation. In the formulation (14)-(17), we have employing a non-consistent *streamline upwind* strategy

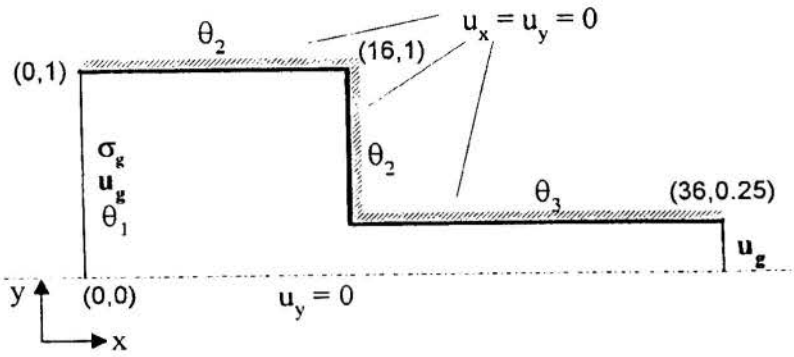


Figure 1. Flow into a sudden contraction: problem statement.

(Marchal and Crochet, 1987) to treat the stress advective term of the stress material law and a *Galerkin/least-squares* one (Franca and Frey, 1992 and Franca *et al.*, 1992) for the energy convection term of the system defined by eq.(5).

(2) The set of non-linear equations resulting from system (5) was solved by an incremental Newton's method. We used, for its first step, the velocity and pressure fields for the Stokes flow ($\lambda = 0$) and employed as Newton's increment a Deborah number De equal to 1.0. For more details and Deborah definition, see (Marchal and Crochet, 1987 and Silva Ramos, 1993) and references therein.

4. NUMERICAL RESULTS

In this section we present an incompressible viscoelastic thermal simulation of the model defined by eqs.(5) employing the finite element method introduced in eqs.(14)-(17). For all computations, velocity and temperature fields are approximated by continuous piecewise subparametric biquadratic elements (Q2) while the pressure field by discontinuous piecewise linear ones (P1). The extra-stress tensor field is approximated by continuous piecewise isoparametric bilinear elements (Q1) in direct sum with twelve bubble tensors in each element defined in (13). All computations were performed in microcomputers equipped with the P200 Intel chip using the finite element code FEM and graphics post-processor VIEW, both codes under development at Laboratory of Theoretical and Applied Mechanics (LMTA) of Universidade Federal Fluminense.

4.1 Abrupt flat contraction

The geometry and boundary conditions of the problem are sketched in Fig. 1: the domain is a plane channel with a sudden 4:1 contraction. The boundary conditions for velocity and extra-stress tensor at the channel entrance are fully developed profiles and, at its exit, a fully developed profile was considered only for the velocity field - taking into account the mass conservation. For temperatures, we have imposed the following conditions: at entrance, a flat profile θ_1; upstream the contraction, a greater constant value θ_2; and, after the contraction, a maximum value θ_3 was prescribed (These conditions intend to simulate the heating generated by a mechanical extrusion process.). In the numerical tests, we have selected a ratio $\eta_2/(\eta_1 + \eta_2) = 0.11$ in the eqs.(5), as usual in Oldroyd-B flows simulations (Marchal and Crochet, 1987 and Ruas, Carneiro de Araujo and Silva Ramos, 1993). For all situations, we have measured the Deborah and Péclet numbers at downstream fully developed region. The computational domain

Ω was discretize by a uniform-by-block mesh consisting of 472 quadrilateral elements with 4110 degrees-of-freedom for velocity, 2055 for temperature, 1416 for pressure and 7332 for extra stress field - see Figure 2 for a detail of the mesh near the contraction.

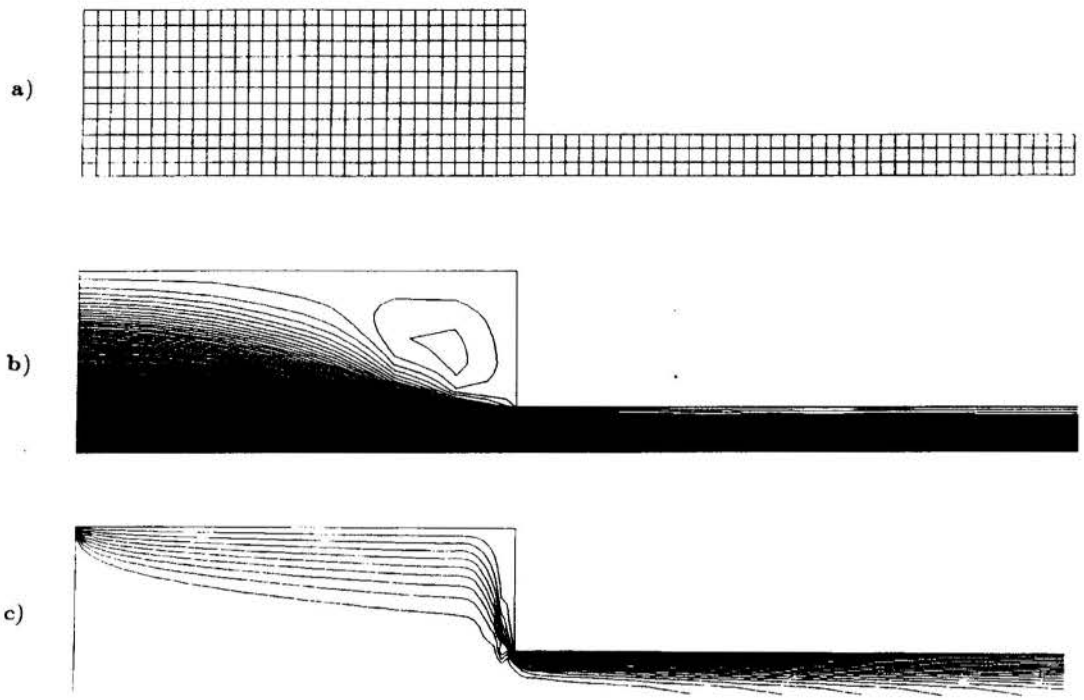


Figure 2. Flow through a sudden contraction: (a) mesh detail near the contraction; (b) streamlines; (c) temperature contours.

Fig. 2b shows a detail of flow streamlines near the contraction for $De = 12$. As it can be seen in the figure, the formulation defined by eqs.(14)-(17) was able to capture a well-defined back-flow region nearby the channel contraction. Fig. 2c illustrates temperature contours; it can be noticed that, at downstream contraction, the fluid heating was confined to thin boundary-layers, as expected from the high value of Péclet number, $Pe = 10^3$. Besides, the back-flow zone disturbs the boundary-layer diffusive mechanism on the vertical wall of the contraction. These results were expected and are in agreement with the flow visualisations performed by Evans and Walters (1986).

5. FINAL CONCLUSIONS

In this paper, stable finite element simulations of thermal incompressible viscoelastic flows has been performed. The adopted mechanical model was the *Oldroyd-B liquid* with constant viscoelastic properties. The finite element method employed consists of a four-field bubble formulation in terms of $(\boldsymbol{\sigma}_1, \mathbf{u}, p, \theta)$. In order to generate stable and accurate approximations of high advective situations, the method makes use of upwind stabilization strategies. To discretize the advective term of the stress material law of system (5) was utilized a non consistent *Streamline Upwind* scheme and, for the temperature convective term of energy equation, a Galerkin/Least-squares methodology has been employed.

Two-dimensional simulations of a plane channel subjected to a sudden contraction indicated that numerical scheme introduced may produce stable finite element approximations even in those situations in which it is known *a priori* that Galerkin formulation employing standard lagrangean elements without upwind strategies will generate unstable results.

Acknowledgments

This work has been developed at the Laboratory of Theoretical and Applied Mechanics (LMTA) of the Universidade Federal Fluminense. During its course, the author S.Frey has been partially supported by CNPq Proc.350747/93-8.

6. REFERENCES

BIRD, R.B., ARMSTRONG, R.C., & HASSAGER, O., *Dynamics of Polymerics Liquids. Vol. 1 - Fluid Mechanics*, John Wiley & Sons, New York, 1987.

EVANS, R.E., & WALTERS, K., Flow characteristics associated with abrupt changes in geometry in the case of highly elastic liquids, *J. Non-Newtonian Fluid Mechs.*, vol. 20, pp.11-29, 1986.

FRANCA, L., & FREY, S., Stabilized finite element methods: II. The incompressible Navier-Stokes equations, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, vol. 99, pp.209-233, 1992.

FRANCA, L., FREY, S., & HUGHES, T.J.R., Stabilized finite element methods: I. Application to the Advective-diffusive model, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, vol. 95, pp.253-276, 1992.

HUGHES, T.J.R., & FRANCA, L., A new finite element formulation for Computational Fluid Dynamics: VII. The Stokes problem with various well-posed boundary conditions, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, vol. 65, pp.85-96, 1987.

MARCHAL, J.M., & CROCHET, M., A new mixed finite element for calculating viscoelastic flow, *J. Non-Newtonian Fluid Mechs.*, vol. 26, pp.77-117, 1987.

RUAS, V., & CARNEIRO DE ARAUJO, J.H., 1992, Un método mejorado de segundo orden para la simulatión de flujo viscoelástico con elementos finitos quadrilaterales, *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, vol. 8/1, pp.77-85, 1992.

RUAS, V., CARNEIRO DE ARAUJO, J.H., & SILVA RAMOS, M.A., Approximation of the three-field Stokes system via optimized quadrilateral finite elements, *Math. Model. Num. Anal.*, vol. 27/1, pp.107-127, 1993.

SILVA RAMOS, M.A., Um Modelo Numérico para a Simulação do Escoamento de Fluidos Viscoelásticos via Elementos Finitos, *Ph.D. Thesis*, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 1993.

TRUESDELL, C. & TOUPIN, R.A., The classical field theory, *Handbuch der Physik III/1*, Springer-Verlag, Berlin, 1960.

Tema 73

Plasticidade

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB459

STRUCTURAL IMPACT

MARCÍLIO ALVES
Department of Mechanical Engineering,
University of São Paulo,
São Paulo - SP - 05508-900 - Brazil - E-mail:maralves@usp.br

Abstract

Structural impact is a topic with growing importance among researchers, engineers, industry and regulator bodies. Basic concepts of the phenomenon of impact and the analysis underlying it are introduced in this article, including the influence of the strain rate on the flow stress. The paper finishes with a discussion on various aspects of impact, including joint failure.

Keywords

impact, joint failure

1 Introduction

After mastering the analysis of metalic structures underlying elastic and plastic regimes, it seems natural to seek for a deeper understanding of a next level of complexity, namely the analysis of visco-plastic structural behaviour. Structural impact falls into this category.

The apparent justificative to study impact goes back to the military applications, nowadays largely substituted by civil design of safer and better common place structures (Jones, 1989). Regulators bodies' demands for a better structural impact performance of cars (Johnson, 1990), ships (on Tank Vessel Design, 1991) and oil plants, motivates further research on the topic (Jones and Wierzbicki, 1993).

The influencial work of W. Prager, R. Hill, P.G. Hodge, L.M. Kachanov and D.C. Drucker, to name a few, in the field of plasticity set forward the basis for visco-plastic analysis. P.S. Symonds and W. Goldsmith on the 60's, W. Johnson on the 70's and currently N. Jones are among the ones who developed fundamental visco-plastic solutions for beams, plates, shells and other basic structures.

Their analysis took as a start point modelling the material as perfectly plastic, meaning a material with no elastic properties and a constant flow stress, regardless the strain level. In fact, the so called rigid, perfectly plastic analysis, rpp, estabilished on the 50's

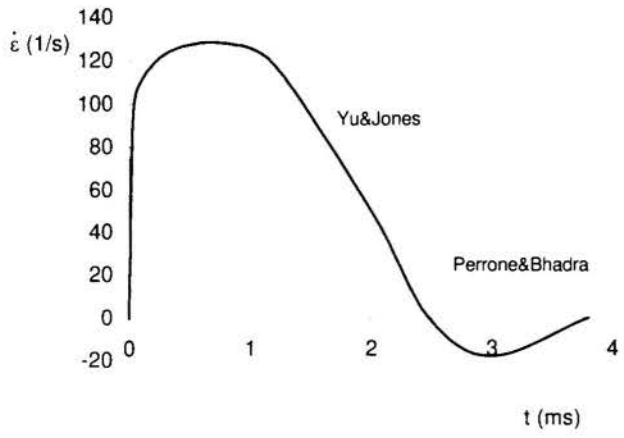


Figure 1: Strain rate *versus* time at the bottom underneath an aluminium beam impacted at one-quarter of its span. The thick line is the strain rate, according to numerical simulation (Yu and Jones, 1989). The horizontal line is an analytical prediction of the strain rate (Perrone and Bhadra, 1979).

was upgraded to impact analysis by taking into account inertia forces on the equilibrium equations and strain rate effects on the flow stress.

Nowadays, many are the solutions available for simple structures experiencing impact loads and exhbiting inelastic response. Their use have been superseeded in this decade by the intensive use of finite element codes. Sophisticated numerical packages are now available at low prices, redirecting the attention of researches to more accurate solutions (Bammann et al., 1993; Holmes et al., 1993), although not analytical.

However, the details yielded by numerical solutions are, in some cases, less important than some global parameters, for example maximum permanent displacement and the associated impact energy, at least in a pre-designing phase of a component. Such features of an analysis can also be obtained in a more straightforward way via rigid-plastic methods, to be discussed in this article.

2 Phenomenology of impact

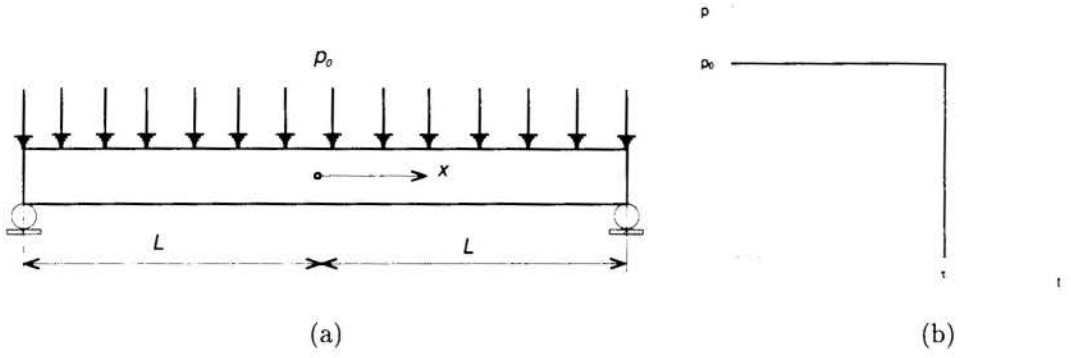
Structural impact has many aspects which distinguishes the analysis from the ones found in solid mechanics, elasticity and even plasticity. For low velocity impact, typically less than 20m/s (72km/h), upon the dynamic loading of a structure, elastic strains are dominant due to the fast propagation of the elastic waves (Zukas, 1994). These waves interact with the structural boundaries, promoting a complex picture of reflexion, attenuation, change of wave characteristics which might determine the colapse mode of a structure.

This early time response of the structure occurs within microseconds of the initial impact event and has to be distinguished from the long-term structural response. In this case, the overall impact time is of the order of miliseconds, much larger than the elastic wave propagation period.

The mechanisms of dissipation of impact energy lead to plastic deformation of the structure. For ductile structures, large impact energies can cause severe geometry changes and large deformations. Finite displacements increase the membrane stress enhancing the strength of the member.

In the case of impact, the strain rate changes drastically along the structural response, as illustrated in Figure 1 for an impacted beam. This rate of strain may cause significant changes in the material behaviour. For instance, for a common mild steel, a strain rate of less than 100/s can double the yielding stress. On the other hand, for most of the aluminium alloys, the strain rate does not cause significant changes in the stress levels.

Clearly, the strain rate effect on the flow stress needs to be taken into account in the



(a) (b)

Figure 2: (a) Simply supported rectangular beam loaded by a (b) pressure pulse of intensity p_0.

analysis. Two basic aspects have to be addressed. Firstly, it is necessary to use a material constitutive law capable to relate the strain rate with the enhance of the flow stress. In engineering practice, a common equation is

$$\sigma_{0_d} = \sigma_{0_s} + f_d, \tag{1}$$

with

$$f_d = \bar{m}\dot{\varepsilon}^{\bar{n}}, \qquad \bar{m} = \sigma_{0_s} C^{-1/q} \qquad \text{and} \qquad \bar{n} = q^{-1}, \tag{2}$$

due to Cowper and Symonds (Jones, 1989). The experimental coefficients C and q are chosen to best fit the material experimental data. This equation serves as a good approximation for some ductile materials, despite its simplicity and limitations, and it is being widely used analytically and in numerical codes.

Obviously, it is necessary to estimate the actual strain rate taking place in the structure under analysis. This is difficult to do analytically, although the work of Perrone and Bhadra (Perrone and Bhadra, 1979) have been used by many authors. Perrone and Bhadra disregard any contribution of the bending moment and, hence, the strain rate is approximate and usually simplified to a constant value. Probably due to this limitation, their equation gives a poor prediction of the strain rate in a beam, especially when it is impacted off-centre. This is indicated in Figure 1, which also shows finite element results for the strain rate at the bottom of a beam impacted at one-quarter of its span.

3 Analysis

Consider a simply supported rectangular cross-section beam with width B, depth H and length $2L$, subjected to a dynamic pressure pulse $p(x,t) = p_0$ for $t < \tau$, Figure 2.

The equilibrium of the bending moment, M, and the lateral force, Q, for infinitesimal displacements yields, respectively,

$$Q = M', \tag{3}$$

and

$$Q' = -p(x,t) + m\ddot{w}, \tag{4}$$

where m is the mass per unity beam length, w is the beam transverse displacement, $(')$ and $(\dot{})$ are the derivatives with respect to the x coordinate and time, respectively.

For the beam in Figure 2, the curvature, κ, is related to the displacement according to

$$\kappa = -w''. \tag{5}$$

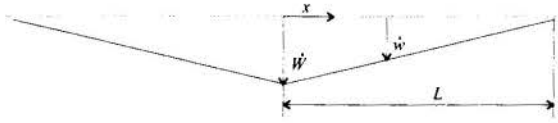


Figure 3: Velocity profile for a simply supported beam.

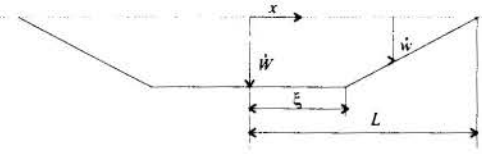


Figure 4: Velocity profile for a simply supported beam when $p_0 > 6M_0/L^2$.

Equations (3) and (4) are a statement of equilibrium while equation (5) is, essencially, a geometrical relation. To link these equations it is necessary to invoke the material constitutive law, for instance equation (1).

Clearly, to describe the material behaviour by a constant flow stress assures a much simpler solution for the governing equation. It is at this point that the rigid plastic analysis shows its strength. However, the constant moment M_0 yielded by a perfectly plastic material law does not assure on its own the solution of the governing equation. We have to impose a velocity profile for the beam such that one or more hinges, *ie* singular regions where the moment achieves the value M_0, take place. One such a velocity profile can be described by

$$\dot{w} = \dot{W}(1 - x/L) \quad \text{for} \quad 0 \leq x \leq L, \tag{6}$$

as shown in Figure 3, where $\dot{W}$ is the velocity of the beam at $x = 0$.

The assumption of a velocity profile allows solving the governing equation for a beam loaded impulsively throughout its span. Substituting equation (3) in (4) we have

$$M'' = -p(x,t) + m\ddot{w}(x,t). \tag{7}$$

For a rectangular-shaped pressure-time history described by (see Figure 2(b))

$$p(x,t) = p_0 \quad \text{for} \quad 0 \leq t \leq \tau \quad \text{and} \quad p(x,t) = 0 \quad \text{for} \quad t > \tau, \tag{8}$$

the moment distribution in the first phase of motion, *ie* for $t \leq \tau$, and the displacement at $x = 0$ for the beam in Figure 2(a) are given by

$$M = M_0[\bar{x}^3 - 3\bar{x}^2 + 2]/2 + p_0L^2[\bar{x}^2 - \bar{x}^3]/4 \quad \text{and} \quad W = 3(p_0L^2 - 2M_0)\tau/2mL^2, \tag{9}$$

respectively, when using the boundary conditions $M(0, t < \tau) = M_0$, $M(L, t < \tau) = 0$ and the initial condition $\dot{w}(0,0) = \dot{W}$, with $\bar{x} = x/L$.

After the release of the pressure pulse, at $t = \tau$, it is possible that some kinetic energy still needs to be dissipated. When taking this into account, it can be shown that the final displacement at $x = 0$, W_f, when the motion ceases, *ie* $\dot{W} = 0$, is (Jones, 1989)

$$W_f = 3p_0\tau^2(p_0L^2 - 2M_0)/8mM_0. \tag{10}$$

A closer inspection of equation (9a) shows that its second derivative is always negative at $x = 0$ provided $p_0 \leq 6M_0/L^2$. For a larger pressure pulse, this derivative becomes positive, indicating a moment larger than M_0 at $x = 0$. This characterises the so-called yield violation since M must never exceed M_0 in a rpp material. The only way to avoid this inconsistency is to choose another velocity profile, for instance the one in Figure 4, and solve again equation (7).

For this new velocity profile, the plastic hinge initially formed at $x = \xi$ in Figure 4 is allowed to propagate, avoiding then the yield violation. The velocity profile can be chosen at will but the associated new solution might not be the exact one, in the sense it does not satisfy the principle of virtual velocities (Jones, 1989).

The solution of the previous beam problem was valid for infinitesimal displacements and membrane forces were disregarded. The increase of membrane forces with the displacement implies that structural collapse will be no longer controlled solely by the moment but rather by a relation between bending moment, M, and membrane force, N. It can be shown, for a rpp material, that this relation is (Stronge and Yu, 1993)

$$\frac{M}{M_0} + \left(\frac{N}{N_0}\right)^2 = 1, \tag{11}$$

where $M_0 = \sigma_0 BH^2/4$ and $N_0 = \sigma_0 BH$ are the moment and membrane force which cause independently the plastic collapse of a rectangular beam.

Equilibrium of bending moment, transverse shear force and membrane force in the horizontal, u, and vertical, w, directions yield (Jones, 1989)

$$Q = M', \qquad N' - m\ddot{u} = 0 \tag{12}$$

and

$$M'' - (Nw')' + p - m\ddot{w} = 0, \tag{13}$$

which satisfy the principle of virtual velocities when using the associated kinematic relations

$$\varepsilon = u' + \frac{w'^2}{2} \qquad \text{and} \qquad \kappa = -w''. \tag{14}$$

The yield surface used in equation (11) contains only moment and membrane terms. For more complex structures, loading regimes and boundary conditions, other generalised stresses might play a significant role on the response. For instance, it can be shown that the dynamic transverse shear stress for a simply supported beam is proportional to the square root of the intensity of a rectangular pressure pulse. Hence, transverse shear force may be dominant in impact events, even for slender beams.

4 Discussion

One important consequence of using a rpp constitutive law is that elastic effects are disregarded as whole in the structure response. This might be a gross simplification, as shown by Symonds and Frye (Symonds and Frye, 1988). They have analysed a mass-spring model where the springs were modelled as a rpp or a elastic, perfectly plastic, epp, material. They found that rpp and epp material law for the spring yield discrepancies of the response, especially for long pressure pulse, when compared to the natural elastic period of the mass-spring model. For a sufficiently large energy ratio and long pulse duration, the prediction of the rpp and epp models is similar, suggesting that the rpp method of analysis can be used for large impact loads acting over a small time period. If elastic effects are thought to be important, a more complex analysis would be required, usually associated with numerical methods (Symonds and Mosquera, 1985; Symonds, 1980; Stronge and Yu, 1993).

The rigid-plastic approach is still a very popular technique to describe the overall behaviour of simple structures. This is due to different reasons. Firstly, an accurate numerical simulation of a given problem would be limited by a lack of knowledge of the

impact loads, due to their transient nature. Additionally, these codes rely on the knowledge of the material behaviour, which is not well described for complex load situations. Lastly, it is difficult to know with a good degree of accuracy the boundary conditions of a structural problem. All these features of an impact problem lend support to the use and further development of rpp methods of analysis.

To assume that the beam analysed in section 3 was loaded with a rectangular pressure pulse might sound a gross simplification. We should keep in mind though that the actual impact load is difficult to know a priori. Youngdahl (Youngdahl, 1970) introduced effective loading parameters to eliminate the influence of the pulse shape on the final transverse displacement of basic structural members. Hence, the equilibrium equation (7) is simplified by using, for any actual load, an equivalent one of magnitude $p = p_{0_{eq}}$. The approach of Youngdhall was further explored for circular plates (Li and Jones, 1994) and short cylindrical shells (Li and Jones, 1995), where shear effects were retained in the yield condition.

The boundary conditions play an important role on the structure response. It was found that a small in-plane displacement at the supports of a beam can change the response from that of an axially restrained beam to that of a freely supported beam (Jones, 1973).

The list of constitutive laws is extensive and reviews can be found elsewhere (El-Magd, 1994; Meyers, 1994; Harding, 1989). Unlike the Cowper–Symonds equation, most of the constitutive laws require a more complex experimental programme to define all their constants. The constitutive equations are, very often, valid within an equivalent space of stress and strain, *ie* a composition of stresses and strains taking place in the various directions of the coordinate system used in a problem. The various components of stress hold a definite relation among them, resulting in the yield surface. When simpler interaction curves are used, it is possible to solve various problems where finite displacements and shear stresses are thought to be important in the structure response.

Liu and Jones (Liu and Jones, 1988), for instance, solved the problem of a beam dynamically loaded at any position of its span, where membrane and shear forces interacted separately with the moment. Monoach and Karagiozova (Manoach and Karagiozova, 1993) discusse the influence of shear and hardening in the dynamic response of beams, suggesting that shear has to be retained in the yield condition. For more sophisticated interaction curves, numerical methods can be used to obtain the dynamic response of beams and plates under different imposed loads (Shen and Jones, 1993a; Shen and Jones, 1992; Shen and Jones, 1993b).

We turn our attention now to joint failure. Generally speaking, current impact analysis aim to predict the behaviour of a structure with no strong discontinuites. However, a real structure has its boundaries formed by joints, which might fail even before total collapse of the structure. Thus, it is important to access the failure mode of joint systems under dynamic conditions (Birch and Alves, 1997).

It was found that the failure mode of spot weld joints is velocity dependent. Also, the total absorbed energy in the joint changes significantly with the velocity (Birch and Alves, 1997). This suggests that the design of devices to absorb impact energy need to consider the performance of the jointing systems used. The subject of joint failure under dynamic conditions is a new one (Paluszny, 1992) and further development ought to be pursued.

5 Closure

The growing field of structural impact has naturally evolved from plasticity. Researchers are seeking for a better understanding of the influence of the material behaviour on the impact response of realistic structures. One driven motivation is that a quite broad class of structures has to comply with safety rules imposed by government bodies.

It seems that the tendency towards the intensive use of numerical techniques will be maintained. A word of caution is that a wide range of problems cannot be, as yet, handled by such a codes. Here it is cited the problem of material and joint failure. In both cases, further analytical and experimental work are necessary before failure criteria can become of daily use in finite element codes.

References

Bammann, D., Chiesa, M., Horstemeyer, M., and Weingarten, L. (1993). Failure in ductile materials using finite element methods. In Jones, N. and Wierzbicki, T., editors, *Structural Crashworthiness and Failure*, pages 1–54. Elsevier Science Publishers, Barking, Essex.

Birch, R. and Alves, M. (1997). Ruptura dinâmica de junções em estruturas. In *Congresso Íbero-Americano de Engenharia Mecânica*. Submitted.

El-Magd, E. (1994). Mechanical properties at high strain rates. *Journal de Physique IV - Colloque C8, supplément au Journal de Physique III*, 4:149–170.

Harding, J. (1989). The development of constitutive relationships for material behaviour at high rates of strain. In *International Conference on Mechanical Properties of Materials at High Rates of Strain*, pages 189–203. IOP Publishing Ltd.

Holmes, B., Kirkpatrick, S., Simons, J., Giovanola, J., and Seaman, L. (1993). Modelling the process of failure in structures. In Jones, N. and Wierzbicki, T., editors, *Structural Crashworthiness and Failure*, pages 55–93. Elsevier Science Publishers, Ltd., Barking, Essex.

Johnson, W. (1990). The elements of crashworthiness: scope and actuality. *Proceedings Institution of Mechanical Engineers*, 204:255–273.

Jones, N. (1973). Influence of in-plane displacements at the boundaries of rigid-plastic beams and plates. *International Journal of Mechanical Sciences*, 15:547–561.

Jones, N. (1989). *Structural Impact*. Cambridge University Press, Cambridge.

Jones, N. and Wierzbicki, T. (1993). *Structural Crashworthiness and Failure*. Elsevier Science Publisher, Ltd., Barking, Essex.

Li, Q. and Jones, N. (1994). Blast loading of fully clamped circular plates with transverse shear effects. *International Journal of Solids and Structures*, 31(14):1861–1876.

Li, Q. and Jones, N. (1995). Blast loading of a short cylindrical shell with transverse shear effects. *International Journal of Impact Engineering*, 16(2):331–353.

Liu, J. and Jones, N. (1988). Dynamic response of a rigid plastic clamped beam struck by a mass at any point on the span. *International Journal of Solids and Structures*, 24(3):251–270.

Manoach, E. and Karagiozova, D. (1993). Dynamic response of thick elastic-plastic beams. *International Journal of Mechanical Sciences*, 35(11):909–919.

Meyers, M. (1994). *Dynamic Behaviour of Materials.* John Wiley & Sons, Inc., New York.

on Tank Vessel Design, N. R. C. C. (1991). *Tanker Spills: Prevention by Design.* National Academy of Scinces.

Paluszny, A. (1992). State-of-the-art review of automobile structural crashworthiness. Technical report, American Iron and Steel Institute.

Perrone, N. and Bhadra, P. (1979). A simplified method to account for plastic rate sensitivity with large deformations. *Journal of Applied Mechanics*, 46:811–816.

Shen, W. and Jones, N. (1992). A failure criterion for beams under impulsive loading. *International Journal of Impact Engineering*, 12(1):101–121.

Shen, W. and Jones, N. (1993a). Dynamic plastic response and failure of a clamped beam struck transversely by a mass. *International Journal of Solids and Structures*, 30(12):1631–1648.

Shen, W. and Jones, N. (1993b). Dynamic response and failure of fully clamped circular plates under impulsive loading. *International Journal of Impact Engineering*, 13(2):259–278.

Stronge, W. and Yu, T. (1993). *Dynamic Models for Structural Plasticity.* Springer-Verlag.

Symonds, P. (1980). Finite elastic and plastic deformations of pulse loaded structures by an extended mode technique. *International Journal of Mechanical Sciences*, 22:597–605.

Symonds, P. and Frye, C. (1988). On the relation between rigid-plastic predictions of response to pulse loading. *International Journal of Impact Engineering*, 7(2):139–149.

Symonds, P. and Mosquera, J. (1985). A simplified approach to elastic-plastic response to general pulse loads. *Journal of Applied Mechanics*, 52:115–121.

Youngdahl, C. K. (1970). Correlation parameters for eliminating the effect of pulse shape on dynamic plastic deformation. *Journal of Applied Mechanics*, 37:744–752.

Yu, J. and Jones, N. (1989). Numerical simulation of a clamped beam under impact loading. *Computer & Structures*, 32(2):281–293.

Zukas, J. (1994). Numerical simulation of high rate behaviour. In Brebbia, C. and Sánchez-Gálvez, V., editors, *Shock and Impact of Strucutures*, pages 1–26. Computational Mechanics Publications, Southampton.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB97

NUMERICAL SIMULATION OF THERMAL STORAGE ON ENCAPSULATED PHASE CHANGE MATERIALS

CARLOS EDUARDO L. NÓBREGA e SERGIO L. BRAGA
Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio
22453-900 – Rio de Janeiro – RJ - Brasil

Abstract

Thermal storage on encapsulated phase change materials (pcm) is under consideration. The phase change (solidification/melting) process is approximated by a quasi-stationary model, which is solved together with the one-dimensional transport equation. Results are shown by the evolution of the non-dimensional outlet temperature through non-dimensional time.

Keywords

Thermal storage, latent heat, encapsulated phase change material.

Since utility industries throuhgout the world are adopting rate structures to provide a strong market signal to their custumers to encourage load shifting, thermal energy storage's role in the energetic scenary has been continuosly increasing. Several works have been devoted to modeling and predicting the transient response of latent heat storage devices, over a variety of geometries (Melo et al. (1993), Nóbrega et al. (1996), Arnold (1992)). Following the current trend, latent heat storage on encapsulated PCM was chosen as the object of the present work. In such systems, PCMs are placed inside capsules of different sizes and geometries, while the flow takes place around the capsules. We shall consider cylindrical capsules (tubes), transversally disposed to the flow, as shown in figure 1.

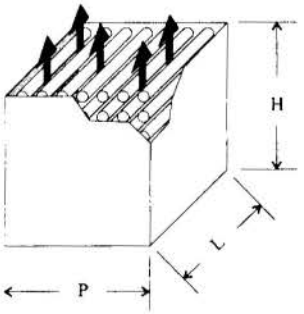


Figure 1: Storage Tank

All the equations will be written for a solidification process, although the model is capable to simulate both heat (or cold) storage and recovery. For practical reasons, the problem is posed as follows: at a time t = 0, the PCM is "hot", molten inside the tubes at a uniform temperature; at this very moment, a valve at the bottom of the tank is opened, and a "cold" recovery fluid starts to flow throughout the tank. To make the model practical, some assumptions are necessary:

1) The tank is represented by a control volume with one inlet and one outlet.
2) The tank, initially, is at uniform temperature.
3) All walls are perfectly insulated.
4) All vertical walls are impermeable.
5) The thermal capacitance and resistance of the tubes walls are negligible.
6) The sensible heat stored within the PCMs is small when compared to the latent heat.

7) There is no natural convection inside the tubes, before or during the phase change.
8) The temperature of the PCMs, before and after the phase change, varies according to the lumped capacity model.
9) The thermal resistance imposed by the PCM continuously increases with the solidification front progress.
10) The flow of the recovey fluid throughout the tank can be modeled as a "plug-flow".
11) The heat transfer from the PCM to the recovery fluid is represented by concentrated sources, placed in the center lines of the tubes (figure 2).

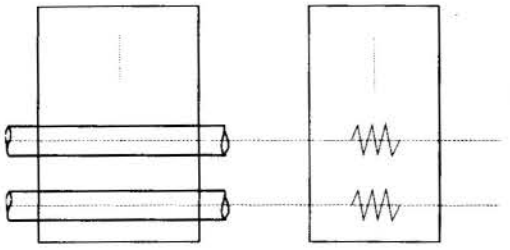


Figure 2: A comparison between physical and numerical domains

All the assumptions are realistic, at least up to a certain degree. The first four assumptions, for instance, are common to all model and experimental devices. The fifth is as good as smaller are the thickness and themal conductivity of the tube walls, while the sixth is good for small values of Ste number. The seventh assumption is valid whenever Gr number is smaller than the critical value necessary to start up any buoyancy induced flow. The eight assumption is good for moderate value of Bi number, while the ninth his good when the PCM is a pure substance. The tenth gets better with the decrease of the flow rate and/ or the increase of the tank height and head loss through it. Finally, one should notice that the direction of the phase change (radially to the tubes) is not the same direction of the flow. Assumption number eleven enable us to split this two-dimensional domain into two one-dimensional domains.

It is worthwhile to notice, while observing figure 2, that the flow cross-section in the real tank is wider than in the model. It happens because when one assumes a plug-flow condition under a given flow rate, a representative area can be found only on a volume rate basis:

$$A_{AVE} = \frac{\left(H\,P\,L - \frac{\pi}{4} NT\,L\,D_0^2 \right)}{H} \tag{1}$$

where H, P and L are the height, width and lentgh of the storage tank. NT is the number of tubes and D_O the diameter of the tubes

If $\dot{V}$ is the volumetric flow rate of the recovery fluid through the tank, then the flow velocity "u" is assumed to be uniform, and given by:

$$u = \frac{\dot{V}}{A_{AVE}} \tag{2}$$

This enables us to write the one-dimensinal transport equation:

$$\rho\,Cp\left(\frac{\partial T}{\partial t} + u\frac{\partial T}{\partial x} \right) = K\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \dot{G} \tag{3}$$

where:

ρ : recovery fluid density.
Cp : recovery fluid specific heat.
T : bulk flow temperature (at x).
K : thermal conductivity.
u : flow velocity.
x : flow direction.

As stated before, $\dot{G}$ is a heat generation which is present only on nodal points which represents the tubes centerlines, ($\dot{G}$ = 0 otherwise)

$$\dot{G} = NTPR \frac{(T_{pcm} - T)}{R_t} \frac{1}{A_{AVE}} \frac{1}{\Delta x} \tag{4}$$

where:

NTPR: number of tubes per row.
T_{pcm} : pcm temperature of a given row.
T : recovery fluid temperature at the same location.
R_t : thermal resistance at the same location.

Before the change of phase takes place:

$$R_t = \frac{1}{h\, A_e} \tag{5}$$

After its beginning, the thermal resistance to conduction through the growing layer of PCM has to be added to the previous term

$$R_t = \frac{\ln\left(R_0 / R_{fs}\right)}{2\pi K_{pcm} L} + \frac{1}{h\, A_e} \tag{6}$$

The value of h_e is given by

$$h = Nu\, K / D_o \tag{7}$$

in which the Nusselt number #Nu is given byZukauskas [Kakac et al. , 1987].

$$Nu = C_0 \mathrm{Re}^{C1}\, \mathrm{Pr}^{C2} \left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_w}\right)^{0.25} \tag{8}$$

where C_1 and C_2 are constants which depend on Re. C_0 varies from 0 to 1 for Re $<10^3$ and NR (number of rows) < 16. For any other conditions, C_0 = 1. The Reynolds number is based on the maximum velocity, u_{max} , which occurs at the minimum cross section

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho\, u_{max}\, D_0}{\mu} \tag{9}$$

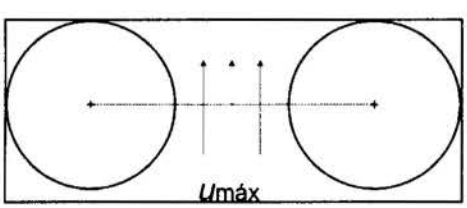


Figure 3: Maximum velocity section

$$u_{max} = u\, (A_{med}/A_{min}) \tag{10}$$

Then, if one places (6) in (4) and (4) in (3),

$$\rho\, Cp\left(\frac{\partial T}{\partial t}+u\frac{\partial T}{\partial x}\right)=K\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{NTPR}{A_{AVE}\ \Delta x}\frac{\left(T_{pcm}-T\right)}{\dfrac{\ln\left(R_o/R_{fs}\right)}{2\pi\ k_{pcm}\ L}+\dfrac{1}{hA_e}} \tag{11}$$

The position of the solidification front R_{fs} will be found by using a quasi-stationary model of change of phase, which, according to assumption (6), is suited to this case. If the phase change at the J row starts at t_j temperature throughout the PCM is governed by

$$\frac{k_{pcm}}{R}\frac{\partial T_{pcm}}{\partial R}\left(R\frac{\partial T_{pcm}}{\partial R}\right)=0 \qquad R_{in}>R>R_{fs}\ ,\ \ t>t_j \tag{12}$$

Subjected to the following boundary conditions:

$T_{pcm}(R_{fs},t) = T_m \quad , t > t_j$ (12A)

$$K_{pcm}\left.\frac{\partial T_{pcm}}{\partial R}\right|_{Rin}=h\left[T(t)-T_{pcm}(R_o,t)\right]\quad t>t_j \tag{12B}$$

to obtain

$$T_{pcm}(R,t)=T_m+(T(t)-T_m)\frac{\ln R/R_{FS}}{\ln\dfrac{R_o}{R_{fs}}+\dfrac{K_{pcm}}{hR_o}} \qquad 0\le R\le R_{fs}\ \ t>t_j \tag{13}$$

Knowing the temperature profile, it is possible to apply a differencial balance on the front of solidification

$$\rho_{pcmf}\,\gamma\,\frac{\partial R_{fs}}{\partial t}=K_{pcm}\left.\frac{\partial T_{pcm}}{\partial R}\right|_{R_{fs}} \qquad t>t_j \tag{14}$$

in which γ is the latent heat of the phase change material

$R_{fs}(0) = R_o$ (initial position of the solidification front) (14A)

resulting in

$$2\,R_{fs}^2\ln\frac{R_{fs}}{R_o}=\left(1+\frac{2\,K_s}{h\,R_o}\right)\left(R_{fs}^2-R_o^2\right)+\frac{4K_s}{\rho_{mmf}\,\gamma}\int_0^t\left(T-T_m\right)dt \tag{15}$$

Defining a caracteristic advection time, t_c and the following dimensionless variables,

$t_c = H/u$ (16)

$\tau = t/t_c$ (17)

$x^* = x/H$ (18)

$\theta = (T-T_{in})/(T_{ini}-T_{in})$ (19)

$Pe = Hu/\alpha_{pcm}$ (20)

$K_R = K/K_{pcm}$ (21)

and replacing them in (11)

$$\frac{\partial\theta}{\partial\tau}+\frac{\partial\theta}{\partial x^*}=\frac{1}{Pe}\frac{\partial^2\theta}{\partial x^{*2}}+\pi\frac{HL}{A_{AVE}}\frac{(\theta_m-\theta)}{Pe}\frac{NTPR}{\Delta x^*}\frac{1}{(\frac{1}{2}K_R\ln\frac{R_o}{R_{fs}}+\frac{1}{Nu})} \tag{22}$$

initial condition: $\theta(x^*,0) = 1$ (22A)

boundary conditions $\theta(0,\tau) = 0\ ,\tau > 0.$ (22B)

$$\text{at } x^*=1\ ,\ \frac{\partial\theta}{\partial x^*}=0 \tag{22C}$$

Also, introducing the following non-dimensional variables into eq. (15)

$$R_R = R_{fs}/R_0 \tag{23}$$

$$Ste = Cp_{pcm}(T- T_m)/\gamma \tag{24}$$

$$Ste_{mo} = \frac{\rho Cp(T_{ini}-T_{in})}{\rho_{pcm}\gamma} \tag{25}$$

one would obtain

$$\ln R_R = \left(\frac{1}{2}+\frac{1}{Nu\,K_R}\right)(1-R_R^2)+8\left(\frac{\varnothing}{H}\right)^{-2}\frac{1}{K_R\,Pe}\frac{Ste_{mo}}{Ste}(\theta_m-\theta)\,R_R^2\int_0^\tau Ste\,d\tau \tag{26}$$

The solution is then obtained by solving sinultaneously equations (22) and (26). The domain relative to equation (22) is divided into a finite number of volumes (Patankar, 1980), by using the upwind scheme to represent advection and the fully implicit scheme for the transient term. The resulting tri-diagonal matrix is then solved, with guessed values of R_{fs} for each row, and the temperature field is used to evaluate R_{fs} on each row (26). This process continues until convergence has been achieved.

The objective is to evaluate the impact of the degree of fragmentation of a certain amount of PCM on the heat recovery time, under different thermal solicitations. Table 1 shows data for three degrees of fragmentation of a fixed volume of pcm contained in a fixed volume storage tank. In each case, NTPR, NR (number of rows) and D_o/L are varied simultaneously, in such a way that the ratio between pcm and tank volumes remains constant. Some other parameters, which are shown on table 2, are held constant. Figures (3) to (5), show the outlet adimensional temperatures as functions of the non-dimensional time.

Table 1: Influence of the degree of fragmentation

$Pe = 3\times10^5$	NR	NTPR	NT	D_o/L	Re	Nu	NTU_i
# 1	10	10	100	0,087	644	23,0	0,04
# 2	50	50	2500	0.018	140	10,5	0,45
# 3	100	100	10000	0,009	74	8,8	1,46
$Pe = 6\times10^5$							
# 4	10	10	100	0,087	1320	42,0	0,04
# 5	50	50	2500	0,018	280	15,0	0,32
# 6	100	100	10000	0,009	147	11,0	0,92
$Pe = 3\times10^6$							
# 7	10	10	100	0,087	6440	112,0	0,02
# 8	50	50	2500	0,018	1340	43,8	0,19
# 9	100	100	10000	0,009	738	24,5	0,41

Table 2: Constant parameters

H/L	H/P	Ste	Ste_{mo}	K_R	HL/A_{med}
1	1	0,36	0,21	0,61	2,6

Definition: $NTU = \frac{UA_T}{\dot{m}\, Cp}$, or in terms of the adimensional parameters,

$$NUT = \frac{\pi\, NT \left(HL / A_{med} \right)}{Pe \left(\frac{1}{Nu} + \frac{1}{2} K_R\, Ln\, R_R \right)} \qquad (27)$$

Figures (6) through (8) shows NTU as a function of the non-dimensional time.

CONCLUSIONS

The results obtained through this model show a qualitative concurrence with those obtained by Braga (1993) and Nóbrega et al (1996). Since R_t varies from an initial value to an infinit value, one should expect the value of NTU to vary from some initial value to zero, as can be seen from figures (6) to (8). Table 1 shows that the higher the number of tubes, the higher will be the initial value of NTU (and consequently the average), thus increasing the heat transfer rates and reducing the time required by the discharge process. Although Nu number decreases with the increase in the number of tubes (NT), the impact caused by the increase of the overall wetted area overcomes this effect, making smaller capsules more effective from the heat transfer viewpoint (for a fixed Pe). However, the general conclusion that the discharge process is as faster as the greater is the number of tubes NT should be made with care. Figures (5) to (3) show that from case 7 to case 9, the discharge process has lasted 99% less, while from case 4 to case 6, about 90% and from case to 1 to 3 only 80 %. This suggests that for lower values of Pe number, increasing the degree of fragmentation would lead to less effective capsules. Such values of Pe number, however, are out of the bounds imposed by design and/or operating conditions, therefore being of no practical interest.

REFERENCES

ALEXIADES, V. and SOLOMON, A.D., *Mathematical Modeling of Melting and Freezing Processes* , Hemisphere Publishing Corporation, 1993.

ARNOLD, D. - *Dynamic Simulation of Encapsulated Ice Stores, Part 1: The Model,* ASHRAE TRANSACTIONS, 1990.

BEJAN, A., *Convection Heat Transfer* , J. Wiley & Sons, 2ed. , 1995.

BRAGA S.L., *Recuperação da Energia Armazenada Sob Forma de Calor Latente*, XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Brasília , 1993.

CRYOGEL 103 : *Manual técnico de cálculo*, 1990.

DORGAN, C.E. and ELLESON, J.S. , *Design Guide for Cool Thermal Storage* , ASHRAE, 1993.

MELO, C.A. and ISMAIL, K.A.R, *Análise da efetividade do arnazenador cilíndrico vertical com mudança de fase* , XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - Brasília 1993.

NÓBREGA, C.E.L. and BRAGA S.L. - *Simulação da Recuperação da Energia Armzenada em um Termoacumulador com Mudança de Fase* , VI Congresso Brasileiro de Ciências Térmicas , Florianópolis , 1996.

PATANKAR, S.V. , *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow* , Hemisphere Publishing Corporation, 1980.

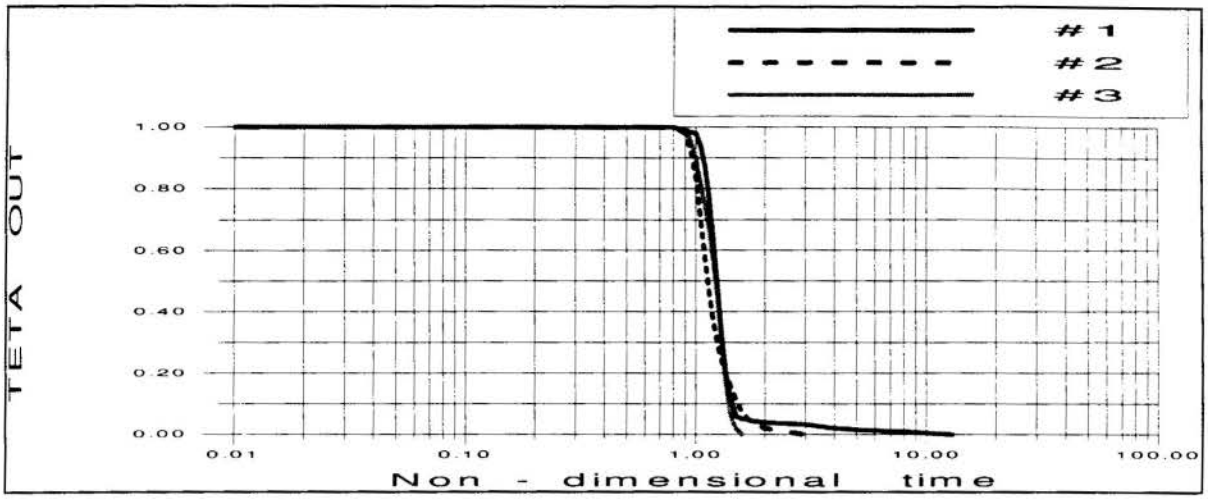


Figure 3: Outlet temperatures for low Pe number

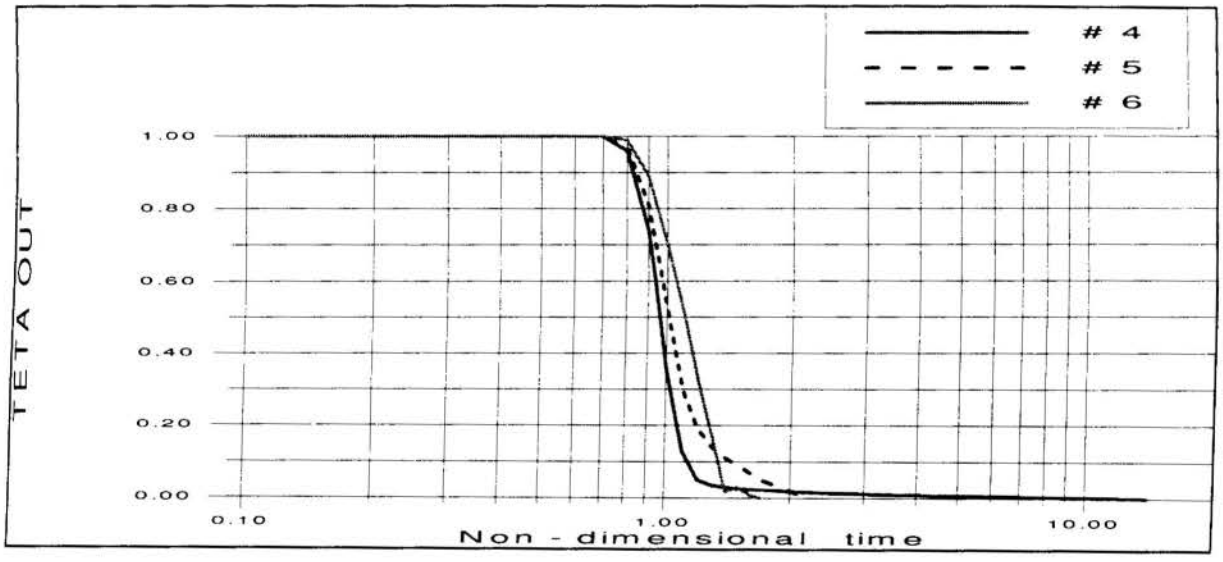


Figure 4: Outlet temperatures for typical Pe number

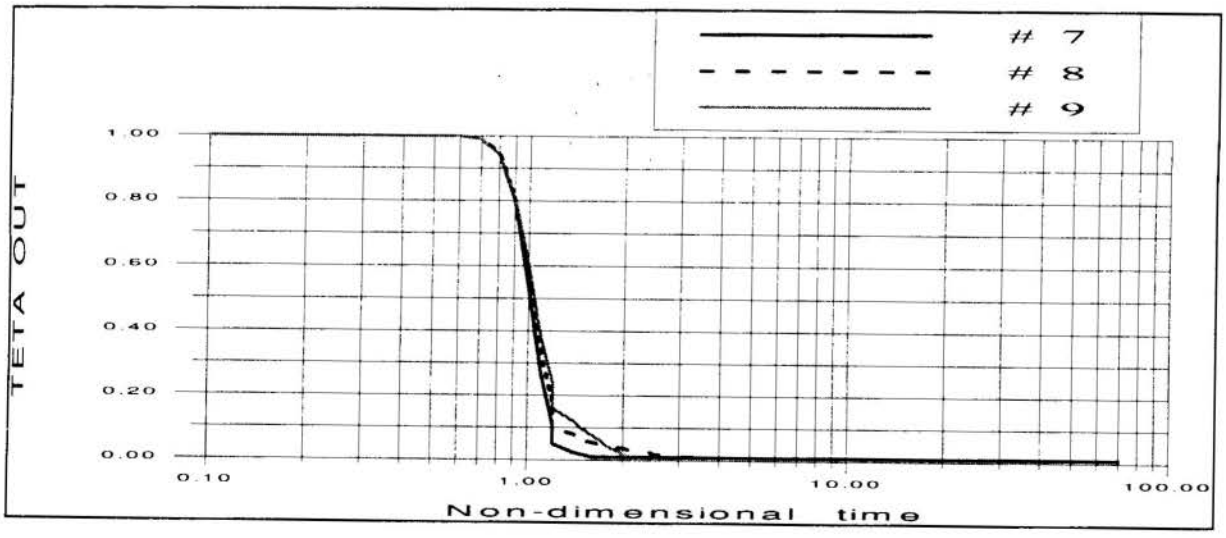


Figure 5: Outlet temperatures for high Pe number

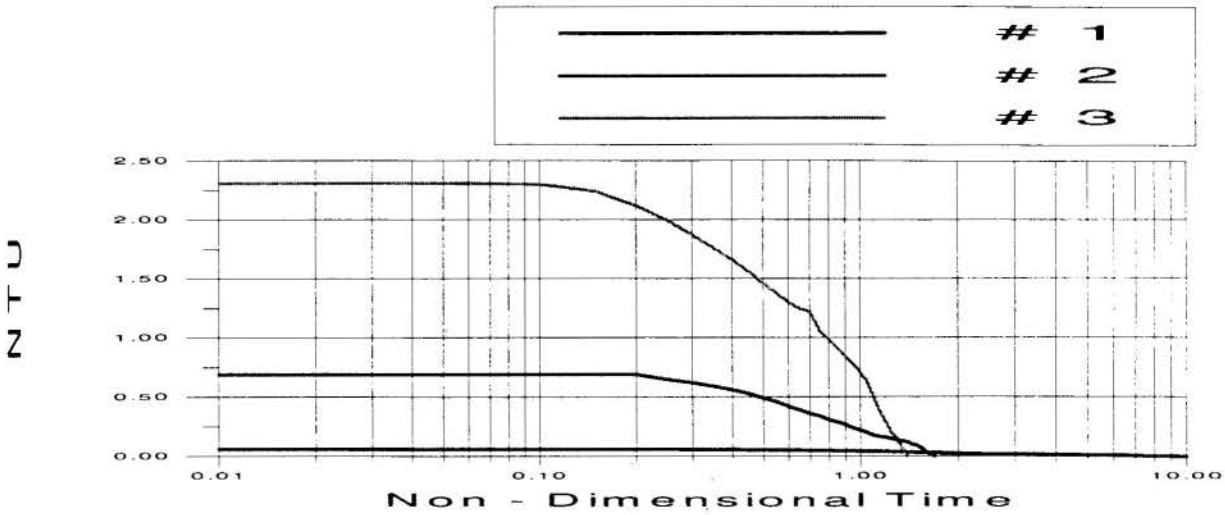


Figure 6: NTU for low Pe number.

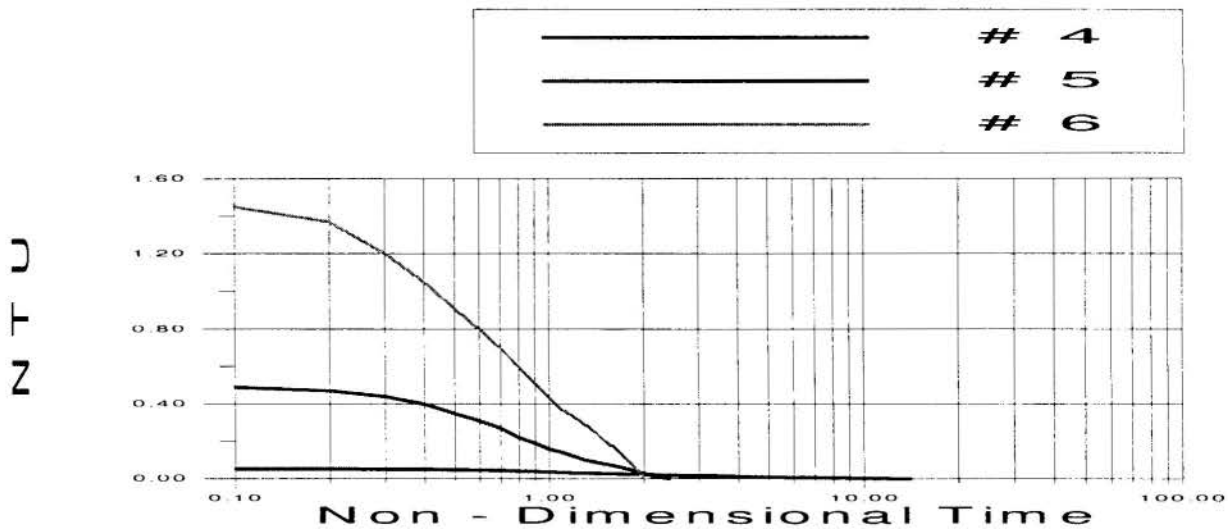


Figure 7: NTU for typical Pe number.

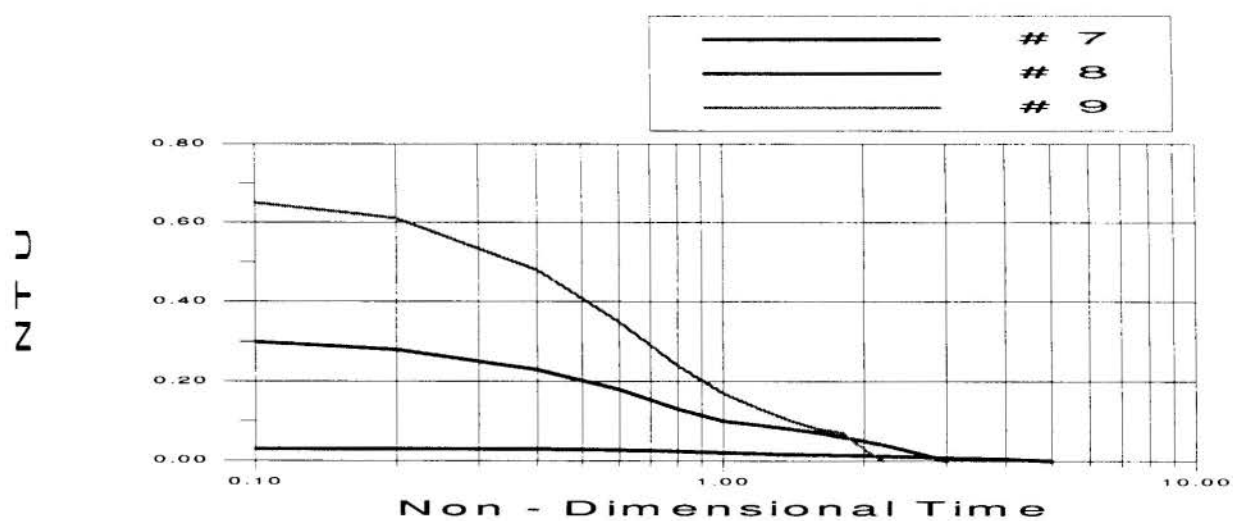


Figure 8: NTU a high #Pe number.

Tema 74

Mecânica dos Materiais Compostos

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1000

IDENTIFICAÇÃO DE PROPRIEDADES ELÁSTICAS DE MATERIAIS COMPOSTOS A PARTIR DE ENSAIOS DINÂMICOS / *IDENTIFICATION OF ELASTIC PROPERTIES OF COMPOSITE MATERIALS FROM DYNAMIC TESTS*

JESIEL CUNHA
Departamento de Ciências Fisicas-Universidade Federal de Uberlândia
Campus Santa Mônica-Uberlândia-MG-Brasil-E-mail : jecunha@ufu.br

Abstract

This work consists in the identification of the stiffness properties of composite materials from dynamic tests. Unknown coefficients are identified by a technique of model updating. The used formulation (modal approach) is based on the minimization of the eigensolution residuals (sensitivity method). Errors of generalized masses are considered. This technique allows the simultaneous identification of several properties from a single test. Stiffness properties of extension, bending, twisting and transverse shear are identified. A discussion of the differents identification approaches of elastic constants of composite materials from dynamic tests is presented. Results obtained by numerical simulations show the efficiency of the method.

Keywords

Materiais compostos - Identificação - Vibração - Rigidez - Ajuste de modelos
Composite materials - Identification - Vibration - Stiffness - Model updating

1. INTRODUÇÃO

O campo de aplicação dos materiais compostos evoluiu consideravelmente estes últimos anos. Utilizados inicialmente pelos setores aeronáutico e espacial, os materiais compostos têm conquistado, graça a uma grande versatilidade, domínios extremamente variados. Atualmente, as qualidades clássicas intrínsecas dos compostos como a leveza, associada à características de resistência e corrosão elevadas, são ampliadas graças ao aparecimento de novos materiais, elaborados a partir de novas filosofias de concepção e fabricação. Ainda mais avançadas, novas gerações de estruturas ditas multi-funcionais como os materiais híbridos ou mais recentemente os compostos adaptativos ou inteligentes, começam a aparecer (Chou, 1992). As novas tecnologias requerem dessa forma novas técnicas de análise do comportamento mecânico, adaptadas a esses novos materiais.

Este trabalho trata da identificação de propriedades de rigidez de materiais compostos a partir de ensaios dinâmicos. O interesse dos ensaios dinâmicos está no fato de que a informação do comportamento vibratório de uma estrutura comporta várias energias de natureza diferente, o que vai de encontro ao caráter de identificação multiaxial, inerente aos compostos. Esta técnica permite, em princípio, a identificação simultânea de várias propriedades a partir de apenas um ensaio. Os coeficientes serão identificados pela técnica de

ajuste de modelos. O método utilizado (do tipo modal) é baseado na minimização de um resíduo construído com as auto-soluções do modelo e da estrutura, técnica esta chamada de método de sensibilidade.

2. FORMULAÇÃO GERAL DO MÉTODO DE SENSIBILIDADE

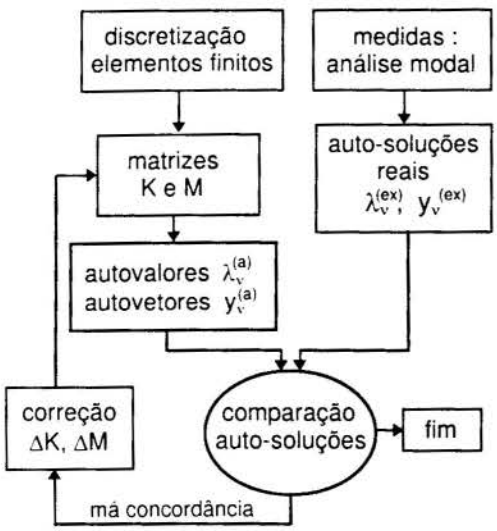


Figura 1 - Organograma geral do método de sensibilidade.

O método de sensibilidade consiste na minimização de um resíduo baseado nas auto-soluções, consideradas como grandezas de saída (figura 1) (Piranda, 1994). Suas vantagens em relação a outros métodos de ajuste de modelos em elastodinâmica são, de maneira geral, as seguintes: não há expansão ou condensação; aplicável no caso onde o número de sensores é reduzido, portanto bem adaptado ao tratamento de grandes sistemas; robustez em relação aos ruídos nas medidas; facilidade de manipulação e interpretação física das variáveis do problema considerado. Seus principais inconvenientes são : má convergência ou possibilidade de mínimos locais, o que impõe um modelo inicial relativamente próximo da estrutura real; necessidade de emparelhamento dos modos; utilização das massas generalizadas; problemas numéricos no caso de autovalores múltiplos ou quase-múltiplos. A maioria destes inconvenientes podem no entanto serem resolvidos através de procedimentos adaptados (Cunha, 1997).

Em ajuste de modelos, procura-se determinar as correções ΔK e ΔM entre as matrizes de rigidez e de massa do modelo (a) e da estrutura (ex) :

$$K^{(ex)} = K^{(a)} + \Delta K \qquad M^{(ex)} = M^{(a)} + \Delta M \tag{1}$$

Para isto, supõe-se que o modelo elementos finitos é composto de subdomínios, chamados *macro-elementos*, que possuem elementos dependentes dos mesmos parâmetros :

$$K = \sum_{e=1}^{r} K_e^{(E)} \in R^{N,N} \qquad M = \sum_{e=1}^{r} M_e^{(E)} \in R^{N,N} \tag{2}$$

onde r é o número de elementos de um macro-elemento, $K_e^{(E)}$ e $M_e^{(E)}$ são respectivamente as matrizes rigidez e massa associadas ao elemento e. As correções são efetuadas agindo-se nos p macro-elementos de rigidez e nos q macro-elementos de massa, da seguinte maneira :

$$K^a = \sum_{i=1}^{p} k_i K_i \qquad M^a = \sum_{j=1}^{q} m_j M_j \tag{3}$$

onde k_i e m_j são os coeficientes corretores que se procura identificar, K^a e M^a são as matrizes rigidez e massa completas. O resíduo é construído à partir das distâncias entre as auto-soluções identificadas na estrutura e calculadas pelo modelo elementos finitos, avaliadas nos graus de liberdade correspondentes aos c sensores :

$$\Delta y_v = y_v^{(ex)} - y_v^{(a)} \in R^{c,1} \qquad \Delta\lambda_v = \lambda_v^{(ex)} - \lambda_v^{(a)} \in R \qquad v = 1, \ldots, m \tag{4}$$

O método de sensibilidade consiste em exprimir as distâncias em função das variações dos parâmetros de concepção dos macro-elementos. Para isto, desenvolve-se as auto-soluções medidas em série de Taylor de primeira ordem, nas vizinhanças das auto-soluções emparelhadas do modelo :

$$y_\nu^{(ex)} = y_\nu^{(a)} + \sum_{i=1}^{p} \frac{\partial y_\nu^{(a)}}{\partial k_i} dk_i + \sum_{j=1}^{q} \frac{\partial y_\nu^{(a)}}{\partial m_j} dm_j \qquad \lambda_\nu^{(ex)} = \lambda_\nu^{(a)} + \sum_{i=1}^{p} \frac{\partial \lambda_\nu^{(a)}}{\partial k_i} dk_i + \sum_{j=1}^{q} \frac{\partial \lambda_\nu^{(a)}}{\partial m_j} dm_j \quad (5)$$

Sob forma matricial tem-se :

$$\begin{bmatrix} \Delta y_1 \\ \vdots \\ \Delta y_m \\ \hline \Delta \lambda_1 \\ \vdots \\ \Delta \lambda_m \end{bmatrix} = \left[\begin{array}{ccc|ccc} \frac{\partial y_1}{\partial k_1} & \cdots & \frac{\partial y_1}{\partial k_p} & \frac{\partial y_1}{\partial m_1} & \cdots & \frac{\partial y_1}{\partial m_q} \\ \vdots & & \vdots & \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial y_m}{\partial k_1} & \cdots & \frac{\partial y_m}{\partial k_p} & \frac{\partial y_m}{\partial m_1} & \cdots & \frac{\partial y_m}{\partial m_q} \\ \hline \frac{\partial \lambda_1}{\partial k_1} & \cdots & \frac{\partial \lambda_1}{\partial k_p} & \frac{\partial \lambda_1}{\partial m_1} & \cdots & \frac{\partial \lambda_1}{\partial m_q} \\ \vdots & & \vdots & \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial \lambda_m}{\partial k_1} & \cdots & \frac{\partial \lambda_m}{\partial k_p} & \frac{\partial \lambda_m}{\partial m_1} & \cdots & \frac{\partial \lambda_m}{\partial m_q} \end{array}\right] \begin{bmatrix} dk_1 \\ \vdots \\ dk_p \\ dm_1 \\ \vdots \\ dm_q \end{bmatrix} \Rightarrow \underset{[m(c+1),\ 1]}{\Delta \mathbf{Z}} = \underset{[m(c+1),\ p+q]}{\mathbf{S}} \underset{[p+q,\ 1]}{\Delta \mathbf{p}} \quad (6)$$

onde m é o número de autovetores identificados; c é o número de graus de liberdade instrumentados; p é o número de macro-elementos de rigidez; q é o número de macro-elementos de massa; N é o número de graus de liberdade do modelo elementos finitos; n é o número de autovetores calculados do modelo elementos finitos. Em relação à matriz de sensibilidade S, as expressões das derivadas primeiras das auto-soluções em relação aos parâmetros de rigidez e massa são obtidas derivando-se a equação de equilíbrio do modelo, considerando-se igualmente as relações de ortonormalidade (Piranda, 1994).

2.1 Consideração dos erros das massas generalizadas

A definição do residuo dos autovetores implica na normalização correta dos autovetores identificados, condição dificil de se satisfazer experimentalmente em identificação modal. Os erros de identificação das massas generalizadas podem assim gerar correções errôneas do modelo. Para resolver-se este problema, introduz-se as massas generalizadas como incógnitas suplementares. Designa-se por $\tilde{y}_\nu^{(ex)}$ o autovetor identificado sem erro de norma e por $y_\nu^{(ex)}$ o autovetor realmente obtido. Supõe-se que : $\tilde{y}_\nu^{(ex)} = y_\nu^{(ex)}(1 - \alpha_\nu)$, onde α_ν é um coeficiente real desconhecido. O sistema completo a resolver torna-se então :

$$\begin{bmatrix} \Delta y_1 \\ \vdots \\ \Delta y_m \\ \hline \Delta \lambda_1 \\ \vdots \\ \Delta \lambda_m \end{bmatrix} = \left[\begin{array}{cc|cc} S_y^{(k)} & S_y^{(m)} & y_1^{(ex)} & 0 \\ & & & \ddots \\ & & 0 & y_m^{(ex)} \\ \hline S_\lambda^{(k)} & S_\lambda^{(m)} & 0 & \end{array}\right] \begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \vdots \\ \alpha_m \\ \hline \Delta p^{(k)} \\ \hline \Delta p^{(m)} \end{bmatrix} \quad (7)$$

2.2 Aspectos dinâmicos e matemáticos do problema

Diversos aspectos interdependentes são de fundamental importância para a aplicação prática da técnica de ajuste de modelos em dinâmica, visto que o problema comporta fatores de natureza física e matemática. Estes estudos foram abordados no trabalho de Cunha (1997). Pode-se citar os seguintes pontos : problema de otimização na resolução da equação de sensibilidade (6); emparelhamento dos modos; reanálise das auto-soluções; posicionamento ótimo dos sensores; simulação com introdução de ruídos nas medidas; desenvolvimento do método com aproximação de segunda ordem nas equações de Taylor; estudo aprofundado do problema de estimação inicial dos parâmetros a serem identificados, com utilização da técnica dos algoritmos genéticos. Estes temas serão objeto de futuras publicações.

2.3 Método de otimização

O método de otimização utilizado para o cálculo da solução Δp na expressão de sensibilidade (6) é do tipo gradiente sob restrições de desigualdade. O princípio deste método, chamado *Método das Direções Realizáveis Modificado* (DOT, 1990), consiste em se determinar a solução que minimiza a função custo $J(p)$, com a vantagem de precisar a direção e o ganho de passo de busca no espaço paramétrico. A função custo é formada à partir das distâncias entre as auto-soluções e as distâncias dos parâmetros de correção :

$$J(p)={}^{T}\Delta y(p)\,W_{y}\,\Delta y(p)+{}^{T}\Delta\lambda(p)\,W_{\lambda}\,\Delta\lambda(p)+{}^{T}\Delta p(p)\,W_{p}\,\Delta p(p) \qquad (8)$$

submetida às restrições de desigualdade : $\Delta p_i^{inf} \le \Delta p_i \le \Delta p_i^{sup}$ e $p_i^{inf} \le p_i \le p_i^{sup}$

onde : $\Delta y = y^{(ex)} - y^{(a)} \in \mathrm{R}^{mc,1}$ é o vetor das distâncias dos autovetores;
$\Delta\lambda = \lambda^{(ex)} - \lambda^{(a)} \in \mathrm{R}^{m,1}$ é o vetor das distâncias dos autovalores;
$\Delta p = p - p^{(0)} \in \mathrm{R}^{p+q,1}$ é o vetor das correções paramétricas;
$W_y \in \mathrm{R}^{mc,mc}$, $W_\lambda \in \mathrm{R}^{m,m}$ e $W_p \in \mathrm{R}^{p+q,p+q}$ são as matrizes de ponderação, escolhidas segundo a especificidade do problema.

2.4 Adaptação do método de sensibilidade aos materiais compostos

No contexto das Teorias de Placas e Cascas Estratificadas, considerando-se a variedade e a complexidade dos parâmetros que influenciam o comportamento mecânico dos compostos, existem diversos métodos para a escolha do campo de deslocamentos, das tensões e das condições de contorno associadas (Bert, 1984, Cunha, 1997). Utilizou-se neste trabalho a chamada Teoria de Cisalhamento de Primeira Ordem, que considera o efeito do cisalhamento transversal, e que possibilita a obtenção de bons resultados para a maioria dos estratificados compostos. A equação constitutiva é escrita sob forma contraída da seguinte maneira :

$$\begin{bmatrix} N \\ M \\ Q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B & 0 \\ B & D & 0 \\ 0 & 0 & H \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_m \\ k \\ \gamma_c \end{bmatrix} \qquad (9)$$

onde, [A] $\in \mathrm{R}^{3,3}$: matriz de rigidez em membrana;
[B] $\in \mathrm{R}^{3,3}$: matriz de acoplamento em membrana-flexão/torção;

[D] $\in R^{3,3}$: matriz de rigidez em flexão/torção;
[H] $\in R^{2,2}$: matriz de rigidez em cisalhamento transversal.

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^{n} (\overline{Q}_{ij})_k \ (h_k - h_{k-1}) \qquad B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{n} (\overline{Q}_{ij})_k \ (h_k^2 - h_{k-1}^2)$$
$$D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^{n} (\overline{Q}_{ij})_k \ (h_k^3 - h_{k-1}^3) \qquad H_{ij} = k_{ij} \sum_{k=1}^{n} (\overline{Q}_{ij})_k \ (h_k - h_{k-1}) \tag{10}$$

sendo $\overline{Q}_{ij}$ as constantes de rigidez de uma camada em uma direção qualquer; h_k é a cota da face da camada k; n o número de camadas e k_{ij} os fatores de correção do cisalhamento transversal.

A identificação de propriedades de rigidez de materiais compostos por métodos do tipo ajuste de modelos em dinâmica é relativamente recente. Dada a sua complexidade, o tema está bastante aberto. De fato, o caráter de anisotropia, a diversidade dos materiais e a variedade das formas estruturais faz com que o comportamento mecânico dos materiais compostos seja particular. Pode-se citar por exemplo o efeito de acoplamento dos esforços e o fenômeno de delaminação, típicos dos estratificados. Desta forma, não existe na literatura formulações gerais que permitam resolver-se todos os casos de identificação. Encontra-se frequentemente estudos aplicados à casos particulares. A grande maioria destes estudos utiliza o método de sensibilidade, com estimação do tipo Bayes. Alguns autores modelizam a estrutura como homogênea global, identificando-se propriedades do tipo E_x ,E_y ,G_{xy} ,ν_{xy} do estratificado (Frederiksen, 1994, Pedersen, 1988, Deobald and Gibson, 1986). Isto é na verdade uma simplificação do problema e não permite o cálculo destas mesmas propriedades referentes às camadas individualmente. Uma outra possibilidade, no caso particular de camadas idênticas, é de se identificar diretamente as propriedades das camadas. No entanto isto pode representar um inconveniente, pois as propriedades seriam fortemente não-lineares em relação aos autovalores e autovetores. Uma maneira interessante de abordar o problema é de se utilizar as *constantes de rigidez* da lei de comportamento da estrutura (expressão 9) que exprime as resultantes e os momentos em função das deformações de membrana, de cisalhamento e das curvaturas (Sol, 1986, Link and Zhiqing, 1993). De fato, a utilização das matrizes **A**, **B**, **D** e **H** apresenta algumas vantagens :

- facilidade para a compreensão do comportamento mecânico da estrutura : estas "propriedades globais" explicitam os efeitos de membrana, flexão, torção, cisalhamento, de acoplamento, etc;
- a identificação de **A**, **B**, **D** e **H** permite o cálculo posterior das propriedades das camadas no caso de camadas idênticas;
- possibilidade de se fazer a interface do método de sensibilidade com os programas de cálculo de elementos finitos, pois as constantes de rigidez são lineares em relação às matrizes elementares de massa e rigidez;
- finalmente, pode-se lembrar que os programas de elementos finitos atuais permitem a utilização direta das constantes **A**, **B**, **D** e **H** como dados de entrada, o que evita a identificação das propriedades das camadas.

A formulação do método de sensibilidade para os materiais compostos é idêntica à formulação desenvolvida anteriormente, considerando-se apenas os parâmetros de rigidez. As correções são efetuadas nos p macro-elementos, que são os componentes das matrizes **A**, **B**, **D** e **H**. Cada macro-elemento possui assim um papel bem definido no comportamento

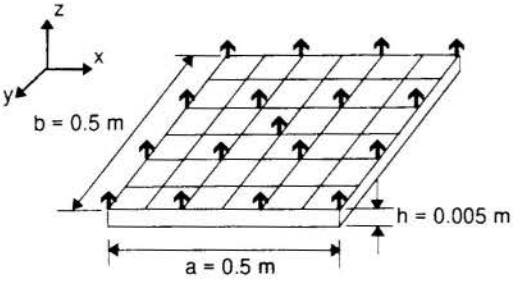
mecânico da estrutura. Para ilustrar esta idéia, toma-se como exemplo o caso geral de uma placa estratificada simétrica. As correções nos p macro-elementos são da seguinte forma :

$$K^a = \sum_{i=1}^{p} k_i K_i = k_1 D_{11} K_1 + k_2 D_{12} K_2 + k_3 D_{22} K_3 + k_4 D_{16} K_4 + k_5 D_{26} K_5 + \\ + k_6 D_{66} K_6 + k_7 A_{11} K_7 + k_8 A_{12} K_8 + k_9 A_{22} K_9 + k_{10} A_{16} K_{10} + \\ + k_{11} A_{26} K_{11} + k_{12} A_{66} K_{12} + k_{13} H_{44} K_{13} + k_{14} H_{55} K_{14} \qquad (11)$$

onde :
$D_{11}K_1$, $D_{12}K_2$, . . ., $H_{55}K_{14}$ representam as matrizes de rigidez dos macro-elementos; k_i é o coeficiente de correção do macro-elemento i; K^a é a matriz de rigidez completa. As constantes de rigidez são : D_{11} - flexão x; D_{12} - acoplamento flexão x / flexão y; D_{22} - flexão y; D_{16} - acoplamento flexão x / torsão; D_{26} - acoplamento flexão y / torsão; D_{66} - torsão; A_{11} - membrana x; A_{12} - acoplamento membrana x / membrana y; A_{22} - membrana y; A_{16} - acoplamento membrana x / cisalhamento xy; A_{26} - acoplamento membrana y/cisalhamento xy; A_{66} - cisalhamento xy; H_{44} - cisalhamento transversal yz; H_{55} - cisalhamento transversal xz.

3. APLICAÇÃO NUMÉRICA

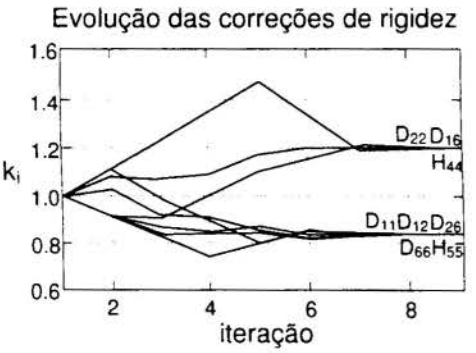
A simulação foi feita em uma placa estratificada alternada/equilibrada simétrica, livre-livre, com 16 camadas ortotrópicas à ± 45°. O material é um pré-impregnado em grafite/epóxi-Hercules AS1/3501-5. As características da estrutura e as condições de ensaio são :



- constantes de rigidez :
  D_{11} = 449 N.m D_{66} = 355 N.m
  D_{12} = 324 N.m H_{44} = 2.06 x 10^7 N/m
  D_{22} = 449 N.m H_{55} = 2.06 x 10^7 N/m
  D_{16} = 59 N.m ρ = 1580 Kg/m^3
  D_{26} = 59 N.m

- número de sensores (↑) = 17 (z)
- número de modos medidos = 10

As constantes de rigidez do modelo inicial foram perturbadas em ± 20%. Os resultados obtidos foram bastante satisfatórios. A figura (2) mostra a evolução dos parâmetros no processo de ajuste ao longo das iterações. Os gráficos mostram uma excelente convergência destes parâmetros, com uma redução significativa das distâncias entre as auto-soluções. A tabela (1) confirma os bons resultados das correções, sendo os valores das constantes de rigidez iniciais reencontrados (o número entre parênteses representa a diferença em relação ao modelo inicial).



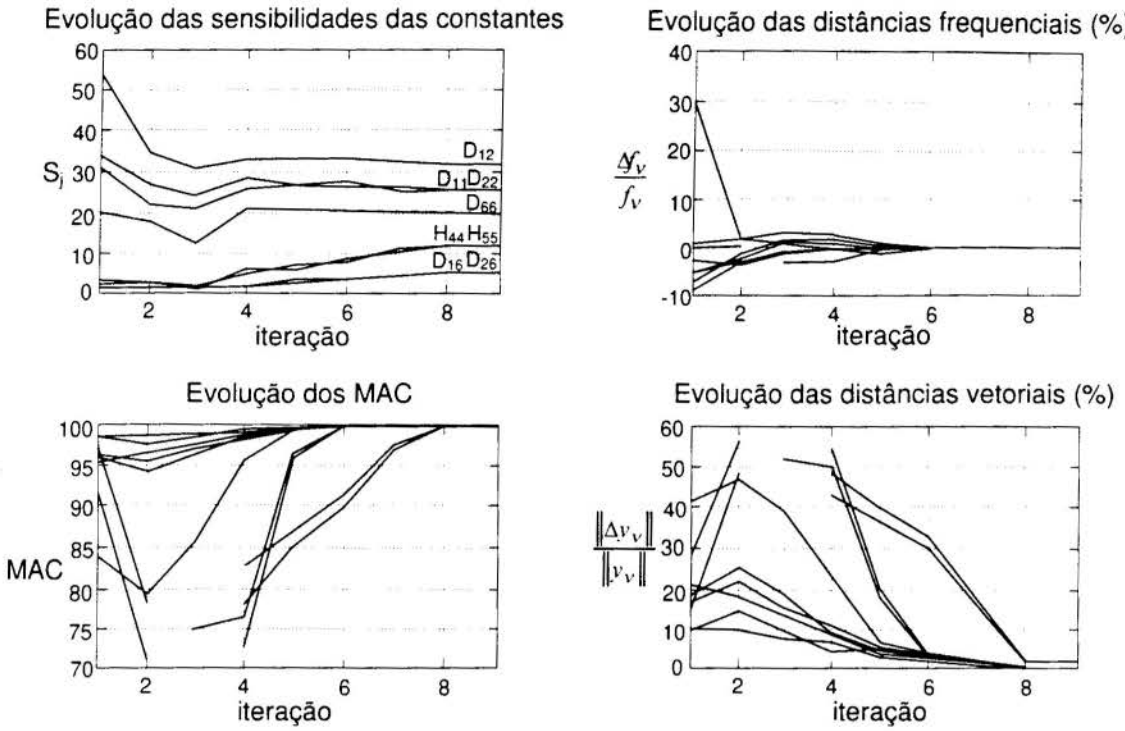


Figura 2 - Evolução dos parâmetros de ajuste ao longo das iterações.

Tabela 1 : Resultado final do ajuste das constantes de rigidez.

Constantes de rigidez	*Modelo Inicial*	*Modelo Perturbado*	*Modelo Ajustado*
D_{11} (N.m)	449	539 (20%)	449 (0%)
D_{12} (N.m)	324	389 (20%)	324 (0%)
D_{22} (N.m)	449	374 (17%)	449 (0%)
D_{16} (N.m)	59	49 (17%)	59 (0%)
D_{26} (N.m)	59	71 (20%)	59 (0%)
D_{66} (N.m)	355	426 (20%)	355 (0%)
H_{44} (N/m)	2.06×10^7	1.72×10^7 (17%)	2.06×10^7 (0%)
H_{55} (N/m)	2.06×10^7	2.47×10^7 (20%)	2.06×10^7 (0%)

4. CONCLUSÃO

O aumento do campo de utilização dos materiais compostos é diretamente dependente, entre outros, do conhecimento preciso dos fenômenos que governam o comportamento mecânico desses materiais. Neste sentido, a diversidade dos materiais e a complexidade das configurações estruturais faz com que a elaboração de modelos gerais de comportamento seja bastante difícil. Isto acontece igualmente para os métodos de identificação de propriedades mecânicas. Dentro deste contexto, a técnica de identificação a partir de ensaios dinâmicos é interessante pois pode-se aplicá-la em uma vasta gama de estruturas. O processo é do tipo não destrutivo e sua implementação é relativamente simples. A metodologia utilizada se mostra bem adaptada ao caráter de anisotropia dos materiais compostos. Em relação a outras técnicas de identificação, o método apresenta a vantagem de simplificar consideravelmente os testes pois pode-se identificar várias propriedades diferentes, de maneira simultânea. Uma outra vantagem é que pode-se aplicar este método de identificação diretamente na estrutura (placas,

cascas, tubos ou mesmo geometrias mais complexas), sem necessidade de corpos de prova adaptados a cada ensaio, segundo o parâmetro a ser identificado. Por outro lado, as constantes de rigidez identificadas, geralmente com uma boa precisão, podem ser introduzidas diretamente como dado de entrada nos programas de elementos finitos.

Os resultados obtidos por simulações numéricas em outros tipos de estruturas de materiais compostos (estratificados anti-simétricos, tecidos, sanduíches, etc.), e aplicações à estruturas reais, mostraram a precisão e a robustez do método de sensibilidade (Cunha, 1997). Deve-se observar três aspectos importantes na identificação : boa sensibilidade e independência linear das constantes a serem identificadas e uma base modal com um número suficiente de sensores.

Existem várias fontes de erros possíveis no processo de ajuste de modelos em materiais compostos. Pode-se citar os erros de modelização : malha elementos finitos grosseira, hipóteses simplificadas de cálculo, etc; os erros no processo de correção (método de sensibilidade) : má representatividade na função objetivo (linearização do problema, base modal experimental reduzida, ponderação dos parâmetros, etc.), não-unicidade e instabilidade da solução, etc; os erros de topologia do material : heterogeneidade das propriedades físicas, imperfeições geométricas (espessura, orientação das fibras, etc.), defeitos em geral; os erros de medidas : erros sistemáticos e aleatórios quando do ensaio dinâmico (posicionamento dos sensores, ruídos, etc.).

Concluindo, pode-se dizer que a qualidade dos resultados é, de uma maneira geral, ligada diretamente à qualidade do modelo elementos finitos, à estratégia de ajuste utilizada e à precisão das medidas experimentais. É a associação destes três fatores que pode conduzir à uma identificação confiável.

5. REFERÊNCIAS

BERT, C.W. A Critical Evaluation of New Plate Theories Applied to Laminated Composites, *Composite Structures 2*, pp.329-347, 1984

CHOU, T.W. *Microstructural Design of Fiber Composites*, Cambridge University Press, 1992

CUNHA, J. Application des Techniques de Recalage en Dynamique à l'Identification des Constantes Elastiques des Matériaux Composites, *Thèse de Doctorat no. 570*, Université de Franche-Comté, LMARC, 1997

DEOBALD, L.R. and GIBSON, R.F. Determination of Elastic Constants of Orthotropic Plates by a Modal Analysis/Rayleigh-Ritz Technique, *Proceedings 4th IMAC*, pp.682-690, 1986

DOT Users Manual, Version 2.04, VMA Engineering, 1990

FREDERIKSEN, P. S. Estimation of Elastic Moduli in Thick Composite Plates by Inversion of Vibrational Data, *Proceedings of the Second Int. Symposium on Inverse Problems*, Paris, pp. 111-118, 1994

LINK, M. and ZHIQING, Z. Vibration Test of CFRP Sandwich Plate and Material Parameter Updating, *Rapport Université de Kassel*, 1993

PEDERSEN, P. Laminates : Analysis, Sensitivity, Optimal Design, Identification of Material Parameters, *Notes for Lectures*, 1988

PIRANDA, J. Analyse Modale et Recalage de Modèle, *Projet de Mémoire d'Habilitation à Diriger des Recherches*, Université de Franche-Comté, LMARC, 1994

SOL, H. Identification of Anisotropic Plate Rigidities Using Free Vibration Data, *Thèse de Doctorat*, Vrije Universiteit Brussel (V.U.B.), Belgium, 1986

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1001

APLICAÇÃO DOS ALGORITMOS GENÉTICOS NA IDENTIFICAÇÃO DE CONSTANTES ELÁSTICAS DE MATERIAIS COMPOSTOS A PARTIR DO COMPORTAMENTO VIBRATÓRIO / *APPLICATION OF GENETIC ALGORITHMS FOR THE IDENTIFICATION OF ELASTIC CONSTANTS OF COMPOSITE MATERIALS FROM DYNAMIC TESTS*

JESIEL CUNHA
Departamento de Ciências Físicas-Universidade Federal de Uberlândia
Campus Santa Mônica-Uberlândia-MG-Brasil-E-mail : jecunha@ufu.br

Abstract

This work is placed within the framework of the identification of stiffness properties of composite materials from dynamic tests. More precisely, the used approach is inserted in the general context of model updating. The genetic algorithms method is used as a complementary technique allowing a first estimation of the elastic coefficients, in other words, the initial finite element model is estimated. The refinement of solutions can thus be made by a classic updating method, as for example the sensitivity method. The procedure allows the simultaneous estimation of several properties, from a single test. Properties of extension, bending, twisting and transverse shear effects can be identified. Results obtained by numerical simulation show the efficiency and robustness of the genetic algorithms.

Keywords

Algoritmos genéticos - Materiais compostos - Identificação - Vibração - Rigidez
Genetic algorithms - Composite materials - Identification -Vibration - Stiffness

1. INTRODUÇÃO

Dentro do método de ajuste de modelos, um aspecto essencial do processo de correção paramétrica é o da estimação inicial dos parâmetros a serem identificados, ou seja, a escolha do modelo de elementos finitos inicial. Na prática, não se conhecem ou se conhece pouco a priori os parâmetros de correção que definem o modelo de elementos finitos. Corre-se desta maneira o risco de se ter um modelo inicial distanciado da realidade. As consequências de uma escolha inoportuna neste caso podem ser bastante prejudiciais. No processo iterativo de correção, os parâmetros podem convergir para uma solução que não é a solução ótima global, ou mesmo divergir. Isto se explica pelo fato de que a maioria dos algoritmos utilizados baseiam-se em processos de busca local. No método de sensibilidade por exemplo (Piranda, 1994), a solução do problema é construída a partir de um ponto de partida do espaço paramétrico. Em seguida, a resolução do sistema de equações por uma técnica de otimização permite obter-se uma estimação das incógnitas que se aproximam em princípio da solução ótima. O problema vem do fato de que se o ponto de partida está distanciado da solução

global procurada, as soluções obtidas pelos métodos de otimização local correm o risco de convergirem para um mínimo local ou até de divergirem.

No caso de ajuste de modelos em materiais compostos a estimação inicial dos parâmetros é muito importante. A natureza multimodal do problema torna particularmente delicado o processo de convergência para uma solução ótima. A proposta deste trabalho é de se desenvolver uma técnica de estimação inicial dos parâmetros (no caso presente de propriedades de rigidez) que possibilite a obtenção de uma solução que se aproxime da solução ótima. Pode-se assim a partir de um modelo inicial de boa qualidade, encontrar-se um modelo corrigido final correto. O método escolhido é o dos algoritmos genéticos. Bastante utilizada atualmente, esta técnica relativamente recente está sendo aplicada em diversos domínios (Friswell *et al.*, 1996, Larson and Zimmerman, 1993). A proposta é de adaptá-la ao contexto de ajuste de modelos em dinâmica. Pode-se assim evitar as situações problemáticas já citadas, escolhendo-se dentro de uma gama de modelos, aqueles susceptíveis de conduzir, após ajuste, a um modelo confiável.

O problema de estimação do modelo inicial é um tema pouco abordado na literatura referente à identificação de propriedades de rigidez de materiais compostos em dinâmica. Pode-se assim supor que se deve contentar com uma busca "manual" das propriedades iniciais. Uma possibilidade é de se utilizar expressões analíticas da dinâmica das estruturas. A partir de soluções aproximadas para as frequências de vigas ou placas pode-se construir um sistema de equações onde as incógnitas são as propriedades de rigidez (Lai and Lau, 1993). Este tipo de solução do problema é na verdade restritivo. As expressões analíticas são normalmente limitadas a condições particulares, às vezes difíceis de serem realizadas experimentalmente. Além disso, dentro da técnica de ajuste de modelos, ensaios suplementares seriam necessários. O método dos algoritmos genéticos aqui proposto é uma técnica que pode ser aplicada em qualquer tipo de estrutura, não necessitando de ensaios suplementares.

2. FORMULAÇÃO DOS ALGORITMOS GENÉTICOS

Os algoritmos genéticos (AG) são algoritmos de exploração baseados nos mecanismos de seleção natural e da genética. Os AG utilizam os princípios da sobrevivência das estruturas melhor adaptadas, e as trocas de informação pseudo-aleatórias (Goldberg, 1994). Em um AG, um número finito de soluções candidatas são criadas aleatoriamente formando a *população inicial*. Esta população permite em seguida a criação de novas *gerações* no espaço de busca, utilizando-se uma parte dos melhores elementos da geração precedente, complementada por novos elementos. O princípio fundamental dos AG consiste em se explorar de maneira eficaz uma informação obtida de maneira aleatória. Dentro do contexto de ajuste de modelos os algoritmos genéticos podem ser considerados como uma metodologia de estimação direta das incógnitas do problema. Do ponto de vista dos métodos de otimização, o que diferencia os AG dos métodos clássicos é (Goldberg, 1994) : a robustez e a flexibilidade, ou seja pode-se tratar vários tipos de problemas (problemas com discontinuidades, etc.); os AG evitam o caráter local de exploração dos métodos convencionais de otimização e podem assim fugir aos mínimos locais (neste sentido pode-se considerar os AG como um método global de otimização); os AG utilizam apenas os valores da função estudada, sem auxílio de derivadas, linearizações ou uma outra quantidade auxiliar; os AG trabalham sobre uma população de pontos, no lugar de um ponto único; contrariamente a outros métodos, os AG utilizam regras de transição probabilísticas (operadores estocásticos) e não deterministas, a fim de guiar a exploração. Em geral os AG não oferecem garantia de convergência ótima. Eles isolam zonas interessantes do espaço de busca, mas são métodos fracos em termos de convergência. Isto

pode no entanto não ser um inconveniente comparativamente aos métodos tradicionais, que procuram ganhos em termos de convergência, perdendo o caráter de globalidade e flexibilidade. Uma idéia interessante é de se combinar a globalidade e o paralelismo dos AG com o comportamento mais convergente da técnica local. Pode-se utilizar os AG para se isolar as "melhores zonas" do espaço paramétrico. Em outros termos, os AG serão utilizados como uma ferramenta que permitirá uma estimação inicial das propriedades de rigidez. O afinamento do modelo pode ser feito em seguida por uma técnica clássica de ajuste de modelos, como o método de sensibilidade.

2.1 Equacionamento do problema

O processo consiste em se definir um conjunto de operações estocásticas simples, que à partir de uma população inicial (gerada aleatoriamente), produza gerações sucessivas no espaço de busca, com esperança de melhora. Apresenta-se a seguir o organograma da metodologia utilizada neste trabalho, com seus principais *operadores genéticos* (Cogan and Berthod, 1995, Cunha, 1997) :

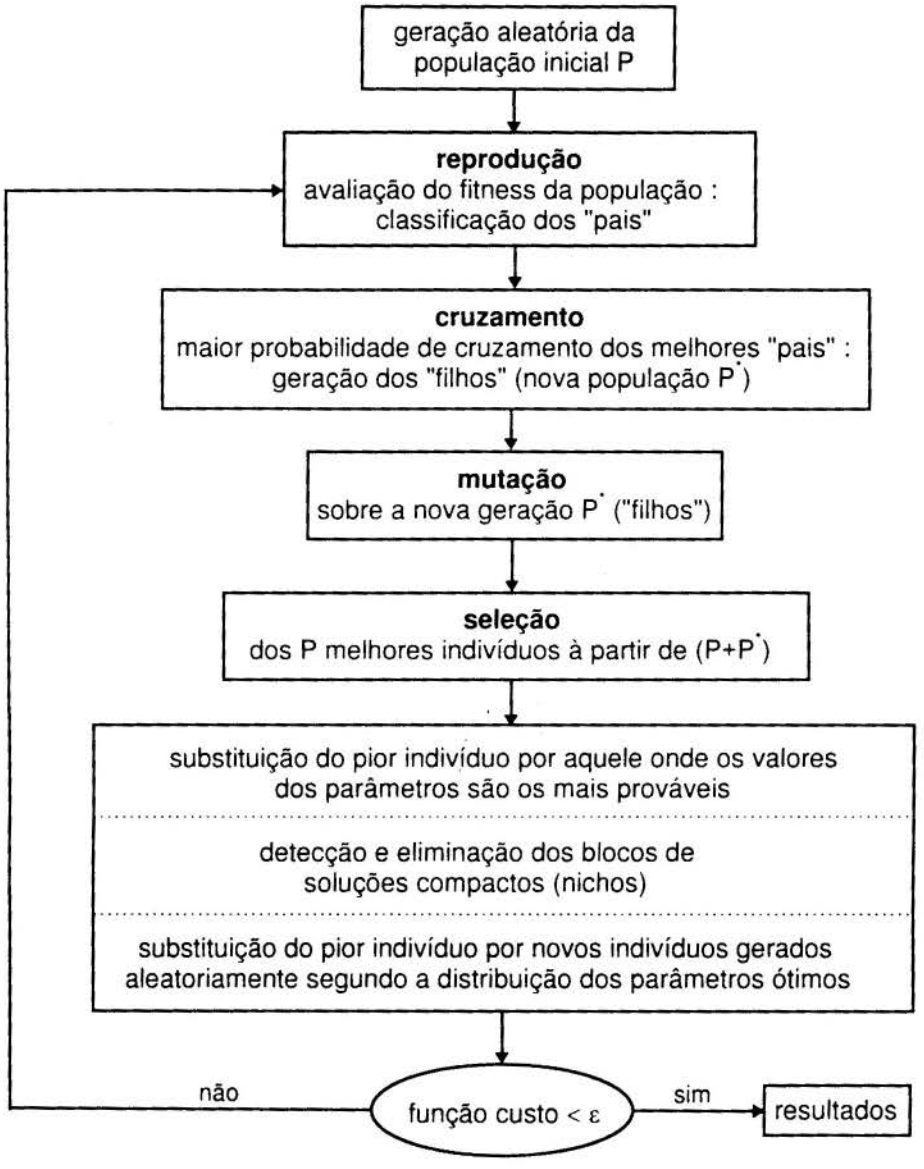


Figura 1 - Estrutura do algoritmo genético.

• **Avaliação (fitness)** : para avaliar-se a cada instante os indivíduos (famílias de soluções potenciais) aptos a sobreviver, baseia-se em seus "fitness", ou seja, o valor da função custo à otimizar, associada a cada indivíduo.

• **Reprodução** : cada indivíduo é selecionado ou não em função do seu "fitness" (ponderado por um fator aleatório). Os indivíduos que tem um bom "fitness" tem mais probabilidade de constituir a nova geração.

• **Cruzamento** : a partir de uma escolha aleatória (ponderada pelo "fitness"), seleciona-se dois indivíduos "pais" que vão se cruzar e gerar dois novos indivíduos "filhos". O cruzamento utilizado é do tipo aritmético. Faz-se a combinação linear de dois vetores "pais" v_1 e v_2 que vão gerar dois vetores "filhos" w_1 e w_2 :

$$w_1 = av_1 + (1-a)v_2 \qquad w_2 = (1-a)v_1 + av_2 \tag{1}$$

onde $a \in [0,1]$ é um número aleatório. Observa-se nesta fórmula que se os "pais" estão numa região de solução potencial, seus "filhos" estarão igualmente.

• **Mutação** : a mutação é a modificação aleatória (de baixa probalidade) do valor de um caractere do indivíduo. Tomada isoladamente, a mutação constitui uma exploração aleatória do espaço dos indivíduos. A mutação assegura a manutenção da diversidade da população, reduzindo assim o risco de uma convergência prematura. O operador de mutação utilizado considera a idade da população. Quanto maior a idade, menor é o efeito da mutação. O novo valor do parâmetro $p_i \in [l,u]$ é gerado aleatoriamente segundo a expressão :

$$p_i' = p_i + d(u - p_i) \quad se \quad d > 0 \qquad \text{ou} \qquad p_i' = p_i + d(p_i - l) \quad se \quad d < 0 \tag{2}$$

onde d é um escalar definido por : $d = rb^{(t-T)^c}$; $r \in [-1,1]$ é um número aleatório; t é o número da geração corrente; T é o número máximo de gerações; b e c são os parâmetros de ponderação da idade da população.

• **Indivíduos mais prováveis** : em cada geração, uma distribuição de probabilidade aproximada dos parâmetros (correções das propriedades de rigidez) pode ser feita na população. Essa informação pode ser usada para introduzir-se novos indivíduos. A análise desta distribuição pode dar indicações interessantes para um determinado parâmetro (Cogan and Berthod, 1995) : uma distribuição uniforme pode indicar que o parâmetro em questão é pouco sensível; apenas um pico pode indicar o valor mais provável do parâmetro; múltiplos picos podem indicar a existência de múltiplos mínimos.

• **Blocos compactos (nichos)** : um nicho é formado quando vários indivíduos se agrupam em um mesmo lugar do espaço paramétrico. Os nichos são interessantes nos AG porque eles mostram a diversidade de soluções possíveis, o que é um indicador de robustez. Quando um nicho torna-se muito compacto, conserva-se o melhor indivíduo do grupo e elimina-se os outros. Para isto, calcula-se a distância $\| v_i - v_j \|$ entre dois indivíduos e quando esta distância é inferior a um limite, os dois indivíduos são considerados vizinhos, pertencendo assim a um mesmo nicho. Os indivíduos eliminados são substituídos por outros, gerados aleatoriamente à partir da distribuição de probabilidade da população.

Um inconveniente dos AG é seu caráter combinatório, que pode demandar um grande número de operações (avaliações da função custo) quando da busca de uma solução aceitável no espaço paramétrico. Isto acontece em particular quando a estrutura analisada possui um número elevado de graus de liberdade. No caso de identificação da rigidez de materiais compostos, pode-se contornar este problema considerando-se dois aspectos : primeiramente, o espaço paramétrico de busca é relativamente restrito; outro fator é que pode-se utilizar, quando do cálculo da função custo (resíduo formado pelas auto-soluções), uma técnica de reanálise aproximada que permitirá uma redução do tamanho do modelo e por consequência do tempo de cálculo (Cunha, 1997).

3. PROPRIEDADES DE RIGIDEZ : EQUAÇÃO CONSTITUTIVA

As constantes elásticas a serem identificadas pelos AG constituem a lei de comportamento da estrutura, exprimindo as resultantes e os momentos em função das deformações de membrana, de cisalhamento e das curvaturas (Berthelot, 1992). O uso das matrizes **A**, **B**, **D** e **H** apresenta vantagens em relação a outas formas de parametrização (Sol, 1986, Cunha, 1997). A teoria utilizada é a do Cisalhamento de Primeira Ordem, que tem uma boa precisão para a maioria dos estratificados compostos, inclusive quando se considera os efeitos de cisalhamento transversal. A equação constitutiva é dada pela forma contraída seguinte :

$$\begin{bmatrix} N \\ M \\ Q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B & 0 \\ B & D & 0 \\ 0 & 0 & H \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_m \\ k \\ \gamma_c \end{bmatrix} \tag{3}$$

sendo [A] $\in R^{3,3}$: matriz de rigidez de membrana; [B] $\in R^{3,3}$: matriz de acoplamento membrana-flexão/torção; [D] $\in R^{3,3}$: matriz de rigidez flexão/torção; [H] $\in R^{2,2}$: matriz de rigidez de cisalhamento transversal.

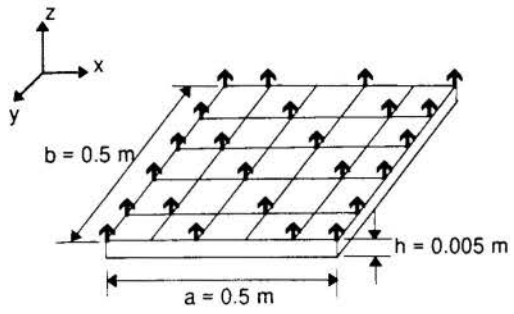
$$A_{ij} = \sum_{k=1}^{n} (\overline{Q}_{ij})_k \ (h_k - h_{k-1}) \qquad B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{n} (\overline{Q}_{ij})_k \ (h_k^2 - h_{k-1}^2)$$

$$D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^{n} (\overline{Q}_{ij})_k \ (h_k^3 - h_{k-1}^3) \qquad H_{ij} = k_{ij} \sum_{k=1}^{n} (\overline{Q}_{ij})_k \ (h_k - h_{k-1}) \tag{4}$$

onde $\overline{Q}_{ij}$ são as constantes de rigidez da camada k em uma referência qualquer; h_k é a cota da face da camada k; n é o número de camadas e k_{ij} são os fatores de correção do cisalhamento transversal.

4. SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Para se estimar o potencial do método dos algoritmos genéticos apresentado, uma simulação numérica em uma estrutura de material composto é feita à seguir. Trata-se de uma placa estratificada alternada / equilibrada simétrica, livre-livre, com 16 camadas ortotrópicas a $\pm 45°$. O material é um pré-impregnado em grafite / epóxi - Hercules AS1 / 3501-5. As características da estrutura, as condições de ensaio e as principais variáveis de controle dos algoritmos genéticos são as seguintes :



- número de sensores (↑) = 24 (z)
- número de modos medidos = 8
- constantes de rigidez à estimar :
  D_{11} = 449 N.m
  D_{12} = 324 N.m
  D_{22} = 449 N.m
  D_{16} = 59 N.m
  D_{26} = 59 N.m
  D_{66} = 355 N.m
  $H_{44} = 2.06 \times 10^7$ N/m
  $H_{55} = 2.06 \times 10^7$ N/m

População : 200 indivíduos; progenitura : 200 indivíduos; probabilidade de mutação : 0.10; parâmetros de ponderação da idade da população na mutação : b = 0.9, c = 4; limite de se pertencer à um nicho : 15% da distância máxima; coeficiente de substituição dos piores indivíduos em relação aos melhores : 10%; tipo de seleção : concorrência no conjunto "pais" + "filhos"; número máximo de gerações : 20; domínio de variação dos parâmetros : $p_i \in [0.5\ 2]$.

O princípio da simulação consiste em se perturbar artificialmente o modelo (±20%), e em seguida tentar se recuperar estas perturbações através dos AG. Para isto, é preciso se definir uma função custo representativa da distância estrutura-modelo. Escolheu-se um resíduo formado a partir das distâncias das auto-soluções :

$$J = \sum_{\nu=1}^{n} \left[(\Delta f / f)_\nu + (1 - MAC)_\nu \right] \text{ x } 100 \qquad (5)$$

Os resultados obtidos pelos algoritmos genéticos foram bastante satisfatórios. Os valores exatos das correções dos parâmetros foram praticamente encontrados (figura 4). Por consequência, os erros das auto-soluções (autovalores f_ν e autovetores y_ν) do modelo corrigido são pequenos (figura 6). As figuras (2) a (5) mostram a evolução e os valores finais das diferentes variáveis que caracterizam os algoritmos genéticos.

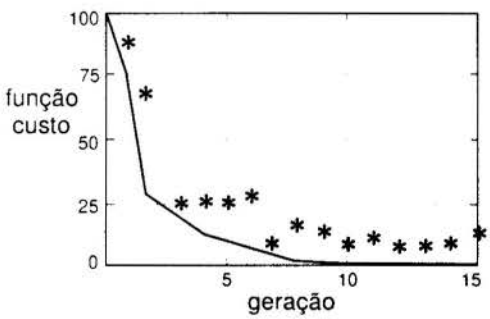


Figura 2 : Para cada geração, mostra-se o valor da função custo para o melhor indivíduo da população (-) e o indivíduo formado pelos parâmetros mais prováveis (*).

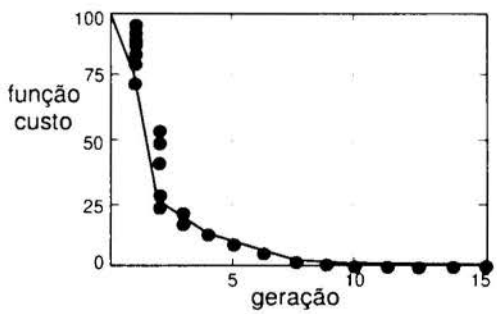


Figura 3 : Para cada geração, representa-se o valor da função custo para o melhor indivíduo da população (-) e o melhor indivíduo para cada nicho detectado (•).

As figuras (2) a (6) mostram um bom comportamento dos parâmetros ao longo das gerações. Foi feito um total de 5779 avaliações da função custo. A figura (2) mostra que o indivíduo mais provável não é necessariamente o melhor. Pode-se observar na figura (3) que o número de nichos decresce rapidamente ao longo das gerações, e que no final (figura 5) um nicho importante é formado (com um bom "fitness"), o que é um indicador de uma boa convergência das soluções.

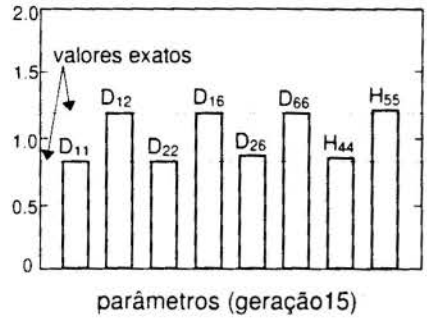


Figura 4 : Valores dos parâmetros (correções das constantes de rigidez) correspondente ao melhor indivíduo da população.

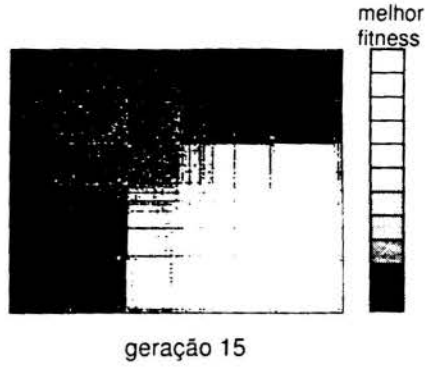
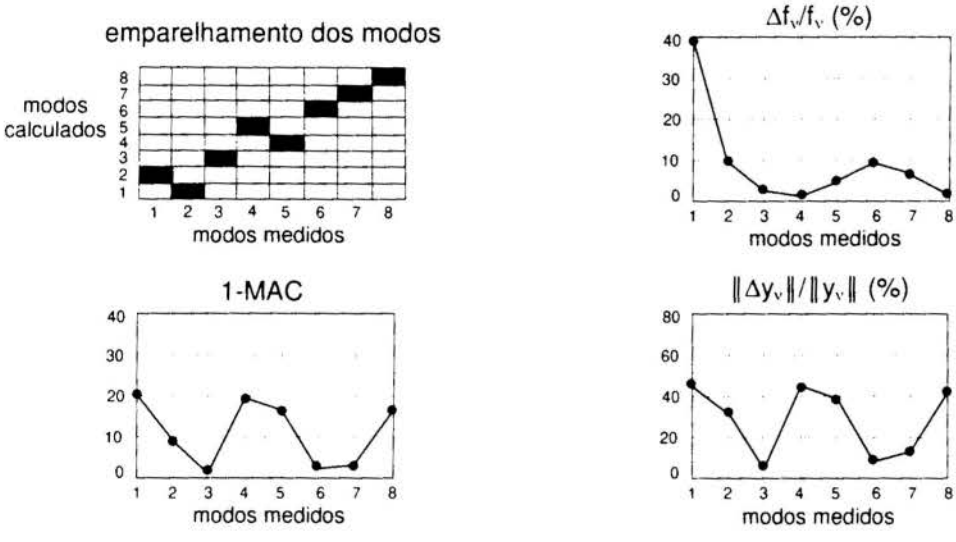


Figura 5 : Visualização no espaço paramétrico da distância entre os indivíduos, indicando a formação dos nichos. A escala de níveis de cores representa o "fitness" dos indivíduos.

Modelo perturbado



Modelo corrigido

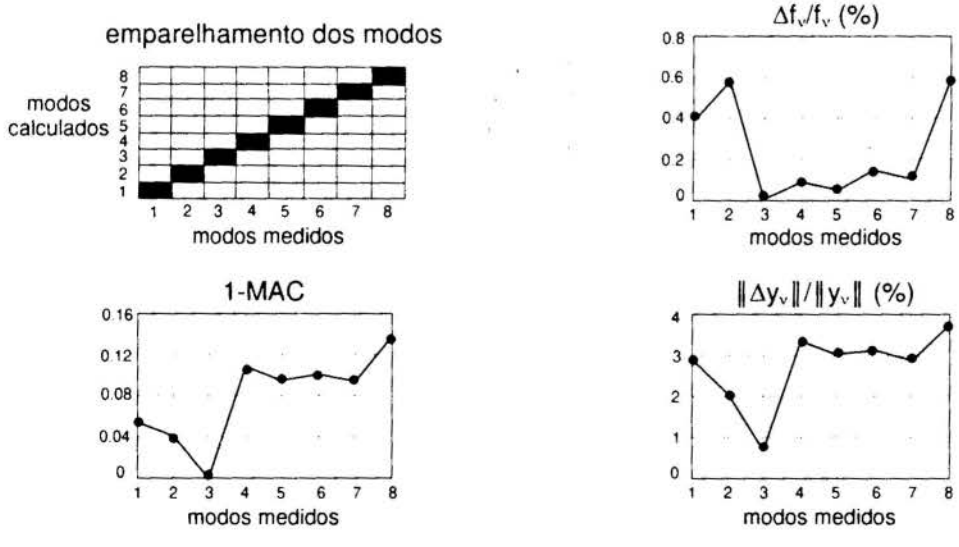


Figura 6 - Emparelhamento e distâncias das auto-soluções em relação ao modelo inicial.

5. CONCLUSÃO

Pode-se melhorar a performance dos algoritmos genéticos considerando-se uma população inicial maior. Isto deve no entanto levar em consideração o tempo de cálculo, que é diretamente proporcional ao tempo de resolução do problema de autovalores, de onde a importância da utilização de uma técnica de reanálise aproximada das auto-soluções.

Outras simulações foram realizadas em estrututras de materiais compostos (estratificados anti-simétricos, tecidos, sanduíches, etc.), com bons resultados (Cunha, 1997). Confirmou-se assim a qualidade dos AG como uma técnica de estimação inicial das constantes de rigidez de materiais compostos, a partir de ensaios dinâmicos. A técnica é bem adaptada ao caráter de anisotropia dos materiais compostos. Pode-se identificar de maneira simultânea várias propriedades de natureza energética diferente, a partir de apenas um teste. As simulações numéricas mostraram que os resultados dos AG constituem mais do que uma aproximação, pois as soluções obtidas estão bastante próximas dos valores exatos dos parâmetros. A associação do conceito de otimização global dos AG (para a estimação inicial) e dos métodos locais de ajuste de modelos (para o afinamento das soluções), é portanto uma metodologia bastante interessante para se obter uma identificação confiável. Resta se verificar o comportamento dos AG em um caso real, com presença de ruídos nas medidas experimentais.

6. REFERÊNCIAS

BERTHELOT, J.M. *Matériaux composites : Comportement Mécanique et Analyse des Structures*, Masson, 1992

COGAN, S. and BERTHOD, C. Implementation of a Forward Estimation Procedure for Model Updating Based on Genetic Algorithms, Project UPDYN P-7666, 1995

CUNHA, J. Application des Techniques de Recalage en Dynamique à l'Identification des Constantes Elastiques des Matériaux Composites, *Thèse de Doctorat no. 570*, Université de Franche-Comté, LMARC, 1997

FRISWELL, M.I., PENNY, J.E.T. and GARVEY, S.D. A Combined Genetic and Eigensensitivity Algorithm for the Location of Damage in Structures, Identification in Engineering Systems - Proceedings of the Conference Held at Swansea, pp.357-367, 1996

GOLDBERG, D.E. *Algorithmes Génétiques : Exploration, Optimisation et Apprentissage Automatique*, Editions Addison-Wesley, 1994

LAI, T.C. and LAU, T.C. Determination of Elastic Constants of a Generally Orthotropic Plate by Modal Analysis, Int. of Analytical and Experimental Model Analysis, vol.8, pp.15-33, 1993

LARSON, C.B. and ZIMMERMAN, D.C. Structural Model Refinement Using a Genetic Algorithm Approach, 11th International Modal Analysis Conference, pp.1095-1101, 1993

PIRANDA, J. Analyse Modale et Recalage de Modèle, *Projet de Mémoire d'Habilitation à Diriger des Recherches*, Université de Franche-Comté, LMARC, 1994

SOL, H. Identification of Anisotropic Plate Rigidities Using Free Vibration Data, *Thèse de Doctorat*, Vrije Universiteit Brussel (V.U.B.), Belgium, 1986

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB102

An Integrated Micro/Macro Stress Analysis of Laminate Composites: The Control Volume Finite Element Formulation

Antonio Ferreira Ávila
Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia da UFMG
CEP 31270-901 Belo Horizonte, Brasil - E-mail: avila@vesper.demec.ufmg.br

Abstract

The control volume finite element formulation (CVFE) is described for solving solid mechanics equations for laminate composites. The CVFE is detailed based on the weighted residual method, and comparisons are drawn with the conventional Galerkin Finite Element method (GFEM) to be able to clearly establish the differences between the two methods. An integrated micro/macro mechanical formulation is proposed. First, a micromechanical analysis is performed to obtain the effective properties. The micromechanical model used is the Composite Cylinder Assemblage model (CCA). The macroscopic analysis is based on a variation of the Vanishing Fiber Diameter Theory (VFD). The integrated micro/macro analysis is performed for laminate composites using the concept of "smeared" elements. Punctual, uniform, and linear distributed loadings are considered in the stress analysis of unidirectional metal matrix composite structures. The results are compared to analytical solutions available in the literature. The CPU solution time between the CVFE and FEM are also compared.

Keywords

Control Volume Finite Element, integrated micro/macro mechanical model, metal matrix composites

1 Introduction

When dealing with composites there are two major types of approaches. The first is called the micromechanical approach, in which the analysis is performed considering the composite components, its micro structures, and the relationships between the fibers and the matrix. The second type is known as the macromechanical approach, where the material is considered as a continuum medium. For more complex problems the macromechanical approach leads to considerable less computational efforts when compared to the micromechanical one. The micromechanical approach is more accurate due to the possibility of considering the constituents (phases) interactions in a micro structural level. The micromechanical model used here is the so-called "Composite Cylinder Assemblage" model (CCA) (Hashin, 1972).

An integrated micro/macro mechanical model could take advantage of these two approaches, being even more efficient if associated to a robust numerical method. Among the various numerical methods, there are two in which we are particularly interested in: the finite element method (FEM) and the control volume based finite element (CVFE). The first one is universally accepted among those who work with numerical simulations. It was only recently that Zienkiewicz and Oñate (1991) did a preliminary comparison between the applications of FVM and FEM into structural mechanics. Later on, Oñate et al. (1994) discussed the finite volume formulation for structural mechanics from a fundamental viewpoint and for cases with triangular elements. Demirdžić and Muzaferija (1994), Bailey and Cross (1995) also investigated the use of the FVM to structural mechanics. They employed the FVM to isotropic materials under thermal and/or mechanical loading. Despite of all work done using the FVM to solve solid mechanics problems, none of these researchers applied the CVFE or the FVM to composites.

This paper is concern with the stress analysis of composites structures using an integrated micro/macro mechanical model in conjunction with the control volume finite element method. Numerical examples are presented to identify the pros/cons for the analysis of these problems.

2 Integrated Micro/Macro Elastostatic Model

Focusing attention on composites in considering the unidirectional material (which is of interest here) we are treating a parallel set of cylindrical fibers embedded in an otherwise homogeneous matrix. It is considered a certain semi–random fiber reinforced material. The composite is made of a circular cylindrical fibers in a concentric matrix shell. This type of arrangement is repeated until the entire composite area is filled without overlapping. The resulting material is semi-random and it is called the "Composite Cylinder Assemblage" model (CCA). Expressions and bounds for the five effective elastic moduli, bulk modulus (k), Young's modulus on axial direction (E_A), shear modulus on axial and transverse directions (G_A, G_T), and Poisson's ratio on axial direction (ν_A), of a unidirectional fiber composite, consisting of transversely isotropic fibers and matrix, were derived by Hashin (1972) and will not be described here.

The numerical simulation is performed at the macroscopic level, however the composite properties are obtained at the microscopic level. The integration between the micro/macro approaches is done by changing the Vanishing Fiber Diameter (VFD) theory (Dvorak & Bahei–El–Din, 1982). The VFD model assumes that each of the cylindrical fiber (aligned and embedded in a continuous matrix, x_1 axis is parallel to fiber direction, x_2 and x_3 are perpendicular to x_1) has a vanishing diameter, while the volume fraction in the composite is finite. This assumption leads to the equilibrium and compatibility equations:

$$\sigma_{ij}^c = \sigma_{ij}^m = \sigma_{ij}^f, \quad \varepsilon_{ij}^c = c_f \varepsilon_{ij}^f + c_m \varepsilon_{ij}^m \qquad \forall ij \neq 11 \tag{1}$$

$$\sigma_{ij}^c = c_f \sigma_{ij}^f + c_m \sigma_{ij}^m, \quad \varepsilon_{ij}^c = \varepsilon_{ij}^f = \varepsilon_{ij}^m \qquad \forall ij = 11 \tag{2}$$

where the superscript c stands for composite, f for fiber, m for matrix, c_f is the fibers volume fraction and c_m is the matrix volume fraction.

σ_{ij}^c are related to ε_{ij}^c by the compliance matrix $\mathbf{M}$ defined by Dvorak and Bahei–El–Din (1982) as

$$\mathbf{M} = c_f \mathbf{S}^f \mathbf{A}^f + c_m \mathbf{S}^m \mathbf{A}^m \tag{3}$$

where $\mathbf{S}$ are the phase compliance matrices; for an transversely isotropic material on $x_2 - x_3$ plane by

$$\mathbf{S}^r = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_A^r} & -\frac{\nu_A^r}{E_A^r} & -\frac{\nu_A^r}{E_A^r} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_A^r}{E_A^r} & \frac{1}{E_T^r} & -\frac{\nu_T^r}{E_T^r} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_A^r}{E_A^r} & -\frac{\nu_T^r}{E_T^r} & \frac{1}{E_T^r} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_T^r} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_A^r} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_A^r} \end{bmatrix} \tag{4}$$

where the superscript r can denote either fiber or matrix phases. $\mathbf{A}$ are the concetration factor matrices. In the present model the compliance matrix is got by substituting the "effective" elastic moduli obtained by the CCA in Eqn. (4). Therefore, there is no need for the use of concentration factors. To extend the micro/macro model to laminate composites, the concept of "smeared" elements is employed. The "smeared" element is based on the idea that one single element can represent a stack sequence of laminas through thickness. The effective transformed elastic coefficients (Daniel & Ishai, 1994) are defined as

$$\mathbf{Q}^* = \frac{1}{h} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} Q_{ij} dz = \frac{1}{h} \sum_{k=1}^{n} \int_{z_k}^{z_{k+1}} Q_{ij}^k dz \tag{5}$$

where h is the laminate total thickness, $\mathbf{Q}$ are the transformed elastic coefficients defined by Daniel & Ishai (1994), Q_{ij}^* are the effective elasticity tensor components for the entire laminate, and z_k is the k–th lamina semi–thickness referred to the center line.

3 Weighted Residual Methods

The solution of the differential equations for linear elastic static structural problems and their boundary conditions (Oñate et al., 1994) can be written as

$$\mathbf{L}^T\boldsymbol{\sigma} + \mathbf{b}_0 = 0 \qquad \text{in } \Omega \tag{6}$$

$$\boldsymbol{\varepsilon} - \mathbf{L}\mathbf{u} = 0 \qquad \text{in } \Omega \tag{7}$$

$$\boldsymbol{\sigma} - \mathbf{Q}^*\boldsymbol{\varepsilon} = 0 \qquad \text{in } \Omega \tag{8}$$

$$\mathbf{u} - \mathbf{u}_p = 0 \qquad \text{in } \Gamma_u \tag{9}$$

$$\mathbf{T}\boldsymbol{\sigma} - \mathbf{u}_p = 0 \qquad \text{in } \Gamma_t \tag{10}$$

In Eqns. (6–10) $\mathbf{u}$, $\boldsymbol{\varepsilon}$ and $\boldsymbol{\sigma}$ are the displacement, strain and stress vectors, respectively. $\mathbf{Q}^*$ is the effective transformed elasticity tensor, $\mathbf{b}_0$ is the constant body force vector, $\mathbf{u}_p$ the prescribed displacements on boundary Γ_u, $\mathbf{t}_p$ the prescribed traction forces at the boundary Γ_t, Ω the domain area or volume and the boundary $\Gamma = \Gamma_u \cup \Gamma_t$. Typical examples of matrices $\mathbf{L}$ and $\mathbf{T}$ for 2–D elasticity problems are defined as

$$\mathbf{L} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix}, \qquad \mathbf{T} = \begin{bmatrix} n_x & 0 & n_y \\ 0 & n_y & n_x \end{bmatrix} \tag{11}$$

where n_x, n_y are components of the unit normal n_i to domain boundary.

We first consider the reduced form of Eqns. (6-10) using the displacement formulation. The equilibrium equation becomes:

$$\mathbf{L}^T\mathbf{Q}^*\boldsymbol{\varepsilon} + \mathbf{b}_0 = 0 \qquad \text{in } \Omega \tag{12}$$

and the boundary conditions

$$\mathbf{T}\mathbf{Q}^*\boldsymbol{\varepsilon} - \mathbf{t}_p = 0 \qquad \text{in } \Gamma_t \tag{13}$$

$$\mathbf{u} - \mathbf{u}_p = 0 \qquad \text{in } \Gamma_u \tag{14}$$

The weighted residual form of Eqns. (12–14) can be written as

$$\int_\Omega \mathbf{W}^T \left[\mathbf{L}^T\mathbf{Q}^*\mathbf{L}\mathbf{u} + \mathbf{b}_0\right] d\Omega + \int_{\Gamma_t} \mathbf{W}_t^T \left[\mathbf{T}\mathbf{Q}^*\mathbf{L}\mathbf{u} - \mathbf{t}_p\right] d\Gamma + \int_{\Gamma_u} \mathbf{W}_u^T \left[\mathbf{u} - \mathbf{u}_p\right] d\Gamma = 0 \tag{15}$$

The imposition of $\mathbf{W}_u = 0$ satisfies the displacement boundary condition, Eqn. (14). Integrating by parts the first term of Eqn. (15) and choosing $\mathbf{W}_t = -\mathbf{W}$ leads to:

$$-\int_\Omega (\mathbf{L}\mathbf{W})^T \mathbf{Q}^*\mathbf{L}\mathbf{u} d\Omega + \int_{\Gamma_u} \mathbf{W}^T (\mathbf{T}\mathbf{Q}^*\mathbf{L}\mathbf{u})\, d\Gamma + \int_\Omega \mathbf{W}^T\mathbf{b}_0 d\Omega + \int_{\Gamma_t} \mathbf{W}^T\mathbf{t}_p d\Gamma = 0 \tag{16}$$

The approximation of the displacement field is given as,

$$\mathbf{u} \simeq \hat{\mathbf{u}} = \mathbf{N}_j\bar{\mathbf{u}}_j \qquad (\mathrm{j} = 1, ..., \mathrm{n}) \tag{17}$$

where $\bar{\mathbf{u}}$ are the unknown parameters and $\mathbf{N}$ are the shape functions.

A set of algebraic equations, which represents the discretized system of Eqns. (16), is written as

$$-\int_\Omega (\mathbf{L}\mathbf{W}_i)^T \mathbf{Q}^*\mathbf{L}\hat{\mathbf{u}} d\Omega + \int_{\Gamma_u} \mathbf{W}_i^T (\mathbf{T}\mathbf{Q}^*\mathbf{L}\hat{\mathbf{u}})\, d\Gamma + \int_\Omega \mathbf{W}^T\mathbf{b}_0 d\Omega + \int_{\Gamma_t} \mathbf{W}^T\mathbf{t}_p d\Gamma = 0 \tag{18}$$

where $\mathbf{W}_i (i = 1, ..., n)$ are now an appropriately selected set of weighting functions.

Eqn. (18) can be cast in the following format,

$$\mathbf{K}\bar{\mathbf{u}} = \mathbf{f} \tag{19}$$

where:

$$\mathbf{K} = \int_{\Omega_i} (\mathbf{L}\mathbf{W}_i)^T \mathbf{Q}^*\mathbf{L}\mathbf{N}_j d\Omega - \int_{\Gamma_i} \mathbf{W}_i^T\mathbf{T}\mathbf{Q}^*\mathbf{L}\mathbf{N}_j d\Gamma, \quad \mathbf{f} = \int_{\Omega_i} \mathbf{W}_i^T\mathbf{b}_0 d\Omega + \int_{\Gamma_{ti}} \mathbf{W}_i^T\mathbf{t}_p d\Gamma \tag{20}$$

In the expressions above Ω_i is the control volume associated with i^{th} node where $\mathbf{W}_i \neq 0$.The boundary of the control volume is denoted as Γ_i excluding the part which may coincide with external boundary of the total domain where traction is prescribed; this part of boundary is denoted as Γ_{ti}.

4 Control Volume Based Finite Element Method

The CVFE is a special case of the weighted residual method in which the weighting functions are:

$$\mathbf{W}_i = \mathbf{I} \quad \text{in } \Omega_i, \quad \mathbf{W}_i = 0 \quad \text{elsewhere} \tag{21}$$

where $\mathbf{I}$ is the identity matrix.

A consequence of Eqn. (21) is that $(\mathbf{LI}) = 0$, therefore Eqns. (20) becomes

$$\mathbf{K} = -\int_{\Gamma_i} \mathbf{TDLN}_j d\Gamma, \qquad \mathbf{f} = \int_{\Omega_i} \mathbf{b}_0 d\Omega + \int_{\Gamma_{ti}} \mathbf{t}_p d\Gamma \tag{22}$$

In CVFE the element itself and the control volume Ω_i are coincident. Each control volume is divided into sub control volumes with the sub control volume associated with the nearest neighboring node of element. There is no overlapping among the sub control volumes. The local stiffness matrix $\boldsymbol{K}$ is created based on the line integrals of each internal boundaries of each sub control volume. Notice that the contribution from external boundaries will be canceled during the assemblage process. For a 2-D problem, $\mathbf{K}$ is a 8 x 8 matrix. The stiffness matrix components are defined by line integrals over each sub control volume boundary. Using an isoparametric mapping, the following expressions are obtained:

$$\mathbf{K}_1 = \int_{\eta=-1}^{\eta=0} \mathbf{T}_{1,1}\mathbf{Q}^*\mathbf{LN}J_1 d\eta + \int_{\xi=-1}^{\xi=0} \mathbf{T}_{1,4}\mathbf{LN}J_4 d\xi \tag{23}$$

$$\mathbf{K}_2 = \int_{\eta=-1}^{\eta=0} \mathbf{T}_{2,1}\mathbf{Q}^*\mathbf{LN}J_1 d\eta + \int_{\xi=0}^{\xi=+1} \mathbf{T}_{2,2}\mathbf{LN}J_2 d\xi \tag{24}$$

$$\mathbf{K}_3 = \int_{\eta=0}^{\eta=+1} \mathbf{T}_{3,3}\mathbf{Q}^*\mathbf{LN}J_3 d\eta + \int_{\xi=0}^{\xi=+1} \mathbf{T}_{3,2}\mathbf{LN}J_2 d\xi \tag{25}$$

$$\mathbf{K}_4 = \int_{\eta=0}^{\eta=+1} \mathbf{T}_{4,3}\mathbf{Q}^*\mathbf{LN}J_3 d\eta + \int_{\xi=-1}^{\xi=0} \mathbf{T}_{4,4}\mathbf{LN}J_4 d\xi \tag{26}$$

where $\mathbf{T}_{i,j}(i,j = 1,...,4)$ are the normal components associated with sub control volume i on face j, $J_i(i = 1,...,4)$ are the Jacobian associated with face i, and $\mathbf{K}_i(i = 1,...,4)$ are 2 x 8 matrices. The assemblage process of each of the four components will form the "element" stiffness matrix. The major difference between CVFE and FEM lies in the selection of the weighting functions (Patankar, 1980). The so-called Galerkin method assumes $\boldsymbol{W} = \boldsymbol{N}$.

5 Some Numerical Applications

The micro/macro integrated elastostatic model has been implemented using the FEM and CVFE. A composite cantilever beam is chosen as a benchmark problem. Three different loading cases are simulated and the results compared to the analytical solutions presented by Lekhnistskii (1968). "Due to the special nature of the composite studied, orthotropic, and the type of loading applied to the beam, the only stress component which is different from the isotropic solution is σ_{xx}" (Lekhnitskii, 1968). Therefore, in our comparative study we will present only the σ_{xx} components, even though the other components are also calculated. The final test case is the classic plate with a hole problem under uniformly distributed loading. Each one of the above test cases were carried out on a CRAY C90.

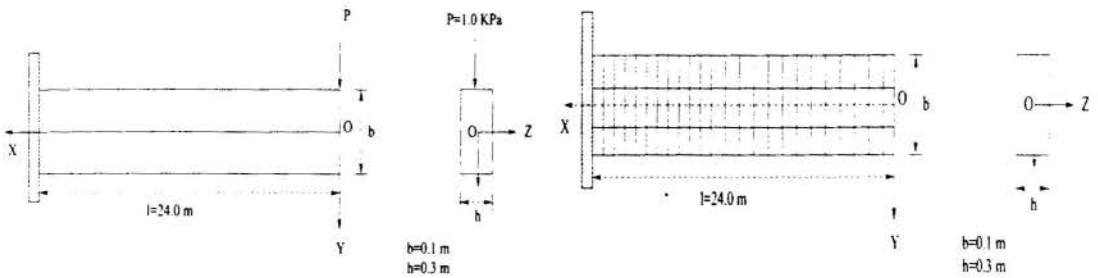
5.1 Bending of a B/Al beam by end forces

The first test problem is a B/Al-6061-T0 metal matrix composite laminate $[0_9]$ with 47% fiber volume fraction. The overall composite material is considered orthotropic. Both phases are considered isotropic. For the Al-6061-T0, E is equal to 68.3 GPa, and ν is equal to 0.30. The Boron fibers have E equal to 379.3 GPa and ν of 0.10. The effective elastic moduli predictions are compared to experimental results (Kenaga et al., 1987), data from Sun & Vaidya (1996), and numerical simulations using the representative volume element (RVE) approach (Ávila, 1996) in Table 1 (UB and LB stand for upper and lower bounds, respectively). It can be observed that the elastic moduli obtained using the micromechanical analysis are in good agreement with other researchers data.

The beam dimensions, loading and mesh are shown in Fig. (1). It employed 72 Q4 "smeared" elements (Ávila, 1996), each element modeling 3 layers. Plane stress condition is also considered. Figure

Table 1: Effective elastic moduli of B/Al

	$E_A[GPa]$	$E_T[GPa]$	$G_A[GPa]$	$G_T[GPa]$	ν_A	ν_T
CCA (UB)	217.1	146.4	75.6	54.5	0.195	0.317
CCA (LB)	215.3	131.7	54.0	50.0	0.172	0.278
RVE	214.7	144.7	54.3	45.6	0.195	0.249
Sun & Vaydia	215.0	144.0	57.2	45.9	0.190	0.290
Kenaga et al.	216.0	140.0	52.0	–	–	0.290



(a) Physical representation

(b) Mesh representation

Figure 1: Cantilever beam under concentrated force on its free end

(2) shows the σ_{xx} distribution at distance $y = 1.0\ m$ of the center line. There is no significant difference on the stresses produced using the lower or upper bounds. When analyzing the results from the CVFE and the FEM methods it seems that, for the same mesh, the CVFE leads results much closer to the analytical solution. However, when we consider the set up time (time for the assembling process of the stiffness matrix and loading force vector) the CVFE takes more time. The solution time in the CVFE case is also larger. The reason is the non–symmetry on the assemblage stiffness matrix. For comparison purposes, a solver for non–symmetric systems of equations, the Generalized Minimal Residual GMRES (Saad & Schultz, 1986) is implemented and employed for both methods - even though the FEM requires only a solver for symmetric systems of equations.

5.2 Bending of a B/Al beam by a uniformly distributed load

The same material and mesh used on test case 1 are also employed here. The physics of the problem, beam's dimensions, boundary conditions and loading are shown in Fig. (3). Figure (4) represents the σ_{xx} stress distribution at the same x and y locations of the previous problem. Again, the conclusion of the previous problems can also be applied to this test case. In the CVFE the stiffness matrix associated to the element is calculated based on eight line integrals which are related to the normals to each sub control volume edge. This procedure is clearly more time consuming than the "traditional" FEM one. In term of accuracy the CVFE behavior seems to be the same for punctual or uniform distributed loading.

5.3 Bending of a B/Al beam by a linearly distributed load

The same material properties and mesh used in the previous test cases are also employed here. The beam's dimensions, loading and boundary conditions are shown in Fig. (5). There is no change in accuracy on the CVFE results when compared to the analytical and the FEM results, see Fig (6). When the CPU time is compared, the FEM analysis leads to a smaller set up and solution time. The CPU time for set up and solution for each of the three cases considered up to now are listed in Table 2.

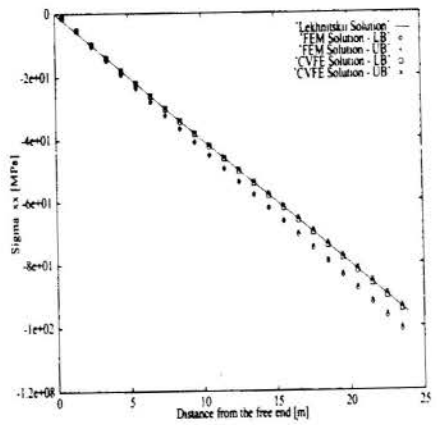


Figure 2: Test case 1 – σ_{xx} distribution

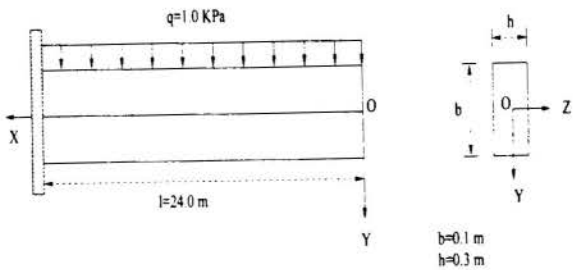


Figure 3: Cantilever beam under uniformly distributed load

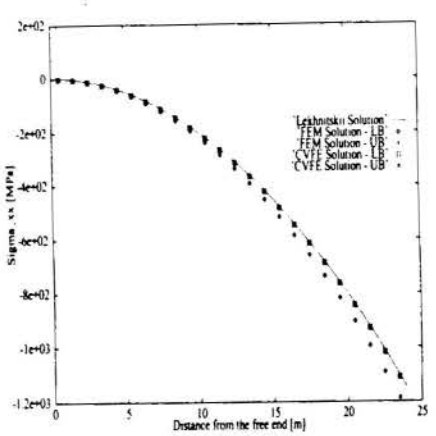


Figure 4: Test case 2 – σ_{xx} distribution

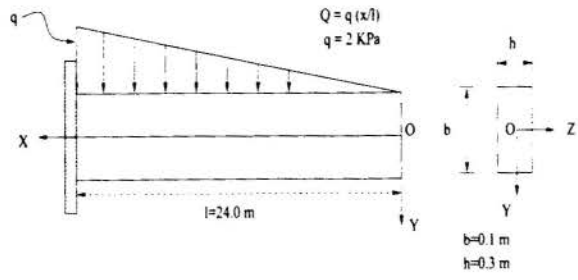


Figure 5: Cantilever beam under linearly distributed load

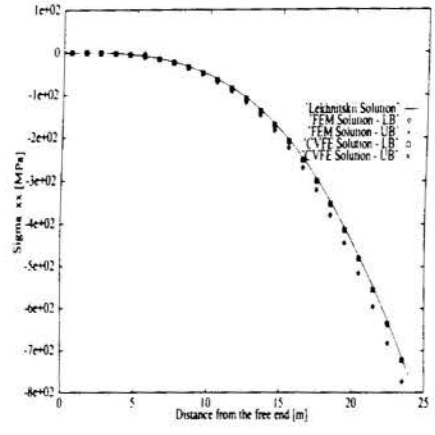


Figure 6: Test case 3 – σ_{xx} distribution

5.4 SiC/Ti plate with a hole under uniformly distributed load

The objective here is to evaluate the accuracy and efficiency of the CVFE when the mesh problem is refined. The plate with a hole under uniformly distributed load is selected. The plate is an orthotropic laminated $[\pm 45]_{2S}$ SCS–6/Timetalβ21–S metal matrix composite with 35% of volume fraction (Ávila, 1996). The analytical solution is given by Daniel and Ishai (1994). The σ_{yy} distribution using the lower bound elastic moduli for both methods, two meshes (72 and 200 Q4 "smeared" elements), and the analytical solution are shown in Fig. (7). As it is expected, the refined mesh produces much closer results to the analytical data. Practically there is no difference in accuracy between the two methods for the 200 elements mesh. However, when we compare the CPU time, the situation for the CVFE is unfavorable. The solution time is even higher that it was expected. The reason could be attributed to the non–symmetry of the stiffness matrix. The GMRES solver is an iterative procedure, and as the stiffness matrix becomes more and more non–symmetric, the number of iterations to the convergence increases. This situation is observed in Table 3, where the expected solution time for the 200 elements case for the CVFE method was around $43.5\text{x}10^{-2}$ s, and the actual time is around $48.5\text{x}10^{-2}$ s.

Table 2: CPU time comparison for test cases 1 – 3

	Set up time $[10^{-2}s]$		Solution time $[10^{-2}s]$	
	FEM	CVFE	FEM	CVFE
Test case 1	3.390	5.221	13.113	15.503
Test case 2	3.424	5.271	13.679	15.551
Test case 3	3.436	5.282	13.704	15.555

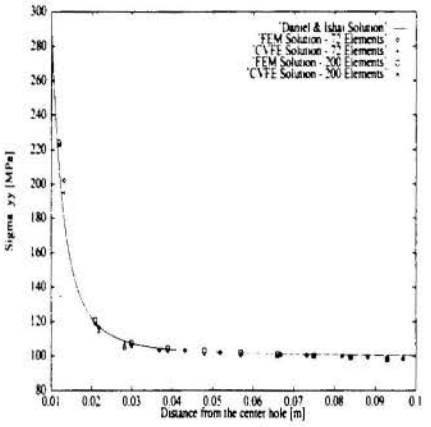


Figure 7: Test case 4 – σ_{yy} distribution

Table 3: Test case 4 – Solution time comparison

	72 elements $[10^{-2}s]$	200 elements $[10^{-2}s]$
FEM	13.702	38.081
CVFE	15.560	48.591

6 Conclusions

The integrated micro/macro elastostatic model was studied considering the elastic moduli, at micromechanical level, and the overall composite behavior, at macromechanical level. At micromechanical level, the elastic moduli produced are in good agreement with data available in the literature. It seems to be very reliable and a promising technique to be applied to composites. At macromechanical level, the results are compared using the CVFE, FEM, and analytical solutions. It was analyzed situations where concentrated, and distributed loadings were applied. The accuracy and efficiency were studied. Considering the scope of the problems studied, it is the author's conclusions that the CVFE seems to be more accurate than the FEM. However, when the mesh is refined, the difference in accuracy practically disappears. When the mesh increases in size, the FEM is more efficient. Other cases must be studied to check if these conclusions can be generalized or not.

References

ÁVILA, A. F. *An Integrated Methodology and Formulations for Micro/Macro Modeling and Analysis of Metal Matrix Composites.* PhD thesis, University of Minnesota, 1996.

BAILEY, C. & CROSS, M. A Finite Volume Procedure to Solve Elastic Solid Mechanics Problems in Three Dimensions on an Unstructural Mesh. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 38, pp. 1757–1776, 1995.

DANIEL, I. M. & ISHAI, O. *Engineering Mechanics of Composites.* Oxford UP, Oxford, 1994.

DEMIRDŽIĆ, I. & MUZAFERIJA, S. Finite Volume Method for Stress Analysis in Complex Domains. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 37, pp. 3323–3341, 1994.

DVORAK, G. J. & BAHEI-EL-DIN, Y. A. Plasticity Analysis of Fibrous Composites. *Journal of Applied Mechanics*, vol. 49, pp. 327–335, 1982.

HASHIN, Z. *Theory of Fiber-Reinforced Materials.* Technical Report CR–1974, NASA, 1972.

KENAGA, D., DOYLE, J. F., & SUN, C. T. Characterization of B/Al in the Nonlinear Range as an Orthotropic Elastic Plastic Material. *Journal of Composite Materials*, vol. 27, pp. 516–531, 1987.

LEKHNITSKII, S. G. *Anisotropic Plates.* Gordon and Breach Science Publishers, New York, 1968.

OÑATE, E., CERVERA, M., & ZIENKIEWICZ, O. C. A Finite Volume Format for Structural Mechanics. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 37, pp. 181–201, 1994.

PATANKAR, S. V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow.* McGraw–Hill, New York, 1980.

SAAD, Y. & SCHULTZ, M. H. GMRES: A Generalized Minimal Residual Algorithm for Solving Non Symmetric Linear Systems. *SIAM Journal*, vol. 7, pp. 856–869, 1986.

SUN, C. T. & VAIDYA, R. S. Prediction of Composite Properties from a Representative Volume Element. *Composites Science and Technology*, vol. 56, pp. 171–179, 1996.

ZIENKIEWICZ, O. C. & OÑATE, E. Finite Elements Versus Finite Volumes. Is There Really a Choice? In *Nonlinear Computation Mechanics. State of the Art*, 1991.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1178

BUCKLING AND POST-BUCKLING BEHAVIOR OF LAMINATED COMPOSITE CYLINDRICAL SHELLS

ROMÁN A. A. ALÉMAN & PAULO B. GONÇALVES
Departamento de Engenharia Civil, PUC/Rio
Rua Marquês de São Vicente, 225 - Gávea, CEP: 22435-900 - Rio de Janeiro - RJ
Tel. (021)529-9325-Fax (021)511-1546- E-mail: paulo@civ.puc-rio.br

Abstract

In the present work an analysis of the stability of layered composite cylindrical shells under axial compression or lateral pressure is carried out using a non-linear shear deformable shell theory. Using general computer algebra routines written in MAPLE, an analytical solution is obtained for the critical load and corresponding critical mode. A modal solution based on the seminal ideas of Koiter's post-buckling theory is employed together with the Rayleigh-Ritz method to obtain the non-linear equilibrium equations governing the post-critical behavior of the shell and the fundamental solution of an imperfect shell. Again these equations are obtained and solved by the use of symbolic algebra. A detailed parametric analysis is presented and the effects of fiber orientation, material properties, number of layers and shell geometry on the critical and post-critical behavior are discussed. It is observed that the shell stability is highly dependent on the laminate characteristics and, from these observations, it is concluded that, in order to exploit efficiently the composite material, an specific laminate should be designed for each application.

Keywords

Laminated shell, composite material, stability, post-critical behavior, limit point and bifurcation point (cascas laminadas, materiais compósitos, estabilidade, comportamento pós-critico e bifurcações).

1. INTRODUCTION

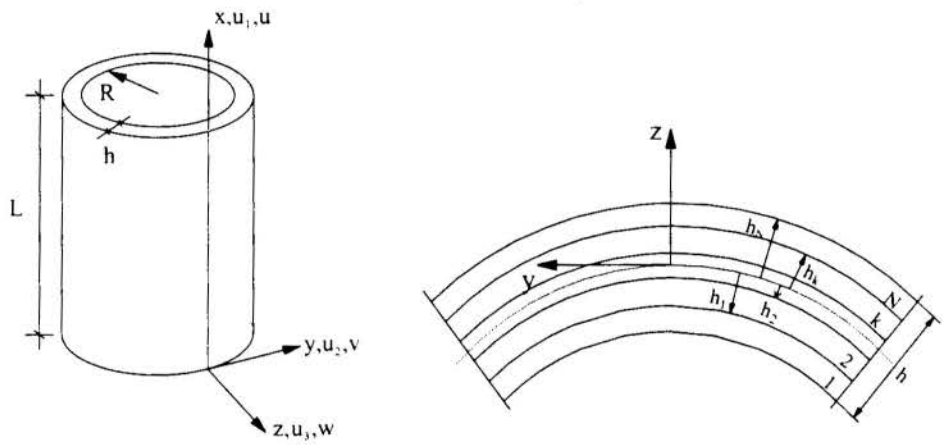
Thin-walled cylindrical shells have been widely used as an efficient load carrying member in many engineering structures. In the majority of these applications they are either subjected to lateral pressure or axial compression. Under these loadings they may loose their stability at load levels well below the load associated with the material strength. Recently many of these shells have been built of composite materials because of their high strength- and stiffness-to-weight ratios. Since the behavior of composite structures differ from those built of traditional metallic materials in many respects, the influence of the geometric parameters and material properties on their buckling and post-buckling behavior must be investigated in detail.

The behavior of composite cylindrical shells under lateral pressure and axial compression has been analyzed by several investigators in the last few years (Alemán, 1997). The majority of these works either use simplified shell theories, not appropriate for the analysis of these shells, especially when the shell is relatively thick (Leissa, 1985), or complex 3-D finite element formulations (Kasagi and Sridharan, 1993) which give better results but is difficult to use in a parametric analysis due to computational intricacies. Despite so many efforts, many aspects of the buckling and post-buckling behavior of these shells are not well understood and comprehensive parametric analyses can hardly be found in literature.

In the present work an analysis of the stability of composite cylindrical shells is carried out using a non-linear shear deformable shell theory based on the works of Reddy and Liu (1985) and Sanders (1963). Using general computer algebra routines written in MAPLE (Portugal, 1996), an analytical solution is obtained for the critical load and corresponding critical mode of a cylindrical shell under axial and/or lateral pressure. A modal analysis based on the seminal ideas of Koiter's post-buckling theory is employed together with the Raleigh-Ritz method to obtain the non-linear equilibrium equations governing the post-critical behavior of the shell. Again these equations are obtained and solved by the use of symbolic algebra. A detailed parametric analysis is presented and the effects of fiber orientation, material properties, number of layers and shell geometry on the critical and post-critical behavior are discussed.

2. PROBLEM FORMULATION

The relevant geometric parameters and coordinate system of a typical cylindrical shell are shown in Figure 1.



(a) (b)

Figure 1 - *Shell geometry, displacements, coordinate system and laminate cross-section.*

Based on Sanders (1963) and Reddy and Liu (1985) assumptions, it is assumed that the displacement field is given by

$$\begin{aligned} u_1(x,y,z) &= u + \phi_1 z + k\,(w_{,x} + \phi_1) z^3 \\ u_2(x,y,z) &= v + \phi_2 z + k\,(w_{,y} + \phi_2 - v/R) z^3 \\ u_3(x,y,z) &= w \end{aligned} \tag{1}$$

where $k = -4/(3h^2)$ and ϕ_1 and ϕ_2 are rotations and that the kinematic relations are as follow

$$\varepsilon_i = \varepsilon_i^o + k_{i1} z + k_{i3} z^3 \;; \quad \varepsilon_m = \varepsilon_m^o + k_{m2} z^2 \qquad (i = 1,2,6) \quad (m = 4,5) \tag{2}$$

where

$$\begin{aligned} \varepsilon_1^o &= u_{,x} + \frac{1}{2} w_{,x}{}^2 \;; \qquad \varepsilon_2^o = v_{,y} + \frac{w}{R} + \frac{1}{2}\left(w_{,y} - \delta_t\, v/R\right)^2 \\ \varepsilon_6^o &= u_{,y} + v_{,x} + w_{,x}\left(w_{,y} - \delta_t\, v/R\right) \;; \quad \varepsilon_4^o = \left(w_{,y} - \delta_t\, v/R\right) + \phi_2 \\ \varepsilon_5^o &= w_{,x} + \phi_1 \end{aligned} \tag{3}$$

are the deformations of the reference surface and

$$k_{11} = \phi_{1,x} \; ; \quad k_{13} = k(\phi_{1,x} + w_{,xx}) \; ; \quad k_{21} = \phi_{2,y} \; ; \; k_{52} = 3k(\phi_1 + w_{,x})$$
$$k_{23} = k(\phi_{2,y} + w_{,yy} - \delta_t \, v_{,y}/R) \; ; \quad k_{61} = \phi_{1,y} + \phi_{2,x} \tag{4}$$
$$k_{63} = k(\phi_{1,y} + \phi_{2,x} + 2w_{,xy} - \delta_t \, v_{,x}/R) \; ; \quad k_{42} = 3k(\phi_2 + w_{,y} - \delta_t \, v/R)$$

are change of curvature quantities. Here δ_t is a parameter taking the values 1 or 0. If $\delta_t = 0$ the present formulation is reduced to the so called shallow shell theory.

The associated strain energy of the shell is given by:

$$U = \int_A \left(\frac{1}{2} \varepsilon_i^o \varepsilon_j^o A_{ij} + \varepsilon_i^o k_{j1} B_{ij} + \varepsilon_i^o k_{j3} E_{ij} + \frac{1}{2} k_{i1} k_{j1} D_{ij} + k_{i1} k_{j3} F_{ij} \right.$$
$$\left. + \frac{1}{2} k_{i3} k_{j3} H_{ij} \right) dxdy + \int_A \left(\frac{1}{2} \varepsilon_m^o \varepsilon_n^o A_{mn} + \varepsilon_m^o k_{n2} D_{mn} + \frac{1}{2} k_{m2} k_{n2} F_{mn} \right) dxdy \tag{5}$$

for (i,j = 1,2,6) and (m,n = 4,5). Here A_{ij}, B_{ij}, D_{ij}, etc. are the shell stiffness parameters defined as

$$(A_{ij}, B_{ij}, D_{ij}, E_{ij}, F_{ij}, H_{ij}) = \sum_{k=1}^{N} \int_{h_{k-1}}^{h_k} \overline{Q}_{ij}^{(k)} (1, z, z^2, z^3, z^4, z^6) dz \; ; \text{(i,j = 1,2, 4,5,6)} \tag{6}$$

where $\overline{Q}_{ij}^{(k)}$ are the elastic stiffness coefficients for the material of the *k*th lamina related to the structural axes x, y and z. These "bar" parameters are given in terms of the orthotropic stiffness, Q_{ij} , through the usual transformation equations (Gibson, 1994). Moreover, they may also be found in terms of the engineering constants E_{ij} , υ_{ij} and G_{ij} in Alemán (1997).

The potential energy of a constant lateral pressure q (δ_c = 0) (or, alternatively, a hydrostatic pressure (δ_c = 1)) and an applied axial load resultant, p, is

$$\Omega = \int_A p u_{,x} dxdy + \int_A \left[q w + \frac{1}{2} q \delta_c \left(v^2/R - v w_{,y} + v_{,y} w + w^2/R \right) \right] dxdy \tag{7}$$

3. CRITICAL BIFURCATION PROBLEM

Seeking conditions for bifurcation buckling, the generalized displacement field is assumed in the incremental form

$$\mathbf{U}^T = \mathbf{U}^F + \mathbf{U}^I \tag{8}$$

where $\mathbf{U}^F$ represents a fundamental pre-buckling solution and $\mathbf{U}^I$ are kinematically admissible small incremental displacements.

The energy criterion of elastic stability requires that

$$\Delta\Pi = \Pi(\mathbf{U}^F, \mathbf{U}^I) - \Pi(\mathbf{U}^F) \; > \; 0 \tag{9}$$

Expression (9) may be written, using Taylor's expansion, as

$$\Delta\Pi = \delta\Pi + \frac{1}{2!}\delta^2\Pi + \frac{1}{3!}\delta^3\Pi + \frac{1}{4!}\delta^4\Pi \tag{10}$$

where $\delta\Pi$ is the kth variation of $\Delta\Pi$ and $\Pi = U + \Omega$.

The condition of stationarity of the critical point is expressed by the variational equation

$$\delta[\delta^2 \Pi] = 0 \tag{11}$$

In the interest of simplicity the bending confined to narrow zones adjacent to the supports is neglected, and the fundamental solution is taken as a linear membrane state

$$u_{,x}^{F} = \frac{p\,A_{22} - q\,R\,A_{12}}{A_{12}^{\,2} - A_{11}\,A_{22}} \;; \quad w^{F} = \frac{q\,R^2\,A_{11} - p\,R\,A_{12}}{A_{12}^{\,2} - A_{11}\,A_{22}} \tag{12}$$

where A_{11}, A_{12}, e A_{22} are the stiffness coefficients of the shell obtained from equation (6).

Solution to (11) is assumed as:

$$\begin{aligned}
u(x,y) &= \sum_{m=1}^{1,2,3,\ldots} \sum_{n=1}^{1,2,3,\ldots} U_{mn} \cos(\alpha_m x)\, \mathrm{sen}(\beta_n^{(1)} y) \\
v(x,y) &= \sum_{m=1}^{1,2,3,\ldots} \sum_{n=1}^{1,2,3,\ldots} V_{mn}\, \mathrm{sen}(\alpha_m x) \cos(\beta_n^{(1)} y) \\
w(x,y) &= \sum_{m=1}^{1,2,3,\ldots} \sum_{n=1}^{1,2,3,\ldots} W_{mn}\, \mathrm{sen}(\alpha_m x)\, \mathrm{sen}(\beta_n^{(1)} y) \\
\phi_1(x,y) &= \sum_{m=1}^{1,2,3,\ldots} \sum_{n=1}^{1,2,3,\ldots} \Phi_{mn}^{1} \cos(\alpha_m x)\, \mathrm{sen}(\beta_n^{(1)} y) \\
\phi_2(x,y) &= \sum_{m=1}^{1,2,3,\ldots} \sum_{n=1}^{1,2,3,\ldots} \Phi_{mn}^{2}\, \mathrm{sen}(\alpha_m x) \cos(\beta_n^{(1)} y)
\end{aligned} \tag{13}$$

where U_{mn}, V_{mn}, W_{mn}, Φ_{mn}^{1} e Φ_{mn}^{2} are the unknown modal amplitudes and $\alpha_m = m\pi/L$ and $\beta_n^{(1)} = n/R$. Here *m* is the number of axial half-waves and *n* is the circumferential wave number.

These modes satisfy the following essential boundary conditions imposed on $x = 0, L$

$$v = 0 \;; \quad w = 0 \;; \quad \phi_2 = 0 \tag{14}$$

4. POST-CRITICAL SOLUTION

By a perturbation approach, based on Koiter's post-buckling theory, it can be shown that a particular solution for the post-critical displacement field can be written as follow

$$\begin{aligned}
u &= \sum_{i=1}^{1,3,5,\ldots} \sum_{j=1}^{1,3,5,\ldots} U_{ij} \cos(i\alpha_c x)\, \mathrm{sen}(j\,\beta_c^{(k)} y) + \sum_{r=2}^{2,4,6,\ldots} \sum_{s=0}^{0,2,4,\ldots} U_{rs}\, \mathrm{sen}(r\alpha_c x) \cos(s\,\beta_c^{(k)} y) \\
v &= \sum_{i=1}^{1,3,5,\ldots} \sum_{j=1}^{1,3,5,\ldots} V_{ij}\, \mathrm{sen}(i\alpha_c x) \cos(j\,\beta_c^{(k)} y) + \sum_{r=0}^{0,2,4,\ldots} \sum_{s=2}^{2,4,6,\ldots} V_{rs} \cos(r\alpha_c x)\, \mathrm{sen}(s\,\beta_c^{(k)} y) \\
w &= \sum_{i=1}^{1,3,5,\ldots} \sum_{j=1}^{1,3,5,\ldots} W_{ij}\, \mathrm{sen}(i\alpha_c x)\, \mathrm{sen}(j\,\beta_c^{(k)} y) + \sum_{r=0}^{0,2,4,\ldots} \sum_{s=0}^{0,2,4,\ldots} W_{rs} \cos(r\alpha_c x) \cos(s\,\beta_c^{(k)} y) \\
\phi_1 &= \sum_{i=1}^{1,3,5,\ldots} \sum_{j=1}^{1,3,5,\ldots} \Phi_{ij}^{1} \cos(i\alpha_c x)\, \mathrm{sen}(j\,\beta_c^{(k)} y) + \sum_{r=2}^{2,4,6,\ldots} \sum_{s=0}^{0,2,4,\ldots} \Phi_{rs}^{1}\, \mathrm{sen}(r\alpha_c x) \cos(s\,\beta_c^{(k)} y) \\
\phi_2 &= \sum_{i=1}^{1,3,5,\ldots} \sum_{j=1}^{1,3,5,\ldots} \Phi_{ij}^{2}\, \mathrm{sen}(i\alpha_c x) \cos(j\,\beta_c^{(k)} y) + \sum_{r=0}^{0,2,4,\ldots} \sum_{s=2}^{2,4,6,\ldots} \Phi_{rs}^{2} \cos(r\alpha_c x)\, \mathrm{sen}(s\,\beta_c^{(k)} y)
\end{aligned} \tag{15}$$

Substituting (15) into (10) and applying the Rayleigh-Ritz method, one obtains the system of algebraic non-linear equations governing the post-critical behavior of the shell. These equations are solved by the use of Newton-Raphson method, prescribing either the load or one of the modal amplitudes.

6. PARAMETRIC ANALYSIS

Limited numerical results are presented herein for two load cases: uniform axial compression and lateral pressure. The calculations are carried out using data appropriate for *Boron-epoxy* and *Graphite-epoxy*. The elastic constants of these materials are listed in Table 1. The stacking sequences used in this analysis are presented in Table 2. Sequences 1 and 2 are commonly referred to as *cross-ply* and sequences 3 and 4 as *angle-ply*. The critical load for shells under lateral pressure and axial compression with different shell geometries and stacking sequences are shown in Table 3. The strongest configuration for a shell under axial compression is [30/-60/-60/30] and the weakest is [90/0/0/90]. For a shell under lateral pressure the strongest configuration depends on the shell geometry while the weakest is [0/90/90/0].

To generalize the results the following non-dimensional load parameters are introduced in the following analysis

$$\overline{Q} = \frac{RL^2}{E_2 h^3} q \; ; \qquad \overline{P} = \frac{L^2}{E_2 h^3} p \tag{16}$$

Figure 2 illustrates the influence of ply angles on the critical load of angle-ply laminated shells subjected to lateral pressure and axial compression. An antisymmetric laminate with four layers, [θ/-θ/θ/-θ], is used in the analysis. Here θ is the angle between the fiber and the cylinder axial direction. It is shown that for a cylinder under lateral pressure the strongest geometry is [70/-70/70/-70] while for a cylinder under axial compression the load has a maximum value for $\theta \approx 20°$ and $\theta \approx 70°$. As observed the best geometry is a function of the type of loading.

In order to study the influence of the number of layers on the critical load a laminate with stacking sequence $[(30/-60)_n]_s$ or $[(60/-30)_n]_s$ and n varying from 1 to 6 (4 to 24 layers) was analyzed and the results are shown in Figure 3. The thickness of the laminate is assumed to be constant. The shell geometry is: L/R = 1, R/h = 100 and R=0.4m. As the number of layers increase the results converge asymptotically to the critical load of a shell made of an orthotropic material.

Table 1- *Elastic Constants for Calculations.*

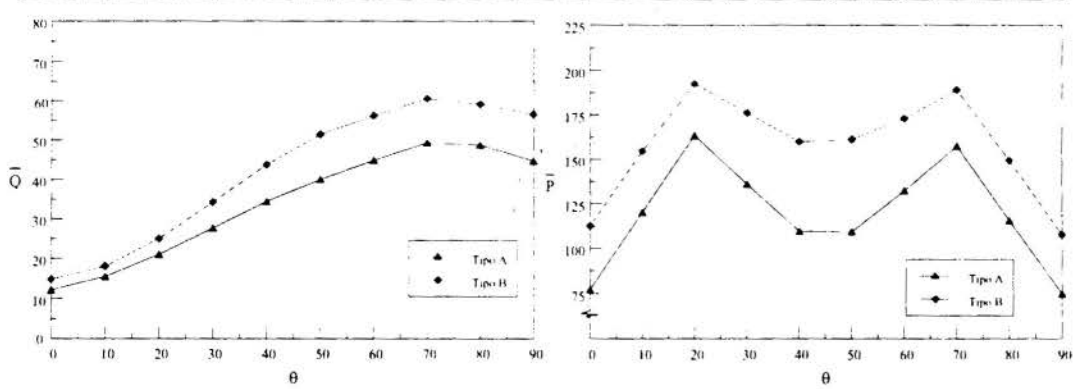
TYPE	MATERIAL	E_1 (Gpa)	E_2 (Gpa)	G_{12} (Gpa)	G_{13} (Gpa)	G_{23} (Gpa)	ν
A	*Boron/epoxy*[53]	206.844	18.6159	4.48162	4.48162	2.55107	0.21
B	*Graphite/epoxy*[28]	127.8	9.40	4.20	4.20	3.10	0.28

Table 2- *Stacking Sequences Used.*

CODE No.	STACKING SEQUENCE
1	[0/90/90/0]
2	[90/0/0/90]
3	[45/-45/-45/45]
4	[45/-45/45/-45]
5	[30/-60/-60/30]
6	[60/-30/-30/60]

Table 3- *Critical load for a "Boron/epoxy" shell* (L/R =1, R = 0.1905 m).

STACKING CODE	LATERAL PRESSURE (Pa)		AXIAL COMPRESSION (N/m)	
	R/h =100	R/h =200	R/h =100	R/h =200
1	357.4254	64.5870	327.5236	78.4776
2	885.0428	169.1013	311.4052	78.2434
3	685.6208	106.1461	381.4559	91.6101
4	685.6208	106.1461	381.4559	91.6101
5	579.1970	91.6322	737.8548	166.3430
6	981.6259	166.4735	512.9044	126.8818



(a) (b)

Figure 2- *Influence of fiber orientation on (a) the critical lateral pressure and (b) the critical axial compression of an angle-ply laminated shell* $[\theta/-\theta/\theta/-\theta]$.

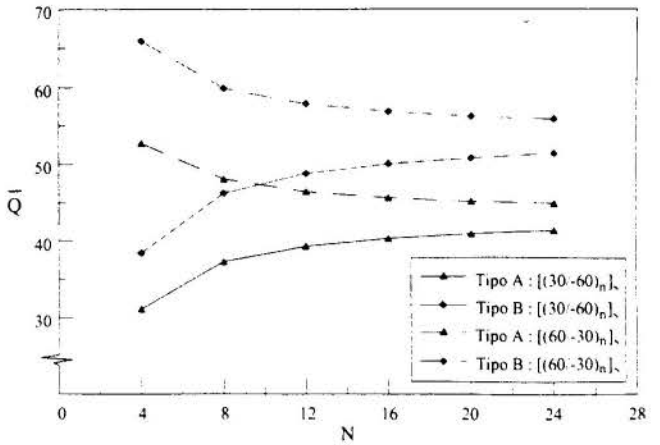
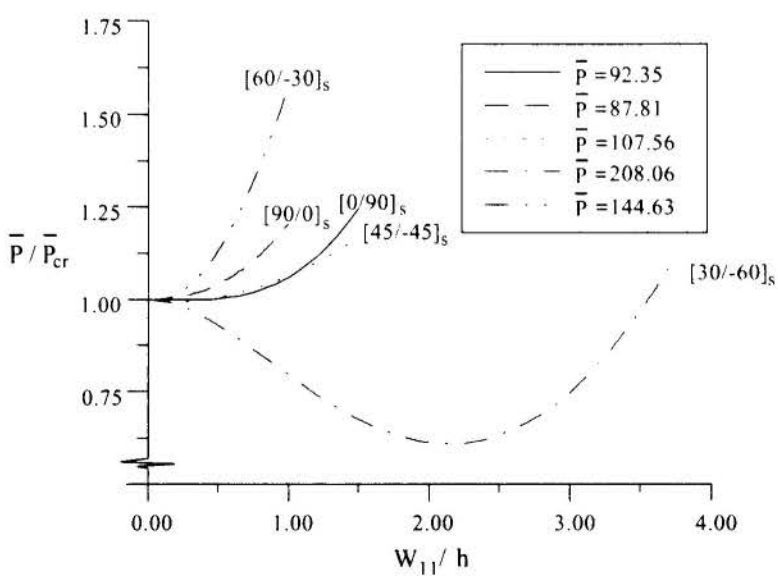


Figure 3- *Influence of the number of plies on the critical lateral pressure. The total thickness remains constant. Stacking sequences:* $[(30/-60)_n]_s$ *e* $[(60/-30)_n]_s$.

The non-linear post-critical equilibrium paths for several laminated cylindrical shells are shown in Figure 4 where the load parameter normalized by the critical value is shown as a function of the modal amplitude of the critical radial mode. In figure 4.a the behavior of a cylinder under axial compression with selected stacking sequences is analyzed. It is observed that two laminates ($[60/-30]_s$ e $[90/0]_s$) exhibit stable post-critical response while the others exhibit an unstable behavior with a varied degree of imperfection-sensitivity. It is also observed that a change in the stacking sequence from $[60/-30]_s$ to $[30/-60]_s$ leads to a drastic change in the post-critical behavior of the shell. It is interesting to notice that the strongest sequence ($[30/-60]_s$) is precisely the one most sensitive to imperfections. Figure 4.b illustrates the post-critical behavior of antisymmetric angle-ply cylinders with sequences $[\theta/-\theta/\theta/-\theta]$ under external pressure. It is observed that the post-critical behavior is again highly dependent on the stacking sequence and ply angles.

(4.a)



(4.b)

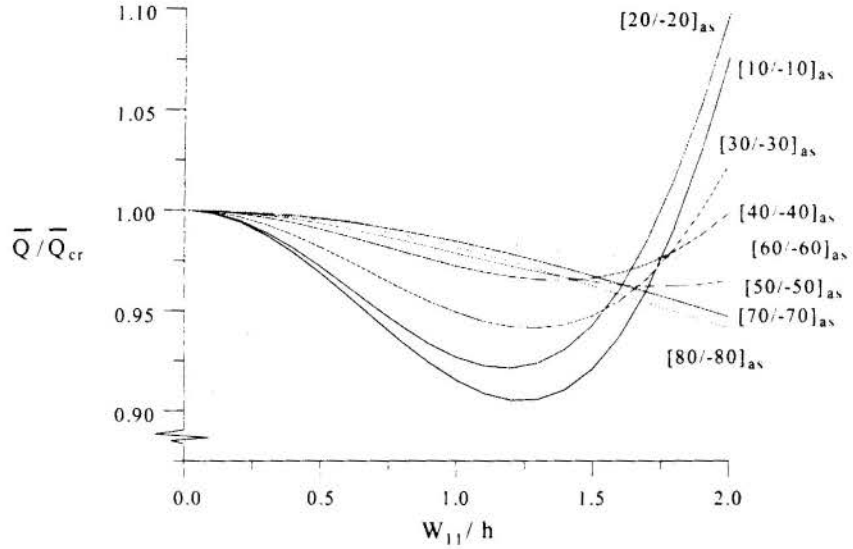


Figure 4- *Post-critical equilibrium paths for laminated shells with different stacking sequences: (a) cylinder under compression (material A,* R = 0.1905m, R/h =100, L/R =1) and (b) cylinder under lateral pressure *(angle-ply laminates) (material B,* R = 0.1905m, R/h =100, L/R =1.5).

7. CONCLUSIONS

Influence of lay-up sequence, number of layers and fiber orientation on the shell buckling and post-buckling behavior was examined using a non-linear shear deformable theory for laminated composite shells. It is shown that the critical load and post-critical path are highly dependent on these material characteristics and that the best laminate geometry is a function of the shell geometry and applied load.

9. REFERENCES

ALEMÁN, R. A. A.. *Instabilidade de Cascas e Painéis Cilindricos Laminados de Materiais Compósitos.* Disertação de mestrado, PUC/Rio, 1997.

GIBSON, R. F.. *Principles of Composite Material Mechanics*. McGraw-Hill, New York, 1994.

KASAGI, A. AND SRIDHARAN, S.. *Buckling and Postbuckling Analysis of Thick Composite Cylindrical Shells under Hydrostatic Pressure*. Composites Engineering, Vol. 3, No. 5, pp. 467-487, 1993.

LEISSA, A. W.. *Buckling of Laminated Composite Plates and Shell Panels.* Internal Report, AFWAL-TR-85-3069, 1985.

PORTUGAL, R. *Introdução à Programação em MAPLE.* Centro Brasileiro de Pesquisas Fisicas, CBPF, Rio de Janeiro, 1996.

REDDY, J. N. AND LIU, C. F.. *A Higher-Order Shear Deformation Theory of Laminated Elastic Shells*. Int. J. of Engineering Sciences, Vol. 23, No. 3, pp. 319-330, 1985.

SANDERS, J. L.. *Nonlinear Theories for Thin Shells*. Quarterly of Applied Mathematics, Vol. 21, No. 1, pp. 21-36, 1963.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB138

ANÁLISE DA RESISTÊNCIA DE UM COMPÓSITO EM TRAÇÃO TRANSVERSAL E LONGITUDINAL / *ANALISYS OF COMPOSITE STRENGTH IN TRANSVERSAL AND LONGITUDINAL TENSILE TESTS*

EDSON VANDER PIMENTEL, KÁTIA CELINA DA SILVA RICHETTO & HERMAN JACOBUS CORNELIS VOORWALD
Departamento de Materiais e Tecnologia, Faculdade de Engenharia - UNESP - Guaratinguetá
CEP: 12.500-000 Guaratinguetá - E-mail: pimentel@feg.unesp.br

Abstract

The excellent mechanical behavior, regarding strength and stifness, makes of the composite material, a choice in structural application. The main objective of this work is the strength data analysis of a unidirectional laminate composite (carbon fiber/epoxy resin), in longitudinal and transversal directions. Several conditions of composite were tested, providing a large amount of experimental results that were studied using statistical considerations, such as media and standard deviation.The Weibull distribution that provides informations about scattering in strength data was also used.

Keywords

Compósito laminado unidirecional, Compósito fibra de carbono/resina epoxi, Análise estatística, Distribuição de Weibull/ Unidirectional laminate composite, Carbon fibre /epoxy resin composite, Statistical analisys, Weibull distribution

1. INTRODUÇÃO

O conceito de compósito pode estar relacionado com a combinação de dois ou mais materiais para proporcionar uma performance em serviço que é superior as propriedades dos materiais de forma individual (Hull *et al.*, 1987).Estes reforços utilizados na confecção de materiais estruturais suportam mais do carregamento ou lhe atribuem propriedades dominantes (Weeton *et al.*, 1987).

Por outro lado, o conceito de reforçamento por fibras não é o de usá-las como obstáculos em uma matriz para modificar suas propriedades mas, sim, o de usar a matriz como um meio de cimentar fibras e transferir a carga aplicada às mesmas. Assim, usa-se a capacidade das fibras de suportar altíssimas cargas (Meyers *et al.*, 1987).

Fibras normalmente tem alta resistência e alto módulo mas são desenvolvidas somente em formas muito finas, com diâmetros na faixa de 7-15 μm, sendo usualmente muito frágeis.

Plásticos podem ser dúcteis ou frágeis mas eles tem usualmente considerável resistência à ambientes químicos. Pela combinação de fibras e resina um material é produzido com a resistência e dureza próximos às das fibras e com a resistência química dos plásticos. É também possível adquirir considerável resistência à propagação de trincas e capacidade de absorver energia durante a deformação (Al-Quresh., 1984).

A combinação do material do reforço com o da matriz depende das características que se desejam. Porém, cuidados durante a fabricação e uso devem ser avaliados pois os

constituintes não podem reagir quimicamente, de forma a prejudicar suas propriedades individuais (Vinson *et al.*, 1975).

O compósito em estudo é fabricado pela combinação adequada de um elemento de reforço no caso a fibra de carbono e um segundo elemento, sendo escolhida a resina epoxi, onde serão analisados resultados experimentais em tração uniaxial. Esta classe de compósitos recebe o nome de compósitos fibrosos unidirecionais.

É estabelecido que a resistência da fibra é raramente um parâmetro material, mas sim o efeito de uma estrutura de falhas, defeitos de superfície ou danos que induz a concentração de tensões. Ressaltando também que a mais séria ou grave falha não é necessariamente a maior, pois sua severidade depende também de onde ela está situada. Por esta razão a resistência das fibras de carbono é inversamente dependente da espessura apresentando também grande espalhamento.

Uma análise estatística de dados de testes monotônicos em tração uniaxial se torna necessária. A técnica mais comumente empregada é o uso da função de distribuição de probabilidade de Weibull, que é frequentemente usada para analisar falhas de materiais frágeis.

Esta função é descrita como o modelo do elo mais fraco, que descreve a probabilidade do mais fraco elemento em uma corrente de elementos falhar e dessa forma causar a falha da espécie (Trustrum *et al.*, 1987). Weibull desenvolveu uma equação empírica da forma dada abaixo, que relaciona a probabilidade de falha com a tensão aplicada:

$$P = 1-\exp\left[-\left(\sigma/\sigma_o\right)^m\right] \qquad (1)$$

σ_o ... parâmetro de escala
m ... parâmetro de forma

Estes parâmetros são obtidos por um tratamento estatístico de uma população de dados de resistência, geralmente medidos por testes em tração uniaxial.

O módulo de Weibull é um alternativo e familiar nome do parâmetro de forma e representa a forma da distribuição ou dispersão dos dados. "***m***"é um importante parâmetro material que caracteriza a "*fragilidade*"do material (Chou *et al.*, 1981).

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Foram tratados estatisticamente 93 dados obtidos em ensaios de tração, sendo 35 em tração longitudinal e 58 em tração transversal, segundo a norma ASTM-D3039, em uma máquina universal de ensaios INSTRON. No presente trabalho serão analisados dados, referentes a dois códigos **A** e **B,** onde para cada código houve uma variação da fração volumétrica das fibras (v_f).

Para cada lote de resultados foram obtidos valores de média aritmética, desvio padrão, coeficiente de variação, módulo de Weibull, assim como levantamento de histogramas e de Gaussianas (curvas normais), para que todas as informações contidas nos mesmos pudessem ser extraídas e melhor compreendidas.

Para a determinação da fração volumétrica dos vazios (v_v) e das fibras (v_f) foi utilizado o método da análise termogravimétrica em um analisador termogravimétrico Perkin Elmer TGA 7, acoplado a um gerador de gráficos Perkin Elmer 7500 Professional Computer.

As figuras 1 e 2 mostradas a seguir mostram dois corpos de prova, um anterior aos ensaios de tração e outro submetido à teste de tração unidirecional.

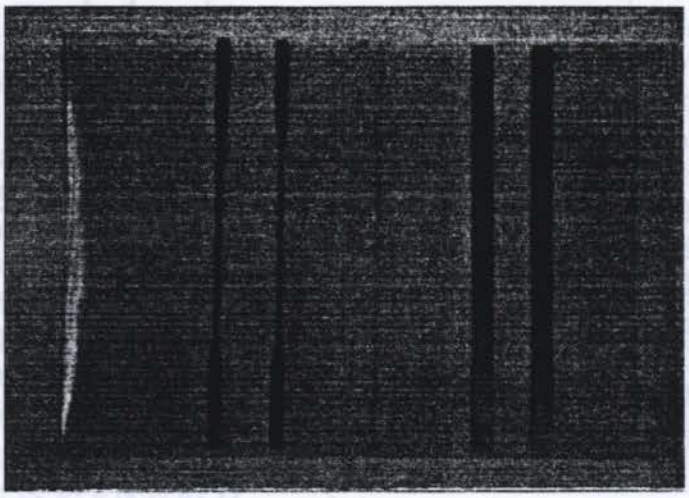


Figura 1: Corpo de prova anterior ao ensaio de tração unidirecional

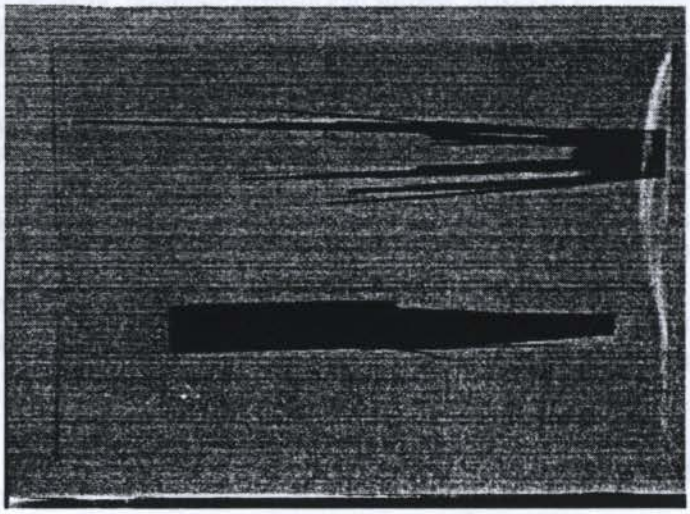


Figura 2: Corpo de prova submetido à teste de tração unidirecional

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os parâmetros estatísticos dos materiais denominados com os códigos **A** com valores de fração volumétrica de fibras e vazios v_f = 73,5% , v_v = 1,97% e **B** com v_f = 73,7%, v_v = 2,4%), respectivamente, estão apresentados como mostra as tabelas 1 e 2:

Tabela 1: Parâmetros estatísticos com dados comparados segundo a orientação de corte (ângulos), do material para o código A

v_f= 73,5% ; v_v= 1,97%	CÓDIGO A	
ρ = 1,60 g/ml	TRAÇÃO 0°	TRAÇÃO 90°

Média Aritmética (E) [GPa]	160,13	10,20
Média Aritmética (σ_t) [MPa]	1838,7	28,61
Desvio-Padrão (s) [MPa]	59,44	10,42
Variância (s^2) [MPa^2]	3533,1	108,58
Coeficiente de Variação (cv) [%]	3,23	36,42
Módulo de Weibull (m)	32,03	3,04

Tabela 2: Parâmetros estatísticos com dados comparados segundo a orientação de corte (ângulos), do material para o código B

v_f= 73,7% ; v_v= 2,4% ρ = 1,59 g/ml	CÓDIGO B	
	TRAÇÃO 0°	TRAÇÃO 90°
Média Aritmética (E) [GPa]	148,59	10,29
Média Aritmética (σ_t) [MPa]	2159,4	32,64
Desvio-Padrão (s) [MPa]	92,27	12,48
Variância (s^2) [MPa^2]	8513,7	155,75
Coeficiente de Variação (cv) [%]	4,27	38,24
Módulo de Weibull (m)	26,57	2,75

Para a maioria dos códigos pode ser verificado que a distribuição de frequência para os valores do limite de resistência à tração longitudinal e transversal apresentam na sua grande maioria um espalhamento bastante uniforme e muito semelhante às curvas de Gauss (Dallemand, 1987).

Na comparação entre os ângulos de orientação do corte do material (0° e 90°) mantendo constantes os códigos, observa-se que com relação ao desvio-padrão são na grande maioria dos casos inferiores à 10% da média dos valores do limite de resistência a tração longitudinal, e em alguns casos os valores são bastante similares. Já em tração transversal os valores dos desvios-padrão são superiores a 10%, devido ao fato das propriedades das fibras não exercerem um papel tão importante, restando somente as propriedades da resina como o fator chave e responsável pelas propriedades de resistência do compósito.

Isto significa que sendo o desvio-padrão uma medida de espalhamento dos pontos experimentais, uma grande maioria dos pontos estão concentrados em uma determinada faixa de valores, ou seja, os valores médios dos limites de resistência podem ser considerados como sendo bastante representativos da amostra.

No que se refere aos valores médios do módulo de elasticidade (E), com os cálculos do desvio-padrão (não apresentados), pode ser notado que os valores dos mesmos estão bastante coerentes com os dados apresentados, e girando em torno de 10% desses valores (Pimentel, 1996).

Na verdade não existe uma relação simples para poder se prever a resistência à tração transversal, ao contrário da resistência à tração longitudinal que é determinado quase que inteiramente por um fator simples, isto é, a resistência da fibra ($\sigma_. = \sigma_f V_f$).

Existem diversos fatores que governam a resistência à tração transversal, inclusive fatores relacionados às propriedades da fibra e da matriz, como resistência à adesão interfacial, presença e distribuição de vazios, tensões internas e a distribuição da deformação devido a interação entre fibras e vazios.

Na resistência à tração transversal em um laminado pode ser comentado que é pequena ou quase inexistente uma interface adesiva, e a mesma é determinada pela resistência da resina.

No tocante ao módulo de Weibull (**m**) verifica-se que, quanto maior o módulo menor é o espalhamento dos valores do limite de resistência para o material, assim para a tração longitudinal os valores dos mesmos são sempre maiores, o que significa um menor espalhamento (Chou *et al.*, 1987).

As figuras de 3 a 6 representam as curvas da função de distribuição de probabilidades de Weibull, onde serão apresentadas a distribuição dos valores dos limites de resistência a tração longitudinal e transversal, bem como as curvas para o median rank, 5 e 95%, que fornecem resultados com uma confiabilidade de de 90%.

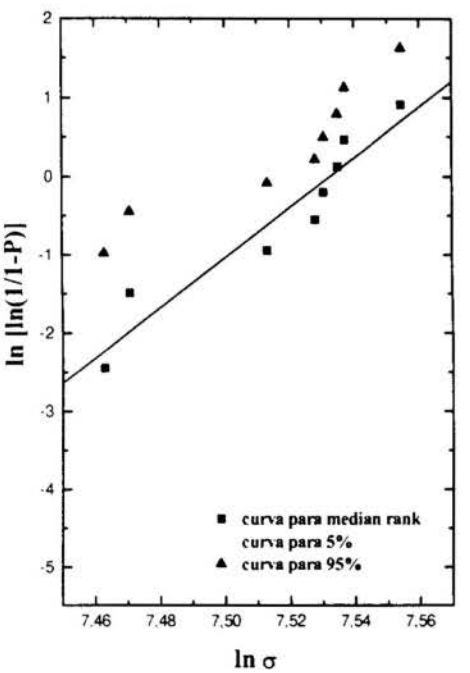


Figura 3: Distribuição de probabilidade de Weibull Curvas para Median Rank 5% e 95% para tração longitudinal , código A

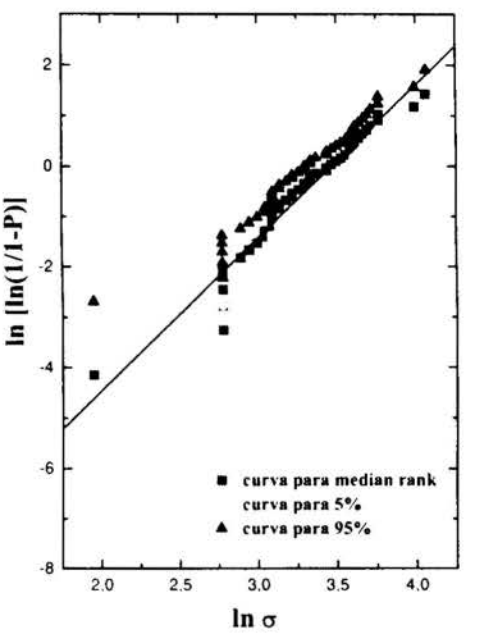


Figura 4: Distribuição de probabilidade de Weibull. Curvas para Median Rank, 5% e 95% para tração transversal , código A

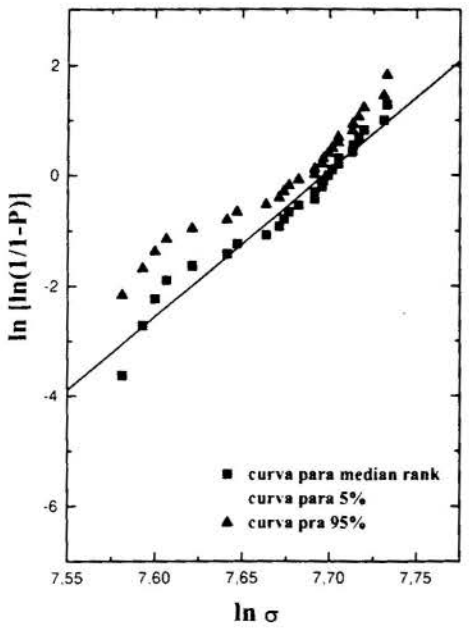


Figura 5: Distribuição de probabilidade de Weibull. Curvas para Median Rank, 5% e 95% para tração longitudinal e código B

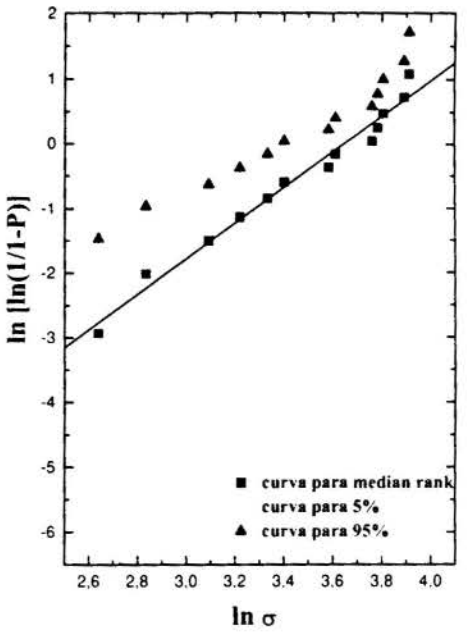


Figura 6: Distribuição de probabilidade de Weibull. Curvas para Median Rank, 5% e 95% para tração transversal e código B

Referente ao módulo de Weibull (**m**) e ao coeficiente de variação (**cv**), pode-se dizer que o material está de acordo com o citado na literatura; ou seja, quanto menor o coeficiente de variação mais seguro é o material, visto que para tração longitudinal o coeficiente de variação é sempre menor do que para tração transversal.

Para o módulo de Weibull quanto maior o módulo menor é o espalhamento dos valores do limite de resistência para o material. Logo para os ensaios de tração longitudinal os valores do módulo de Weibull são sempre maiores o que significa um menor espalhamento. Os valores do módulo de Weibull (**m**) e do coeficiente de variação (**cv**) foram apresentados nas tabelas mostradas anteriormente, onde uma comparação satisfatória pode ser realizada.

A distribuição de Weibull é considerada como uma distribuição de valores extremos e utilizada com frequência para amostras de tamanhos reduzidos. O método utilizado para se estimar os parâmetros de Weibull no presente trabalho foi o método da regressão linear, visto que é de fácil execução e que forneceu uma boa confiabilidade nos resultados.

O que pôde ser observado através de revisão da literatura foi que o parâmetro de forma **m** é fortemente influenciado pelo controle do processo e manufatura, e tamanho da amostra; sendo menos fortemente pela orientação das camadas. Através do trabalho realizado foi observado que o parâmetro de forma **m** está dentro do que se espera, e também situado em torno do que pode ser chamado de parâmetro de forma para um controle de qualidade bastante rigoroso; onde o mesmo deve estar situado na faixa de 16-26 (Jones, *et al.*, 1975).

As figuras 7 e 8 apresentadas a seguir mostram as superfícies de fratura do compósito fibra de carbono/resina epoxi. Onde na figura 7 pode ser observado o aspecto frágil de fratura, sendo que a parte rugosa indica região de possível propagação de trinca e a figura 8 apresenta uma fratura homogênea; característica de compósito ensaiado em tração (Richetto, 1996).

Figura 7: Superfície de fratura do composto fibra de carbono/resina epoxi (4000X)

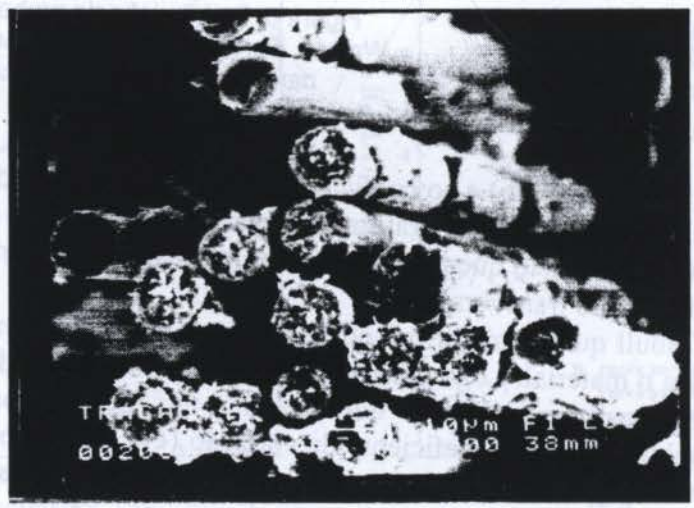


Figura 8: Superfície de fratura do composto fibra de carbono/resina epoxi (3000X)

4. CONCLUSÕES

Fixando-se os códigos, pode-se concluir que o melhor ângulo é o de 0° uma vez que as propriedades das fibras que são bastantes superiores às da resina poderem ser utilizadas.

Fixando-se os ângulos, pode-se dizer que o melhor código é o **B** seguido do código **A,** sendo também os que proporcionam os valores do limite de resistência mais elevados.

Pode ser concluído que os valores do módulo de Weibull obtidos estão bastante coerentes com o que foi visto na literatura, assim como os baixos valores dos desvios-padrão que são representativos da amostra.

5. REFERÊNCIAS

Al-Quresh, H. A. *Composite materials;* fabrication and analysis. 2. ed. São José dos Campos: CTA, pag. irreg, 1984.

Chou, P.C., Miller, H. Maximum likelihood estimation of a two-segment Weibull distribution for fatigue life. In: Little, R. E.; Ekvall, J.C. (Eds.). *Statistical analysis of fatigue data, Philadelphia* : ASTM, (ASTM STP 744), pp.114-28, 1981.

Dallemand, J.E. How to sumarize data. In: Statistics for the Engineer, Warrendal Society of automotive Enginneers, *s.d,* pp. 1-13.

Hull, D. *An introduction to composite materials.* Cambrigde: Cambrigde Univ., 246p., 1981.

Jones, B.H. Probabilistic design and reliability. In: Chamis, C.C. (Ed.) *Structural Design and Analysis Part II,* New York: Academic Press, (Composite Materials), vol.8, pp.33-72, 1975.

Meyers, M. A., Chawla, K. K. Reforçamento por fibras; Materiais Conjugados. In:___ *Princípios de metalurgia mecânica,* Edgar Blücher, São Paulo,: pp.359-79, 1982.

Pimentel, E.V. *Estudo das características de resistência em um compósito fibra de carbono/resina epoxi.* Guaratinguetá. Dissertação (mestrado em engenharia), Universidade Estadual Paulista, Campus de Guaratinguetá, 176p., 1996.

Richetto, K.C.S. *Estudo da interface fibra/resina em materiais compósitos sob ação de cargas estáticas.* Guaratinguetá.. Dissertação (mestrado em engenharia), Universidade Estadual Paulista, Campus de Guaratinguetá, 124p., 1996.

Trustrum, K., Jayatilaka, A. de S. On estimating the Weibull modulus for a brittle material. *Composites,* vol. 26, pp. 1080 - 4, 1995.

Weeton, J. W., Peters, D.M. e Thomas, K.L. *Engineers guide to composite materials,* Ohio: ASM, pag. irreg , 1987.

Vinson, J. R.,Chou, T. W *Composite materials and their use in structures,* London: Applied Science Publ, 438 p., 1975.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB18

MODELAGEM DA EVOLUÇÃO DO DANO EM JUNTAS ALUMÍNIO - EPÓXI SUBMETIDAS A SOLICITAÇÕES TRATIVAS / MODELING THE DAMAGE EVOLUTION IN AXIALLY LOADED ALUMINIUM-EPOXY BUTT JOINTS

E. M. SAMPAIO, F. L. BASTIAN
COPPE - Programa de Engenharia Metalúrgica e de Materiais, Universidade Federal do Rio de Janeiro - UFRJ, 21945-970, Rio de Janeiro, RJ Brasil
M. J. Q. PINHEIRO, H. S. COSTA MATTOS
LMTA - Laboratório de Mecânica Teórica e Aplicada, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal Fluminense - UFF, 24210-240, Niterói, RJ Brasil

Abstract

This work is concerned with the analysis of the damage behavior of adhesive joints consisting of an epoxy adhesive layer bonding aluminium alloy substrates. A model for butt joints, developed within the framework of Continuum Damage Mechanics, that accounts for the effect of the thickness of the adhesive layer on the strength of the system is proposed and analysed. Analytical examples are presented in order to illustrate the main features and possibilities of the model. To check the accuracy of the proposed model, the predicted values of the rupture stress for different values of the thickness of the adhesive layer are compared to experimental data, showing a good agreement.

Keywords:

Aluminium-epoxy adhesive joints, adhesion, fracture, continuum damage mechanics.

1. INTRODUÇÃO

Ligas de alumínio são cada vez mais usadas em elementos estruturais de alta performance operando sob carregamentos severos e condições ambientais adversas (aviões, sistemas de transporte rodoviário e ferroviário, embarcações marítimas, etc.).Para tornar tecnológicamente possível e economicamente viável o uso de elementos estruturais em alumínio (compósitos ou não) no lugar de outros constituídos por ligas metálicas mais pesadas e mais suscetíveis a problemas de corrosão, é fundamental o desenvolvimento e estudo de processos de colagem. Estes processos de colagem, no caso de ligas de alumínio, podem substituir, com vantagem em alguns casos, possíveis técnicas de soldagem que têm grande complexidade tecnológica e consequente alto custo.

O presente trabalho visa dar os primeiros passos no sentido de desenvolver um modelo macroscópico geral de falha para estruturas coladas, baseado na Mecânica do Dano Contínuo. Este tipo de abordagem vem sendo utilizado com razoável sucesso no estudo da fadiga e da fratura de estruturas (Costa Mattos et al (1992), Costa Mattos e Sampaio (1995)). Como o problema geral é muito complexo, neste trabalho inicial será estudado o problema de uma junta adesiva submetida a uma elongação prescrita. O principal objetivo é descrever o efeito da espessura da camada de epóxi na resistência global do conjunto. Desta forma, será possível determinar qual a espessura ótima para a ligação entre as camadas de alumínio. Simulações experimentais realizadas sobre juntas coladas mostram que a força máxima antes da ruptura depende fortemente da espessura e da camada adesiva (ver a figura 6 e Meissner e Merrill (1948), Kinloch (1987)).

Abaixo de um certo valor da espessura, o mecanismo de falha é basicamente o descolamento entre a camada de epóxi e a de alumínio. Acima de um certo valor da espessura, o mecanismo de falha é basicamente a fratura da camada adesiva. Entre estes valores, pode acontecer uma combinação destes mecanismos (figura 1).

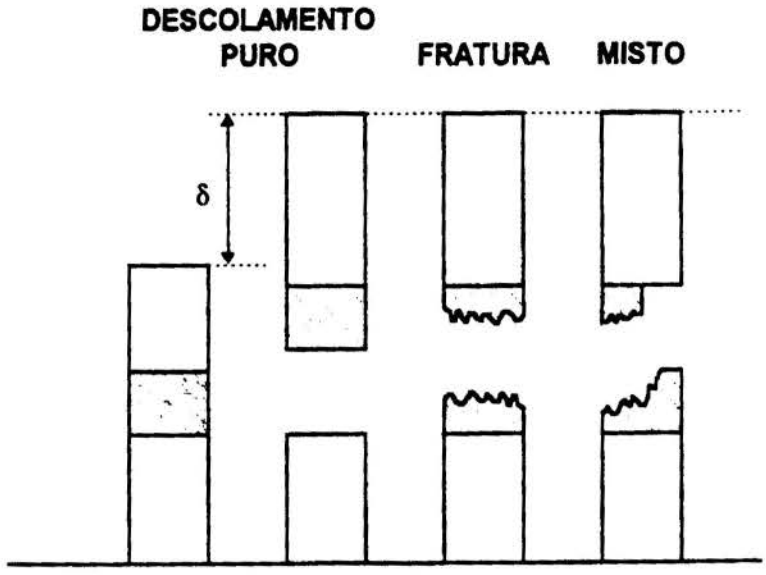


Figura 1 - Possíveis mecanismos de falha numa junta de topo.

Para unificar a discussão, daqui para diante, todas as possíveis descontinuidades induzidas pelo processo de deformação serão chamadas simplesmente de dano. Devido ao dano, observa-se experimentalmente uma alteração na resposta elástica global do sistema, com a diminuição da rigidez da estrutura na tração (devido a abertura de trincas) Nas próximas seções apresenta-se um modelo fenomenológico simples que permite simular as alterações observadas na resistência mecânica de uma junta de topo submetida à uma elongação prescrita. O desenvolvimento é feito de forma a responder claramente às seguintes questões:

- De que forma é possível desenvolver um modelo contínuo para descrever os fenômenos descontínuos de fratura e descolamento?
- Caso seja possível, como caracterizar a evolução do dano (descontinuidades induzidas pelo processo de deformação) ?
- Como levar em conta no modelo a influência da espessura da camada de epóxi?

2. DEFINIÇÕES PRELIMINARES

A idéia básica deste trabalho é a de descrever a variação da resistência mecânica do sistema devido ao dano através de um modelo contínuo uniaxial e homogêneo "equivalente". Desta forma é possível estudar alguns aspectos de um problema com estado de tensão complexo e deformações não homogêneas através de um problema alternativo muito mais simples. O estudo será restrito a processos quase-estáticos, isotérmicos nos quais as deformações envolvidas são muito pequenas não havendo deformações permanentes mensuráveis. Além disso, supõe-se que os únicos mecanismos dissipativos envolvidos são o descolamento das camadas e (ou) a ruptura dos componentes. O modelo "equivalente" é um sistema de três barras homogêneo submetido a um estado uniaxial de tensões tal que, a cada instante, a força externa $F(t)$ necessária para impor uma história de elongação conhecida $\delta(t)$ seja a mesma do que na junta real. Isto é, as curvas força versus elongação serão idênticas (figura 2). Esta é a razão de chamar o sistemas de "equivalentes".

Por definição, a potência dos esforços externos P_{EXT} deverá ser a mesma na junta real e no sistema equivalente:

$$P_{EXT} = F\dot{\delta} \tag{1}$$

Como a potência dos esforços externos é a mesma em ambos os sistemas, do Princípio da Potências Virtuais (para processos quase-estáticos):

$$P_{INT} = F\ \dot{\delta}\ \ ;\ \ P_{INT} = \int_V (\boldsymbol{\sigma} \cdot \dot{\boldsymbol{\varepsilon}})\ dV \tag{2}$$

segue que a potência dos esforços internos P_{INT} deverá ser a mesma em ambos os sistemas embora os estados de tensão e de deformação sejam muito diferentes. Na expressão (2) $\boldsymbol{\sigma}$ é o tensor tensão e $\boldsymbol{\varepsilon}$ o tensor deformação. Usando-se a equação de energia (para transformações isotérmicas):

$$P_{INT} - \dot{D} = \dot{U} \tag{3}$$

onde $\dot{D}$ é a taxa de dissipação interna de energia e $\dot{U}$ é a taxa de variação da energia livre do sistema, é possível verificar que a diferença $(\dot{U} - \dot{D})$ deve ser a mesma, a cada instante, para ambos os sistemas. Supondo-se processos isotérmicos, a energia elástica é a única forma de energia livre da junta. Após a ruptura total da junta, a energia livre é nula pois as deformações são nulas. Portanto, uma condição para que a força externa $F(t)$ necessária para impor uma história de elongação conhecida $\delta(t)$ seja a mesma na junta real e no modelo é que a taxa de dissipação interna de energia e taxa de variação da energia livre de ambos os sistemas sejam as mesmas a cada instante. Do ponto de vista prático, a principal dificuldade na construção deste modelo "equivalente" é a definição da energia livre e a dissipação interna no sistema "equivalente de forma que sejam as mesmas do sistema real.

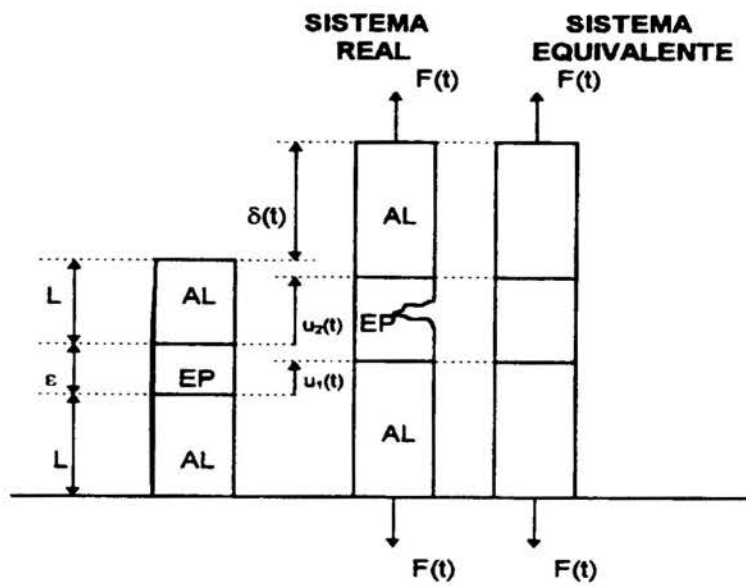


Figura 2 - Representação esquemática do sistema equivalente.

Um conjunto completo de equações constitutivas será obtido a partir de duas hipóteses básicas sobre a energia livre U e a dissipação interna D no modelo equivalente. Este desenvolvimento se baseia no procedimento sistemático para a obtenção de equações constitutivas para a modelagem de fenômenos dissipativos proposto por Costa Mattos (1988).

3. MODELO MECÂNICO

A idéia básica adotada neste trabalho é a de introduzir uma variável auxiliar β que possa ser associada ao mecanismo dissipativo de dano (fratura ou descolamento da camada de epóxi). Ela nada mais é do que um redutor da energia livre do sistema

associado globalmente com o mecanismo dissipativo de dano. Tanto a energia livre como a dissipação interna do adesivo no modelo equivalente devem depender desta variável.

Supondo-se deformações homogêneas e usando-se as notações definidas na figura 2 tem-se:

$$\varepsilon_s = \frac{u_1}{L} = \frac{(\delta - u_2)}{L} \; ; \; \varepsilon_a = \frac{(u_2 - u_1)}{\epsilon} \tag{4}$$

onde o sub-índice s é associado ao substrato e o sub-índice a ao adesivo.

HIPÓTESE 1: *A energia livre do substrato no sistema equivalente é uma função da deformação total ε_s com a seguinte forma:*

$$U_s = V_s \; \hat{\Psi}_s(\varepsilon_s) \; ; \; \hat{\Psi}_s(\varepsilon_s) = \frac{1}{2} \; E_s \; \varepsilon_s^2 \tag{5}$$

A energia livre do adesivo no sistema equivalente é uma função da deformação total ε_a e de uma variável auxiliar β com a seguinte forma:

$$U_a = V_a \; \hat{\Psi}_a(\varepsilon_a, \beta) \; ; \; \hat{\Psi}_a(\varepsilon_a, \beta) = \beta \; \frac{1}{2} \; E_a \; \varepsilon_a^2 \tag{6}$$

E_s e E_a são, respectivamente, os modulos de elasticidade do substrato e do adesivo. Considerando-se uma seção transversal de área A e pequenas deformações (de forma que o efeito da variação de volume na energia livre possa ser desprezado), tem-se que $V_s = AL$ e $V_a = A\epsilon$. $\hat{\Psi}_s$ e $\hat{\Psi}_a$ são, repectivamente, as energias internas por unidade de volume dos subsistemas.

A energia elástica da camada adesiva do modelo se anula quando $\varepsilon_a = 0$. Se $\beta = 1$ a junta não apresenta dano e a energia livre do substrato no modelo será igual a de uma barra puramente elástica. A medida em que o dano evolui, β deve diminuir até o valor limite zero, quando a energia elástica do sistema será nula, o que corresponde à perda de sua capacidade de resistência mecânica. Para que o modelo possa ser realístico deve-se postular uma lei de evolução para β em função das demais variáveis do problema que permita a sua obtenção experimental e de forma a assegurar que a força externa $F(t)$ necessária para impor uma história de elongação $\delta(t)$ seja a mesma do que numa junta real. Para obter a relação tensão-deformação é necessário introduzir a seguinte hipótese adicional:

HIPÓTESE 2: *A taxa de dissipação de energia pode ser expressa como uma função de $\dot{\beta}$:*

$$\dot{D} = f(\dot{\beta}), \quad \text{com} \quad f(\dot{\beta} = 0) = 0 \tag{7}$$

Este postulado impõe que o único mecanismo dissipativo seja o associado à variável β. Usando a equação da energia (3) aplicada aos subsistemas com $P^a_{INT} = V_a \; (\sigma \dot{\varepsilon}_a)$ e $P^s_{INT} = V_s \; (\sigma \dot{\varepsilon}_s)$ onde $\sigma = (F/A)$ é a única componente não nula do tensor tensão (componente axial), segue que:

$$V_s \left[\left(\sigma - \frac{\partial \hat{\Psi}_s}{\partial \varepsilon_s} \right) \dot{\varepsilon}_s \right] = 0 \; ; \; V_a \left[\left(\sigma - \frac{\partial \hat{\Psi}_a}{\partial \varepsilon_a} \right) \dot{\varepsilon}_a - \frac{\partial \hat{\Psi}_a}{\partial \beta} \dot{\beta} \right] = \dot{D} = f(\dot{\beta}) \tag{8}$$

Logo, como as equações em (8) devem valer para quaisquer $\dot{\varepsilon}_a$, $\dot{\varepsilon}_s$ e $\dot{\beta}$, tem-se:

$$\sigma = \frac{\partial \hat{\Psi}_s}{\partial \varepsilon_s} = E_s \; \varepsilon_s \; ; \; \sigma = \frac{\partial \hat{\Psi}_a}{\partial \varepsilon_a} = \beta \; E_a \; \varepsilon_a \tag{9}$$

A segunda equação em (9) relaciona a variável β com a força $F = \sigma \; A$ na barra. Esta equação permite ainda desenvolver um procedimento para determinar experimentalmente o valor de β de forma a assegurar que as curvas força versus elongação sejam as mesmas para o sistema real e o modelo. Usando as expressões em (4) e o fato de que

a tensão é a mesma em todos os elementos do sistema equivalente, verifica-se que as seguinte relações entre a força $F = \sigma A$ e os alongamentos de cada subsistema podem ser obtidas:

$$\frac{F}{A} = E_s \frac{u_1}{L} \; ; \; \frac{F}{A} = \beta \; E_a \frac{(\delta - 2u_1)}{\epsilon} \tag{10}$$

Combinando-se as duas equações anteriores é possível obter a seguinte expressão que relaciona a força F aplicada com o deslocamento δ:

$$F = \beta \; K\delta \; ; \; K = \left[\frac{A \; E_s \; E_a}{E_s \; \epsilon + 2E_a \; L}\right] \tag{11}$$

Portanto, a força F aplicada e a variável β estarão associadas por esta expressão. Para se obter experimentalmente a variável β num determinado instante, basta medir δ e F num ensaio de tração e usar a expressão (11).

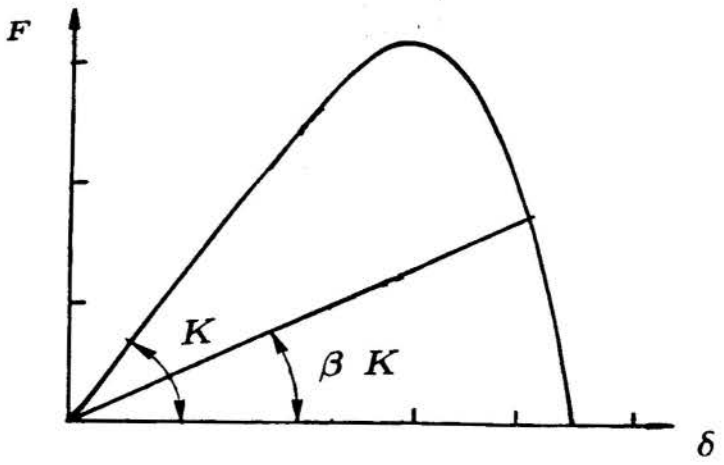


Figura 3: Obtenção experimental da variável β.

Para caracterizar completamente a variável β resta apresentar informações adicionais sobre os mecanismos dissipativos associados a ela, o que é feito através de leis de evolução. Motivado por observações experimentais, para caracterizar a evolução de β a seguinte lei de evolução será postulada:

Hipótese 3.: β obedece a seguinte lei de evolução:

$$\dot{\beta} = -\frac{1}{c}\left\langle G - W(\epsilon) \right\rangle \text{ com } \; G = \frac{\partial \hat{\Psi}_a}{\partial \beta} = \frac{1}{2} E_a \; \varepsilon_a^2 = \frac{1}{2} E_a \left(\frac{u_1 - u_2}{\epsilon}\right)^2$$

$$\text{e } \; W(\epsilon) = \left(\frac{1}{2 \; E_a}\right)\left(\sigma_o + a \; exp\left[-\frac{1}{b}(\epsilon - \epsilon_o)\right]\right)^2 \tag{12}$$

onde $\langle x \rangle = max\{0, x\}$, c é uma constante positiva e ϵ_o, σ_o, a e b são constantes do material. Se $G \leq W(\epsilon)$ não há ruptura ou descolamento pois $\dot{\beta} = 0$.

A condição $G \geq W(\epsilon)$ indica que há um processo dissipativo (descolamento, ruptura) ativo. $W(\epsilon)$ corresponde à energia mínima por unidade de volume necessária para se iniciar o processo de descolamento.

4. ANÁLISE DO MODELO COM DISSIPAÇÃO

Até este ponto a teoria foi discutida abstratamente, de forma qualitativa, sem apresentar a simulação de um problema. Nesta seção serão analisados alguns aspectos do modelo proposto para a ruptura de juntas de topo a partir da simulação de alguns ensaios

uniaxiais. Como se verá, para espessuras da camada de epóxi pequenas em comparação com a das barras de alumínio, o modelo descreve bastante bem o comportamento de uma junta de topo. Das equações: $F = \beta\ A\ E_a\ [(u_2 - u_1)/\epsilon]$, $F = \beta\ K\ \delta$ é possível obter: $[(u_2 - u_1)/\epsilon] = [(K\ \delta)/(A\ E_a)]$ e, portanto, é possível escrever a lei de evolução para β da seguinte maneira:

$$\dot{\beta} = -\frac{1}{c}\left\langle \frac{1}{2}H\delta^2 - W(\epsilon) \right\rangle \ ;\ H = \left[\frac{K}{A\ \sqrt{E_a}}\right]^2 \tag{13}$$

Supondo uma história de elongação $\delta = \alpha t$ ($\alpha > 0$) e fixado ϵ, o problema de valor inicial formado por (13) e a condição de contorno $\beta(t = 0) = 1$ possui a solução (única) analítica descrita a seguir:

Enquanto o termo $\frac{1}{2}H\delta^2$ for menor do que $W(\epsilon)$, $\dot{\beta}$ será nulo e, portanto, $\beta = 1$. A evolução da variável β irá começar no instante t_a quando o termo $\frac{1}{2}H\delta^2$ for igual a $W(\epsilon)$. Logo:

$$\beta = 1,\ \text{para}\ t \leq t_a = \sqrt{\frac{2W(\epsilon)}{H\alpha^2}}\ \ ;\ \ F = K\ \delta,\ \text{enquanto}\ \delta \leq \delta_a = \alpha\ t_a \tag{14}$$

Continuando o processo de carga para $t > t_a$, o termo $\frac{1}{2}H\delta^2$ aumenta e $\dot{\beta}$ é estritamente negativo até o instante t_f quando $\beta = 0$:

$$\beta(t) = \frac{1}{c}\left(W(\epsilon)\ [t - t_a] - \frac{1}{6}H\alpha^2[t^3 - t_a^3]\right) + 1 \quad \text{para} \quad t_a \leq t \leq t_f \tag{15.1}$$

$$F = \beta(\delta)\ K\ \delta; \quad \text{para} \quad \delta_a \leq \delta \leq \delta_f \tag{15.2}$$

$$\beta(\delta) = \frac{1}{c}\left(W(\epsilon)\ [\left(\frac{\delta}{\alpha}\right) - \left(\frac{\delta_a}{\alpha}\right)] - \frac{1}{6}H\alpha^2[\left(\frac{\delta}{\alpha}\right)^3 - \left(\frac{\delta_a}{\alpha}\right)^3]\right) + 1 \tag{15.3}$$

onde t_f pode ser obtido a partir da seguinte expressão:

$$\left(W(\epsilon)\ [t_f - t_a] - \frac{1}{6}H\alpha^2[t_f^3 - t_a^3]\right) = -c \tag{16}$$

As constantes c e $W(\epsilon)$ podem portanto ser identificadas a partir de ensaios uniaxiais simples. A energia $W(\epsilon)$ nada mais é do que a energia elástica necessária para começar o processo de ruptura e corresponde a área sob a parte linear da curva experimental $(F/A) \times \frac{(u_2 - u_1)}{\epsilon}$ obtida num ensaio simples de tração (figura 4).

Como queremos desenvolver uma teoria na qual todas as informações sejam obtidas através da curva $F \times \delta$, é interessante mostrar que a energia W pode ser obtida sem a necessidade de se medir $(u_2 - u_1)$, já que esta medida pode ser bastante delicada se a espessura ϵ da camada adesiva for muito pequena. A curva $F \times \delta$ deixará de ser linear quando iniciar o descolamento ou a ruptura, ou seja, quando a elongação atingir o valor δ_a. Logo, usando a definição de δ_a chega-se a: $W(\epsilon) = (1/2)\ H\ (\delta_a)^2$. Logo, fixada uma espessura ε da camada adesiva, a energia W associada pode ser obtida medindo-se a elongação δ_a a partir da qual a curva $F \times \delta$ deixa de ser linear e usando-se a apresentada anteriormente.

A constante c está relacionada com a viscosidade da camada de epóxi e pode ser obtida medindo-se t_f ou δ_f num ensaio de tração e usando-se a equação (16). Quanto maior a velocidade $\dot{\delta}$ (e, portanto, quanto maior for $[\dot{u}_2 - \dot{u}_1]$), maior será a resistência a ruptura e ao descolamento. Quanto menor for a variável c, maior a variação $\dot{\beta}$ de

β para uma dada quantidade de energia mecânica cedida ao sistema. Ou seja, quanto menor for a variável c, mais frágil será a ruptura da camada adesiva. (figura 5).

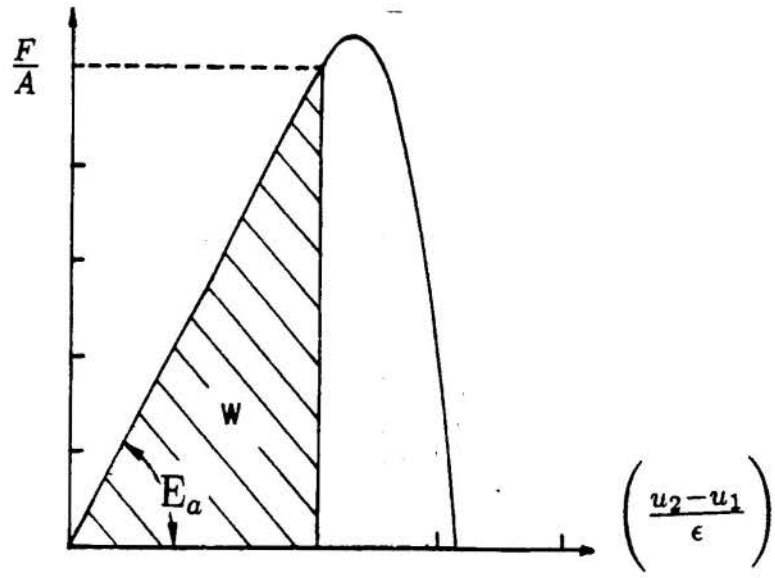


Figura 4 - Definição de W.

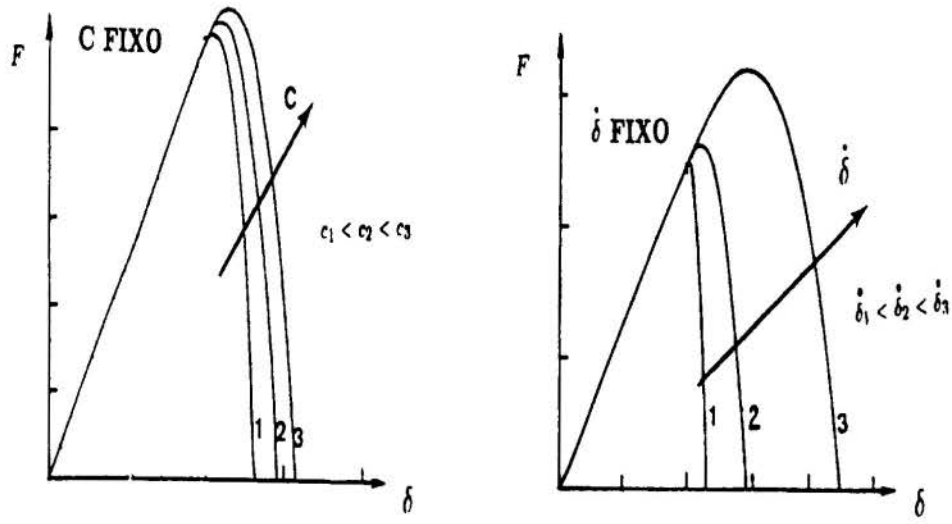


Figura 5 - Influência do parâmetro c na resposta do sistema.

A figura 6 mostra a comparação entre a curva ($F_{cr} \times \epsilon$) obtida em ensaios experimentais e a curva teórica obtida a partir do modelo para uma junta de topo. F_{cr} é a força máxima suportada pela junta. Os resultados teóricos foram obtidos considerando-se $c = 0.001\ MPa.s$, $\sigma_o = 10.93\ MPa$, $a = 20.04\ MPa$, $b = 0.268\ mm$, $\epsilon_o = 0.03\ mm$. É importante observar que cada ponto da curva corresponde, em média, à três ensaios, o que não é suficiente para um estudo estatístico adequado da dispersão dos resultados. Para garantir uma razoável confiabilidade dos resultados para uma dada espessura do adesivo, é necessário assegurar algumas condições, tais como rugosidade superficial, umidade do ambiente e tolerância na medida da espessura do adesivo, o que não foi feito com toda a precisão necessária nos ensaios apresentados. Apesar disto, para os resultados obtidos, a dispersão em torno da média nunca foi superior a cinquenta por cento em nenhum dos pontos, o que é bastante razoável e que, preliminarmente, indica

a necessidade de se usar fatores de segurança maiores do que 1.5.

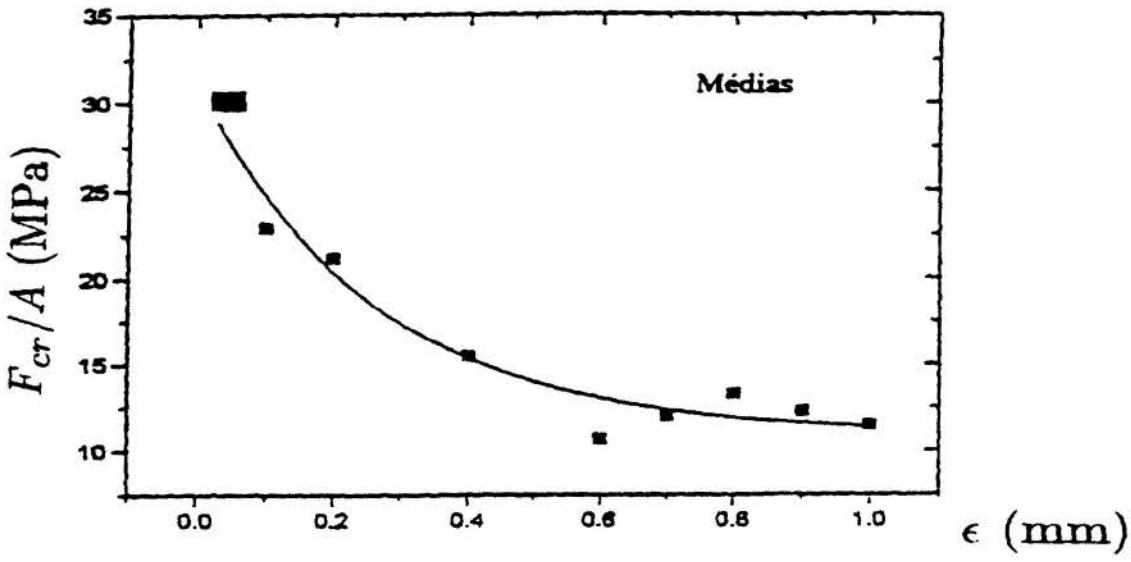


Figura 6 - Curva $\frac{F_{cr}}{A} \times \epsilon$.
Comparação entre o modelo e a média dos resultados experimentais.

5. CONCLUSÃO

Este trabalho é um primeiro passo na modelagem do fenômeno de delaminação em juntas adesivas alumínio/epóxi. Uma grande vantagem da abordagem termodinâmica proposta é que ela permite uma extensão de forma sistemática deste modelo uniaxial para o contexto multiaxial, analogamente ao procedimento apresentado por Domingues (1996) para a fratura de materiais frágeis. O modelo proposto apresenta uma boa concordância com os resultados experimentais disponíveis, o que motiva a continuidade dos estudos e o investimento em ensaios para sua completa validação.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao CNPq pelo apoio financeiro e bolsas de incentivo à pesquisa; à CAPES por bolsas de estudo, à FINEP pelo apoio financeiro e ao instituto Politécnico do Rio de Janeiro pela liberação, via Programa de Capacitação, do engenheiro E. M. Sampaio.

7. REFERÊNCIAS

COSTA MATTOS, H. S.; FREMOND, M. & MAMIYA, E. N.: *A Simple Model of the Mechanical Behavior of Ceramic-like Materials.* Int. J. Solids Struct., vol. 24, pp. 3185 - 3200, 1992.

COSTA MATTOS, H. S. & SAMPAIO, R.: *Analysis of the Fracture of Brittle Elastic Materials Using a Continuum Damage Model.* Structural Eng. and Mechanics, p. 411 - 427, 1995.

COSTA MATTOS, H. S., 1988, *Uma contribuição à Formulação Termodinâmica da Elasto-plasticidade e Elasto-viscoplasticidade.* Tese de Doutorado. PUC - Rio.

DOMINGUES, S. P.: *Análise de Materiais Elástico - Frágeis Através de um Modelo de Dano Contínuo*, Tese de Doutorado, PUC-Rio, 1996.

MEISSNER, H. P. & MERRILL, E. W., 1948, ASTM *Bull*, n° 151, vol. 80, 1948.
KINLOCH, A. J., *Adhesion and Adhesives - Science and Technology*, Chapman and Hall, London and New York, 1987.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB217

A FINITE ELEMENT ANALYSIS OF STRESS AND DELAMINATION IN SANDWICH ORTHOTROPIC LAMINATED PLATES

ALVES BRANDÃO, L. O. C., LEVY NETO, F. and MAMIYA, E. N.
Departamento de Engenharia Mecânica, FT - Universidade de Brasília
70910-900 Brasília, DF - E-mail: levy@orion.enm.unb.br

Abstract

This work presents a finite element displacement analysis of a laminated composite plate under static bending. The laminate is a symmetric sandwich constituted of three layers with orthotropic mechanical properties. The present theory assumes a piecewise linear distribution of the inplane displacements through the thickness, and as a consequence describes distinct measures of shear for the inner and the outer layers. The numerical results obtained from the finite element simulations were compared with analytical as well as numerical solutions. Fiber failure and delamination criteria were implemented for the analysis of integrity of the laminated plate.

Keywords

Laminated plates, finite elements, delamination, layerwise theory.

1 INTRODUCTION

Recent technological advances in aerospace, aeronautical, and naval engineering only became feasible with the advent of the so-called advanced composites. In particular, an increasing demand for the use of laminated plates made of a polymeric matrix reinforced with unidirectional carbon, aramid, and boron fibers has been observed during the last three decades. Such structures not only present high ratios of stiffness and mechanical strength over weight, but also do not corrode in marine environments, and are very attractive for applications including aircrafts, satellites, and offshore oil platforms components. Since the materials and the manufacturing processes involved in composite technology are strategic and extremely expensive, the number of experimental studies in this field, available in the literature, is very limited (Gibson, 1994; Levy Neto, 1991). In addition, due to the anisotropic nature of the reinforced plastic composites, the development of numerical models to simulate the behavior of such kind of structures is still a great challenge (Mistry and Levy Neto, 1994). In particular, as far as the structural analysis of laminated composite plates is concerned, the first numerical models were based on the Classical Laminated Theory for thin plates, which neglects the transverse shear stresses

(Vinson and Sierakowski, 1987). The purpose of such simplification was to reduce the complexity of the mathematical model. However, in such situation, it is impossible to predict an eventual delamination of the laminated plate, which is one of the possible failure modes in composite structures (Gibson, 1994). In the present work, a finite element for laminated plates, inspired on Mindlin plate theories for thick plates, including the normal bending stresses, as well as a layerwise description of the transverse shear stresses, was developed. This element was used to simulate the behavior of a laminated composite square plate, simply supported at the edges, and loaded with an uniform normal pressure applied on its top surface. Numerical simulations are presented so as to verify the accuracy of the results, when compared to analytical solutions, and the possible failure modes of the structure. In order to evaluate the failure index of the inplane bending stresses and the transverse shear stresses, as well as their relative values and influence on the structural integrity of the plate, the theories proposed by Hoffman (Vinson and Sierakowski, 1987) and Chang (Chang and Kutlu, 1989), were adopted, respectively.

2 THE MECHANICAL MODEL

Let $\{x_i, i = 1,2,3\}$ be a Cartesian coordinate system. Let latin and greek subscripts range respectively from 1 to 3 and from 1 to 2. The kinematic assumptions for the three layer laminated plate theory are:

i. The domain Ω can be described by the set:

$$\Omega = \left\{(x,y,z) \in \mathbf{R}^3;\ z \in [-\frac{t}{2}, \frac{t}{2}],\ (x,y) \in A \subset \mathbf{R}^2\right\} \tag{1}$$

where t stands for the thickness of the plate. The thickness of the inner layer is denoted t_i. Both outer layers have thickness $\frac{t-t_i}{2}$ and are equally oriented;

ii. $\sigma_{33} = 0$;

iii. The displacement field is given by:

$$\begin{aligned}
u_\alpha^1(x,y,z) &= -\left(z - \frac{t_i}{2}\right)\varphi_\alpha(x,y) - \frac{t_i}{2}\theta_\alpha(x,y) && \frac{t_i}{2} \le z \le \frac{t}{2} && (a)\\
u_\alpha^2(x,y,z) &= -z\,\theta_\alpha(x,y) && -\frac{t_i}{2} \le z \le \frac{t_i}{2} && (b)\\
u_\alpha^3(x,y,z) &= -\left(z + \frac{t_i}{2}\right)\varphi_\alpha(x,y) + \frac{t_i}{2}\theta_\alpha(x,y) && -\frac{t}{2} \le z \le +\frac{t_i}{2} && (c)\\
u_3(x,y,z) &= w(x,y) && && (d)
\end{aligned} \tag{2}$$

where θ_α and φ_α denote the rotations of the lines normal to the (x,y) plane, respectively in the inner and in the outer layers, upon deformation of the plate.

Each laminate layer is supposed to behave orthotropically, and hence the stress-strain relations are given by:

$$\sigma_{\alpha\beta} = \mathbf{Q}_B\,\varepsilon_{\alpha\beta}; \qquad \sigma_{\alpha 3} = 2\,\mathbf{Q}_S\,\varepsilon_{\alpha 3} \tag{3}$$

where

$$\mathbf{Q}_B = \begin{bmatrix} \frac{E_{11}}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & \frac{\nu_{12}E_{11}}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & 0 \\ \frac{\nu_{21}E_{11}}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & \frac{E_{11}}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} \end{bmatrix} \quad \text{and} \quad \mathbf{Q}_S = \begin{bmatrix} G_{13} & 0 \\ 0 & G_{23} \end{bmatrix}. \tag{4}$$

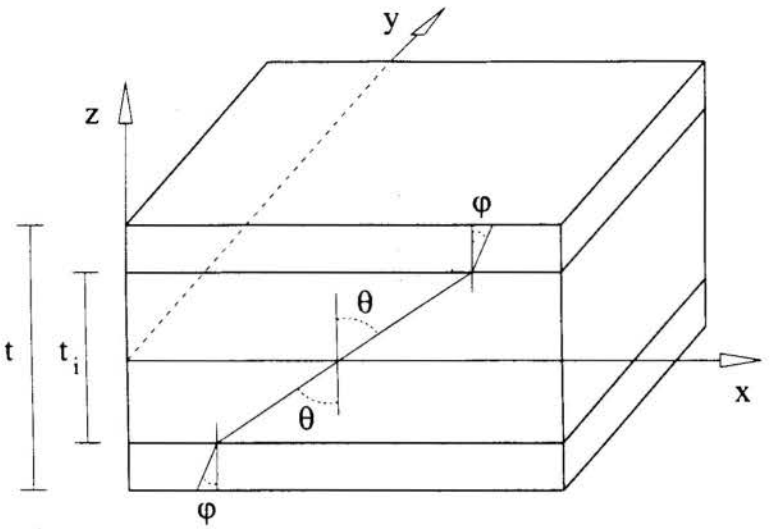


Figure 1 - Geometry of the three-layered laminated plate.

By considering the kinematic assumptions (iii), together with hypothesis (ii) on the normal stress σ_{33}, we obtain the following strain-displacement relations:

$$\varepsilon^1_{\alpha\beta} = -\left(z - \frac{t_i}{2}\right)\varphi_{(\alpha\beta)} - \frac{t_i}{2}\theta_{(\alpha\beta)} \qquad \varepsilon^1_{\alpha 3} = \frac{-\varphi_\alpha + w_{,\alpha}}{2} \tag{a}$$

$$\varepsilon^2_{\alpha\beta} = -z\,\theta_{(\alpha\beta)} \qquad \varepsilon^2_{\alpha 3} = \frac{-\theta_\alpha + w_{,\alpha}}{2} \tag{b}$$

$$\varepsilon^1_{\alpha\beta} = -\left(z + \frac{t_i}{2}\right)\varphi_{(\alpha\beta)} + \frac{t_i}{2}\theta_{(\alpha\beta)} \qquad \varepsilon^1_{\alpha 3} = \frac{-\varphi_\alpha + w_{,\alpha}}{2} \tag{c}$$

(5)

The variational equation for the equilibrium problem is derived from the Principle of Virtual Work for three-dimensional media:

$$\int_\Omega \sigma_{ij}\,\overline{u}_{(i,j)}\,d\Omega - \int_\Omega f_i\,\overline{u}_i\,d\Omega - \int_{\Gamma_h} h_i\,\overline{u}_i\,d\Gamma = 0 \qquad \forall \in \mathbf{V}, \tag{6}$$

where $f : \Omega \to \mathbf{R}^3$ is the field of body forces, $h : \Gamma_h \to \mathbf{R}^3$ is the field of contact forces and $\mathbf{V}$ is the space of virtual displacements $\overline{u} : \Omega \to \mathbf{R}^3$.

By taking into account the specific forms (3) of the constitutive relations and (4) of the strain-displacement relations, layerwise integration of (6) along the thickness of each layer leads — after algebraic manipulations (see Hughes (1987) for details in the simpler case of isotropic single layer theory) — to the variational statement:

$$\begin{aligned} \int_A \{ &\overline{\mathbf{K}}^{2^T}\mathbf{D}^a_B\,\mathbf{K}^2 + \overline{\mathbf{K}}^{2^T}\mathbf{D}^b_B\,\mathbf{K}^1 + \overline{\mathbf{K}}^{1^T}\mathbf{D}^b_B\,\mathbf{K}^2 + \overline{\mathbf{K}}^{1^T}(\mathbf{D}^c_B + \mathbf{D}^d_B)\,\mathbf{K}^1 \\ &+ \overline{\gamma}^{2^T}\mathbf{D}^a_S\,\gamma^2 + \overline{\gamma}^{1^T}\mathbf{D}^b_S\,\gamma^1\}\,dA - \int_A \overline{w}\,F\,dA - \int_{s_h} \overline{w}\,Q\,ds = 0, \end{aligned} \tag{7}$$

where:

$$\begin{aligned}
\mathbf{D}_B^a &:= \frac{t^3 - 3t_i t^2 + 3t_i^2 t - t_i^3}{12}\,\mathbf{Q}_B^1; \quad & \mathbf{D}_B^b &:= \frac{t_i^3 - 2t_i^2 t - t_i t^2}{8}\,\mathbf{Q}_B^1; \\
\mathbf{D}_B^c &:= \frac{t_i^2 t - t_i^3}{4}\,\mathbf{Q}_B^1; & \mathbf{D}_B^d &:= \frac{t_i^3}{12}\,\mathbf{Q}_B^2; \\
\mathbf{D}_S^a &:= (t - t_i)\,\mathbf{Q}_S^1; & \mathbf{D}_S^b &:= t_i\,\mathbf{Q}_S^1;
\end{aligned} \tag{8}$$

while:

$$\mathbf{K}_{\alpha\beta}^1 := \theta_{(\alpha\beta)}; \quad \mathbf{K}_{\alpha\beta}^2 := \varphi_{(\alpha\beta)}; \quad \gamma_\alpha^1 := (-\theta_\alpha + w_{,\alpha}); \quad \gamma_\alpha^2 := (-\varphi_\alpha + w_{,\alpha}); \tag{9}$$

In the variational statement above, $\overline{(\bullet)}$ denotes variation on the quantity $(\bullet)$. During the computation of (9), it was assumed that both outer laminates have the same fiber orientation, i.e. $\mathbf{Q}_B^1 = \mathbf{Q}_B^3$ and $\mathbf{Q}_S^1 = \mathbf{Q}_S^3$. Further, for the sake of simplicity, only external forces directed toward z were considered, so that the prescribed forces F and Q are reduced to:

$$F := \int_{-t/2}^{t/2} f_3\,dz + h_3(t/2) - h_3(t/2) \quad \text{and} \quad Q := \int_{-t/2}^{t/2} h_3\,dz. \tag{10}$$

3 PREDICTION OF FAILURE

As a first step to predict the onset of delamination that can take place at the interface between two adjacent plies (i.e. surfaces parallel to the plane (x, y)), the transverse shear stresses τ_{xz} and τ_{yz}, were calculated, assuming that their values vary from ply to ply, but remain constant within the boundaries of each individual layer. According to the failure criterion proposed by Chang (Chang and Kutlu, 1989), the contribution of a transverse shear stress τ in the plane of curvature of a plate composite subjected to cylindrical bending is $(\tau/S)^2$, where S is the ply shear strength. In our case the load bends the plate, simultaneously, along two planes of curvature, (x, z) and (y, z) and hence the resulting delamination criteria of Chang for the threshold of failure, applied in each of these planes, are given by:

$$(\tau_{zx}/S)^2 \geq 1 \quad \text{and} \quad (\tau_{zy}/S)^2 \geq 1 \tag{11}$$

As far as the failure related to the inplane stresses is concerned, the well known failure criterion of Hoffman was adopted (Gibson, 1994; Vinson and Sierakowski, 1987).

4 FINITE ELEMENT DISCRETIZATION

The spatial discretization of the variational statement (7) was performed by considering a Q1 bilinear quadrilateral finite element. A selectively reduced numerical integration scheme was considered so as to avoid the locking phenomenon at the thin plate limit (four Gauss points for the bending terms and one Gauss point for the shearing terms).

5 RESULTS

5.1 Evaluation of the mechanical model

In order to evaluate the performance of the finite element discretization of the variational statement (7), we considered a three-layer [0°/90°/0°] symmetric square laminated sandwich plate simply supported at the edges and subjected to an uniformly distributed load of intensity q. The elastic properties of each layer are (Pagano and Hatfield, 1972): $E_1 = 172\ GPA$, $E_2 = 6.9\ GPa$, $\nu_{12} = 0.25$, $G_{12} = G_{13} = 3.45\ GPa$, $G_{23} = 1.38\ GPa$. Further, the strength properties are (Tsai, 1988): $X_T = 1500\ MPa$, $X_C = 1500\ MPa$, $Y_T = 40\ MPa$, $Y_C = 246\ MPa$ and $S = 68\ MPa$. Symmetry of both plate and load were exploited, and hence only one fourth of the plate was discretized in a regular mesh of 16 × 16 elements.

Table 1 presents the numerical results obtained with our proposed model, in comparison with those reported in Lexcellent and Nworkoye (1990). Such results were obtained at the following coordinates, where a denotes the size of the plate edge: u_3 : $(0.5a, 0.5a, 0)$, σ_{11} : $(0.4718a, 0.4718a, 0.5t)$, σ_{22} : $(0.4718a, 0.4718a, max\ of\ interface)$, σ_{12} : $(0.0282a, 0.0282a, 0.5t)$, σ_{13} : $(0.528a, 0.528a, 0)$, σ_{23} : $(0.528a, 0.528a, 0)$. In Table 1, quantities m_1, m_2 and m_3 are defined as follows:

$$m_1 = \frac{100\,t^3\,E_2}{q\,a^4}; \quad m_2 = \frac{t^2}{q\,a^2}; \quad m_1 = \frac{t}{q\,a}. \tag{12}$$

Table 1: Displacements and stresses in a simply supported three layered cross-ply square laminate under uniform load.

Source	a/t	$u_3 \times m_1$	$\sigma_{11} \times m_2$	$\sigma_{22} \times m_2$	$\sigma_{12} \times m_2$	$\sigma_{13} \times m_3$	$\sigma_{23} \times m_3$
Present theory		0.920	0.7922	0.2574	0.0476	0.613	0.188
Mindlin theory		1.021	0.7851	0.3844	0.0780	0.537	0.185
Pandya-Kant	10	1.097	0.8739	0.3945	0.5499	0.520	0.197
Reddy 3rd		1.096	0.8552	0.3488	0.5616	0.448	0.269
Reddy 4rd		1.096	0.8553	0.3513	0.5609	0.436	0.269
Present theory		0.668	0.8001	0.1933	0.0407	0.6375	0.1896
Mindlin theory		0.670	0.8190	0.2923	0.0397	0.5648	0.1480
Pandya-Kant	10	0.671	0.8191	0.3134	0.0414	0.5552	0.1477
Reddy 3rd		0.671	0.8028	0.2400	0.0417	0.4826	0.2317
Reddy 4rd		0.671	0.8035	0.2699	0.0417	0.4699	0.2317

The convergence of the method is illustrated in Figure 2, where the normalized displacement at the center of the plate is presented as a function of the number of elements in the discretization.

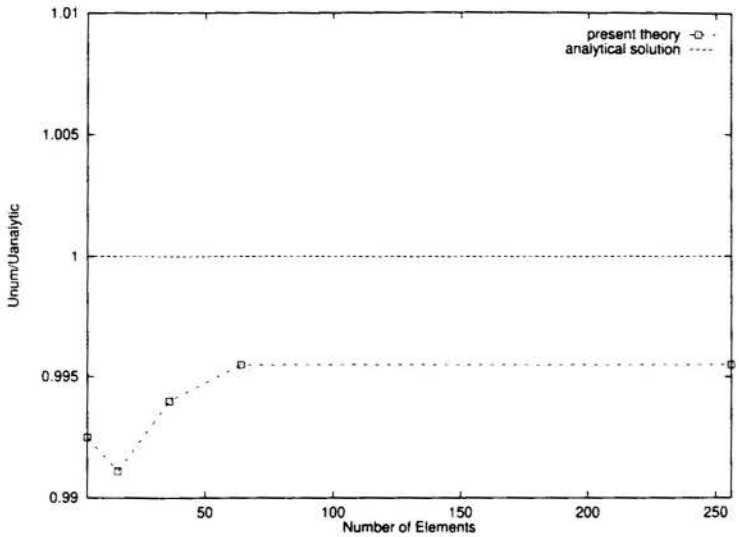


Figure 2 - Normalized displacement at the center of the plate as a function of the number of elements in the discretization.

5.2 Analysis of integrity

Hoffman and Chang failure criteria were applied on each layer and on each interface. Critical values for such criteria are presented as functions of the applied load in Figures 3 and 4, respectively for $a/t = 100$ and $a/t = 10$.

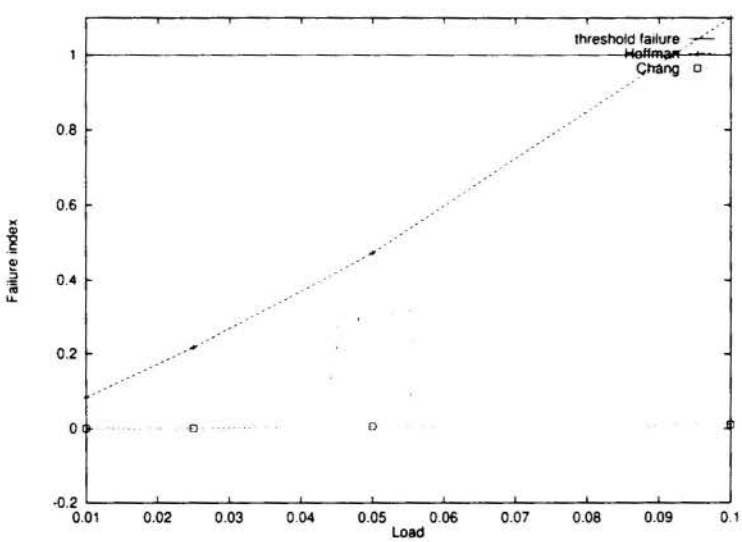


Figure 3 - Failure indexes for the laminated plate with $a/t = 100$

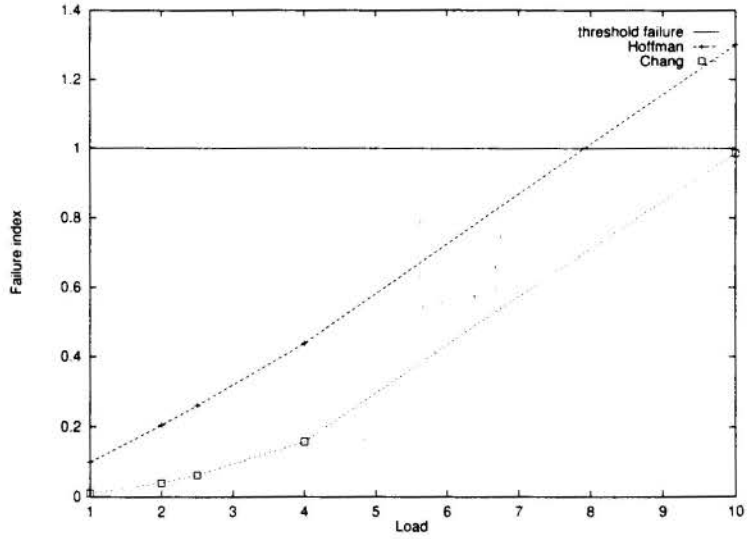


Figure 4 - Failure indexes for the laminated plate with $a/t = 10$

6 CONCLUDING REMARKS

The results presented in Table 1 indicate that the accuracy of the finite element developed in this work is fairly good. For the thick plate ($a/t = 10$), the present theory tends to underestimate the normal displacement u_3 at the center of the plate, as well as the corresponding inplane stresses. On the other hand, the transverse shear stresses were slightly superestimated. For the thin plate ($a/t = 100$), a similar behavior was observed, but the results were closer to those presented in the literature.

As far as the structural integrity of the thin composite plate is concerned, it is clear from Figure 3 that the inplane stress control its failure mode (Hoffman criterion), while the influence of the transverse shear stress is neglegible (as computed from the Chang criterion). However, for the thick plate the failure index associated with transverse shear stresses is more significant, as shown in Figure 4. This indicates that the trend for delamination increases with the ratio (a/t) decreases. In fact, since the applied load is uniform, delamination is not expected to be a critical mode of failure for the plate. In addition, only one stackin sequence of fibers [0°/90°/0°] was investigated.

On the other hand, if concentrated or inhomogeneously distributed loads are applied, then the transverse shear effects are expected to increase. Thus, the results obtained so far are still preliminary, and further cases, including other failure criteria for delamination will be investigated in the sequence of the studies.

7 ACKNOWLEDGMENTS

This project was supported by CNPq under project number 520564/96-0 and by CAPES. These supports are gratefully acknowledged.

References

[1] CHANG, F.K. AND KUTLU, Z., Strength and Response of Cylindrical Composite Shells Subjected to Out-of-Plane Loading. Journal of Composite Materials, Vol. 23, January 89, pp. 11 - 31, 1989.

[2] GIBSON, R.F., Principles of Composite Material Mechanics, Mc Graw-Hill. New York, 1994.

[3] HUGHES, T.J.R., The finite Element Methods, Pentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1986.

[4] LEVY NETO, F., The Behaviour of Externally Pressurised Composite Domes, Ph.D. Dissertation Thesis, University of Liverpool, Department of Mechanical Engineering, 1991.

[5] LEXCELLENT, C. and NWOKOYE, D.O., Three-dimensional calculation of stratified composite plates elastically loaded in bending: experimental verification, in: WILDE, W.P. and BLAIN, W.R. (editors), Composite Materials: Design and Analysis, Springer-Verlag, Berlin, 1990.

[6] MINDLIN, R. D., Influence of rotatory inertia and shear deformation on flexural motions of isotropic elastic plates, ASME J. Applied Mech., pp.31-38, 1951.

[7] MISTRY J. AND LEVY NETO, F., A Procedure for Analysing the Strength of Composite Domes by Axisymmetric Shell Finite Elements. Composites Engineering, Vol. 3, No. 1, pp. 169 - 180, 1994.

[8] PAGANO, N.J. and HATFIELD, S.J., Elastic behavior of multilayered bidirectional composites, AIAA J., Vol.10, pp. 931-933, 1972.

[9] PANDYA, B.N. and KANT, T., Flexural analysis of laminated composite using refined higher order C^0 plate bending element, Computer Meth. Apll. Mech. Engnrg.,, Vol. 66, pp. 173-198, 1988.

[10] REDDY, J. N., A simple higher theory of laminated composite plates, ASME J. Appl. Mech., Vol. 51, pp. 745-752, 1984.

[11] TSAI, S.W., Composites design, Think Composites, Dayton, 1988.

[12] VINSON, J.R. AND SIERAKOWSKI, R.L., The Behavior of Structures Composed of Composite Materials. Martinus Nijhoff Publishers, Dordretch, 1987.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB370

HYBRID COMPOSITE PLATES WITH SHAPE MEMORY ALLOY FIBERS

MARCELO AMORIM SAVI
Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais, Instituto Militar de Engenharia
22.290.270, Rio de Janeiro, RJ - E-Mail: d4savi@epq.ime.eb.br

PEDRO MANUEL CALAS LOPES PACHECO
Departamento de Engenharia Mecânica, CEFET/RJ
20.271.110, Rio de Janeiro, RJ - E-Mail: calas@cefet-rj.br

Abstract

Intelligent materials can be used on intelligent structures as actuators that may be embedded in structural material (*matrix*), forming what is called *hybrid composites*. Actuators made of shape memory alloys (SMAs) have shown a great potential in situations where high force, large strain, and low frequency structural control are needed. This contribution discusses the bending modeling of hybrid composite plates using shape memory alloy fibers. A numerical method is developed and some numerical simulations show the pseudoelastic behavior of these composites.

Keywords

Composite Materials, Shape Memory Alloys, Intelligent Structures.

1. INTRODUCTION

Intelligent materials can be used on intelligent structures as actuators that may be embedded in the structural material (*matrix*), forming what is called *hybrid composites*. Actuators made of shape memory alloys (SMAs) have shown a great potential in situations where high force, large strain, and low frequency structural control are needed. Shape memory and pseudoelasticity are effects associated with martensitic phase transformations experienced by these alloys. The shape memory effect is a phenomenon where plastically deformed objects made of SMA may recover their original form after going through a proper heat treatment.

Algarte et al. (1996) discuss the modeling of hybrid composite plates using SMA fibers where in-plane loads are applied. This contribution revisits the problem by considering the bending of these hybrid composite plates. A numerical method is developed and quasi-static analysis shows the main characteristics of these composite materials response.

2. COMPOSITE MATERIALS

The basic building block of a composite material is the lamina, which is usually attached to other laminae to form a laminate. Consider a plane lamina, which is a fiber-reinforced matrix (Figure 1). The fibers have a generic orientation, defined by θ.

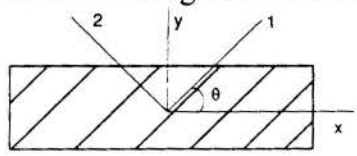


Figure 1: Fiber reinforced plane plate.

In principal directions 1-2, it is possible to write the following constitutive relation,

$$\overline{\sigma}_I = \overline{C}_{IJ}\overline{\varepsilon}_J \ , \tag{1}$$

where $\overline{\sigma}_I$ and $\overline{\varepsilon}_J$ are the components of stress and strain vectors associated with plane components of stress and strain tensors, respectively. $\overline{C}_{IJ}$ is the elastic matrix for orthotropic behavior associated with plane components of elastic tensor,

$$\overline{C}_{IJ} \equiv \begin{bmatrix} \overline{C}_{11} & \overline{C}_{12} & 0 \\ \overline{C}_{21} & \overline{C}_{22} & 0 \\ 0 & 0 & \overline{C}_{33} \end{bmatrix}. \tag{2}$$

The coefficients $\overline{C}_{IJ}$ may be written in terms of engineering elastic constants (Gibson, 1994).

The relation between stress and strain vectors in principal directions 1-2, $\overline{\sigma}_I$ and $\overline{\varepsilon}_J$, and in x-y direction, σ_I and ε_J, is given by,

$$\overline{\sigma}_I = T_{IK}\sigma_K \ , \quad \overline{\varepsilon}_I = T_{IK}\varepsilon_K \ . \tag{3}$$

The rotation matrix T_{IK} is presented bellow where $\cos\theta \equiv c$ and $\text{sen}\,\theta \equiv s$.

$$T_{IK} \equiv \begin{bmatrix} c^2 & s^2 & 2cs \\ s^2 & c^2 & -2cs \\ -cs & cs & c^2 - s^2 \end{bmatrix} \tag{4}$$

By considering γ_J as the vector ε_J where the shear stress ε_{xy} is replaced by the engineering shear stress γ_{xy}, one write the constitutive equation as follows,

$$\sigma_I = Q_{IJ}\gamma_J \ , \tag{5}$$

where $Q_{IJ} = T^{-1}_{IM}\overline{Q}_{MK}T_{KJ}$. Q_{IJ} is the matrix obtained altering matrix C_{IJ} to consider the engineering stress vector. C_{IJ} and Q_{IJ} have anisotropic characteristics since they have no zeros for a generic θ.

3. BENDING OF SMA HYBRID COMPOSITES

SMA hybrid composites are constructed by embedding SMA fibers on a matrix that may be a composite material itself. Consider a plate, which is constructed by n plane laminae, which is submitted to forces and moments per length, N_I and M_I, respectively.

The modeling of SMA hybrid composite can be done by including an extra term on elastic constitutive equation. This term, $\bar{t}_I^k$, represents the non-linear response of SMA fibers on the lamina k. With this assumption, the constitutive equation in the principal direction 1-2 is given by,

$$\bar{\sigma}_I^k = \bar{Q}_{IJ}^k \bar{\gamma}_J^k + \bar{t}_I^k . \tag{6}$$

When the actuators are in the direction 1, $\bar{t}_I^k$ assumes the following form,

$$\bar{t}_I^k \equiv \begin{Bmatrix} \xi \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}. \tag{7}$$

ξ is associated with the constitutive equation for SMA. Since the fiber elastic response is considered by the rule of mixtures (Gibson, 1994), ξ considers just the non-linear part of fiber response.

On x-y axis, SMA hybrid composite constitutive relation is given by,

$$\sigma_I^k = Q_{IJ}^k \gamma_J^k + t_I^k . \tag{8}$$

where

$$t_I^k = T_{IJ}^{-1}\, \bar{t}_J^k = \begin{Bmatrix} c^2\xi \\ s^2\xi \\ cs\,\xi \end{Bmatrix}. \tag{9}$$

Now it is important to define the stress resultants as follows,

$$N_I = \int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_I^k \, dz = \sum_{k=0}^{n} \left(\int_{z_{k-1}}^{z_k} \sigma_I^k \, dz \right), \tag{10}$$

$$M_I = \int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_I^k \, z \, dz = \sum_{k=0}^{n} \left(\int_{z_{k-1}}^{z_k} \sigma_I^k \, z \, dz \right), \tag{11}$$

where h is the thickness of the laminate.

The plane section hypothesis implies that (Gibson, 1994),

$$\gamma_I = \gamma_I^0 + z\kappa_I , \tag{12}$$

where γ_I^0 is the medium plane strain and κ_I represents the curvature defined as follows,

$$\kappa_1 = -w_{,xx}\,,\ \kappa_2 = -w_{,yy}\,,\ \kappa_3 = -2w_{,xy}\ . \tag{13}$$

Coma represents derivation. Using kinematic and constitutive relations (12,8) in (10-11), the following equations are obtained,

$$N_I = A_{IJ}\gamma_J^0 + B_{IJ}\kappa_J + N_I^t \tag{14}$$

$$M_I = B_{IJ}\gamma_J^0 + D_{IJ}\kappa_J + M_I^t \tag{15}$$

where

$$A_{IJ} = \sum_{k=0}^{n}\left(\int_{z_{k-1}}^{z_k} Q_{IJ}^k\ dz\right) = \sum_{k=0}^{n} Q_{IJ}^k\ (z_k - z_{k-1}), \tag{16}$$

$$B_{IJ} = \sum_{k=0}^{n}\left(\int_{z_{k-1}}^{z_k} Q_{IJ}^k\ z\,dz\right) = \frac{1}{2}\sum_{k=0}^{n} Q_{IJ}^k\ (z_k^2 - z_{k-1}^2), \tag{17}$$

$$D_{IJ} = \sum_{k=0}^{n}\left(\int_{z_{k-1}}^{z_k} Q_{IJ}^k\ z^2\,dz\right) = \frac{1}{3}\sum_{k=0}^{n} Q_{IJ}^k\ (z_k^3 - z_{k-1}^3), \tag{18}$$

$$N_I^t = \sum_{k=0}^{n}\left(\int_{z_{k-1}}^{z_k} t_I^k\ dz\right) \tag{19}$$

$$M_I^t = \sum_{k=0}^{n}\left(\int_{z_{k-1}}^{z_k} t_I^k\ z\,dz\right) \tag{20}$$

As a first approach, it is considered that the non-linear term, t_I^k, does not vary on lamina k. It is not a realistic hypothesis since a linear distribution of normal stress is assumed, however, it may present good results since the lamina thickness is small. With this assumption, the integrals N_I^t and M_I^t represent average values of non-linear term on the lamina. Hence, it is possible to write,

$$N_I^t = \sum_{k=0}^{n} t_I^k\ (z_k - z_{k-1}) \tag{21}$$

$$M_I^t = \frac{1}{2}\sum_{k=0}^{n} t_I^k\ (z_k^2 - z_{k-1}^2) \tag{22}$$

4. A CONSTITUTIVE EQUATION FOR SMAs

Phenomenological aspects of SMA behavior are considered by constitutive models, which are formulated to describe the shape memory and pseudoelastic effects. Savi & Braga (1993) present an overview of some constitutive models for SMAs. Here, the model with assumed kinetics proposed by Tanaka and co-workers is considered (Sato et al., 1985; Tanaka, 1985). It is a one-dimensional model which assumes the kinetics of phase transformation establishing a relationship between the martensitic fraction, β, and other internal variables such as temperature, T, and one-dimensional strain, ε. The rate form of the constitutive equation is given by,

$$\dot{\sigma} = E\dot{\varepsilon} - \alpha\dot{\beta} - \Xi\dot{T} \ , \tag{23}$$

where E is the elastic modulus, Ξ is a thermodynamic coefficient and α is a coefficient associated with phase transformation. They are positive constants.

Phase transformation is assumed to be determined by the current values of stress and temperature, $\beta = \beta(\sigma,T)$. The transformation from austenite to martensite may be described by an exponential law:

$$\beta = 1 - \exp[-a_M(M_s - T) - b_M\sigma] \ , \tag{24}$$

where a_M and b_M are positive constants. M_s is the temperature at which martensitic phase begins to be transformed. This equation holds for, $\sigma \geq \sigma_M = (a_M / b_M)(T - M_s)$.

The reverse transformation is described by another exponential law,

$$\beta = \beta^M \exp[-a_A(T - A_s) + b_A\sigma] \ , \tag{25}$$

where a_A and b_A are positive constants and β^M represents the volumetric fraction of martensite when the reverse transformation begins to take place. A_s is the temperature at which austenitic phase begins to be transformed. This equation holds for, $\sigma \leq \sigma_A = (a_A / b_A)(T - A_s)$.

5. NUMERICAL ALGORITHM

The numerical solution procedure here proposed uses an iterative process to determine the strain field. Assuming that stress resultants, N_I and M_I, and fibers configuration, θ, are known, the procedure considers an elastic predictor step where no transformation takes place, that is, $\xi_{n+1}^{trial} = \xi_n$. With this assumption, it is possible to determine γ_I solving a linear system. The process must be repeated until it converges, when the predictor step is equal to the solution of linear system.

The definition of parameter ξ, presented in (7), is associated with constitutive equation (23). It is useful to develop a variation form of this constitutive equation. Hence, by integrating (23) over the interval (t_0,t), and keeping in mind that linear response of fibers is considered by the rule of mixtures (Gibson, 1994), it is possible to write,

$$\xi = v_f\left[\sigma_0 - E\,\varepsilon_0 - \alpha(\beta - \beta_0) - \Xi(T - T_0)\right], \tag{26}$$

where subscripts 0 refers to instant t_0, and v_f is the volume fraction of the ... equation of β is given by equations (24-25). When stress is prescribed, β can be evaluated directly. When strain is the prescribed variable, however, it is necessary to define a procedure to calculate the resulting stress. Hence, by considering the time derivative of equation (24) and the constitutive equation (23), the following equation is obtained,

$$\dot{\sigma} = \frac{E\dot{\varepsilon} - [\Xi + \alpha a_M (1-\beta)]\dot{T}}{1 + \alpha b_M (1-\beta)} . \tag{27}$$

For reverse transformation, by considering the time derivative of equation (25) and the constitutive equation (23),

$$\dot{\sigma} = \frac{E\dot{\varepsilon} - [\Xi + \alpha a_A \beta]\dot{T}}{1 + \alpha b_A \beta} . \tag{28}$$

Numerical algorithm calculates ξ by considering an elastic predictor step using the average strain in each lamina. If no transformation takes place, trial state is the actual one. Otherwise, it is necessary to perform a projection as follows,

$$\sigma_{n+1} = \sigma_{n+1}^{trial} \pm \Delta , \tag{29}$$

where $\Delta = E\Delta\varepsilon - \Delta\sigma$ is evaluated using the variation form of equations (27) and (28).

6. NUMERICAL SIMULATIONS

Numerical simulations presented here consider a matrix with constants presented in Table 1 (Schwartz, 1984). SMA fiber constants are presented in Table 2 (Sato *et al.*, 1985). Effective modulus of composite material are calculated using the rule of mixtures when v_f = 0.3 (Gibson, 1994). Hence, E_1=4802 MPa, E_2=4460.2 MPa, ν_{12}=0.335, G_{12}=1663.7 MPa.

Table 1: Material Constants for the matrix.

E_m (MPa)	G_m (MPa)	ν_m
3860	1429.6	0.35

Table 2: Material Constants for SMA fiber.

E_f(MPa)	G_f (MPa)	ν_f
7000	2692.3	0.3

α(MPa)	Ξ(MPa)	M_s(K)	A_s (K)
7	7e-2	246	248

a_M (K^{-1})	b_M (MPa^{-1})	a_A (K^{-1})	b_A (MPa^{-1})
0.658	0.421	0.419	0.269

First, consider a laminate with two 0.5mm thick laminae ($0^0/0^0$). A triangular load with $N_x^{max} = 30\,MN/mm$ is applied and an austenitic constant temperature is assumed (T = 260K).

Pseudoelastic response of laminate shows a hysteresis on N_x-ε_x plane as presented in Figure 2a. Time history of middle surface strains is presented in Figure 2b. Phase transformations are represented by the variable β. Figure 2c shows the time history of beta for each lamina. Since a symmetric laminate is considered, elastic response presents no bending-stretching coupling. By the same reason, $M_I^t = 0$ (I=1,2,3). Since $M_I = 0$ (I=1,2,3), non-linear response does not alter this behavior.

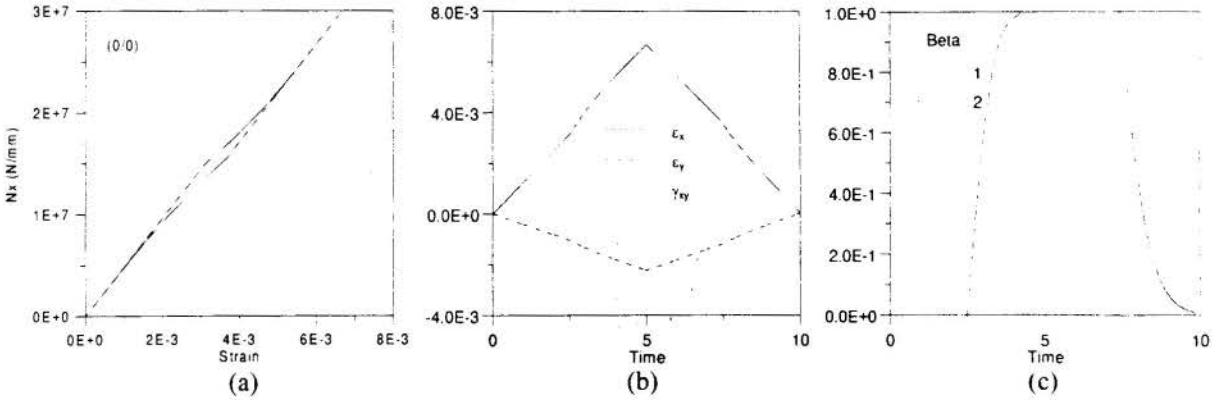


Figure 2: Laminate ($0^0/0^0$) submitted to a triangular load with $N_x^{max} = 30MN/mm$.

Now, a laminated plate with four 0.5mm thick laminae ($+45^0/-45^0/-45^0/+45^0$) is considered. A triangular load with $M_x^{max} = 200MN$ is applied and an austenitic constant temperature is assumed (T = 260K). Elastic response continues to present no coupling between normal and bending responses. Non-linear response, however, alter this behavior because $N_I^t \neq 0$ (I=1,2,3) when phase transformation occurs. Figure 3a-b-c shows the time history of middle surface strains, curvatures and beta variable, respectively. On outer laminae, 1 and 4, phase transformation begin to takes place earlier as a consequence of bending.

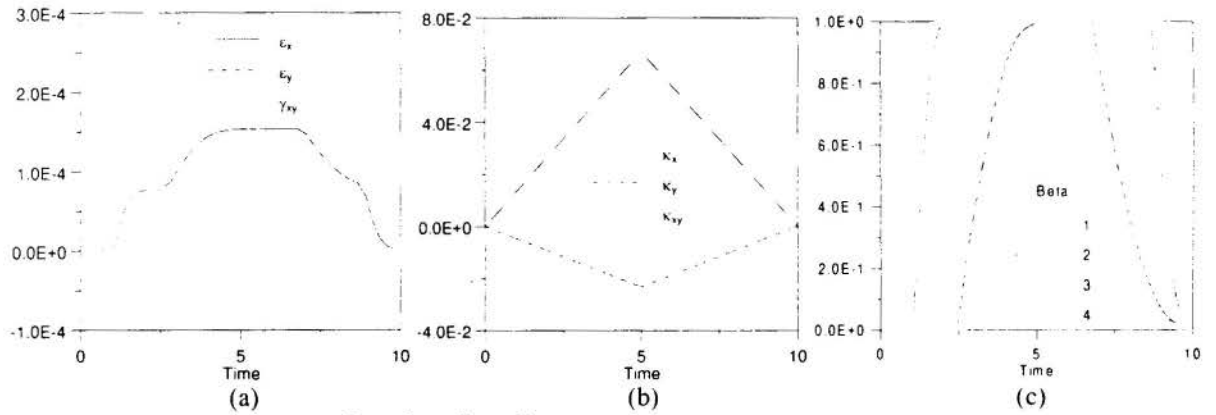
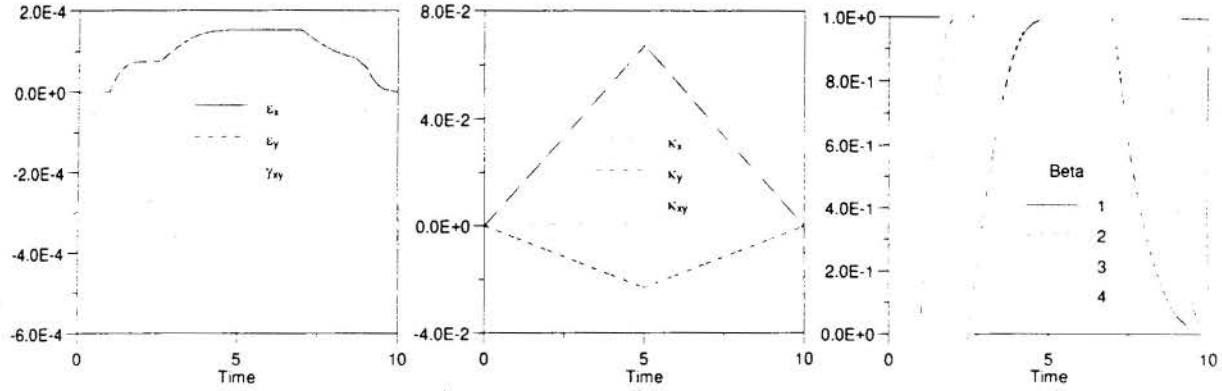


Figure 3: Laminate ($+45^0/-45^0/-45^0/+45^0$) submitted to a triangular load with $M_x^{max} = 200MN$.

A laminated plate with four 0.5mm thick laminae ($-45^0/+45^0/-45^0/+45^0$) is now in focus. A triangular load with $M_x^{max} = 200MN$ is applied and an austenitic constant temperature is assumed (T = 260K). In this situation, elastic response presents a coupling between normal and bending responses. Terms associated with non-linear response, also presents this coupling, since $N_I^t \neq 0$ and $M_I^t \neq 0$ (I=1,2,3). Figure 4a-b-c shows time history of middle surface strains, curvatures and beta variable, respectively.



(a) (b) (c)

Figure 4: Laminate $(-45^0/+45^0/-45^0/+45^0)$ submitted to a triangular load with $M_x^{max} = 200MN$.

7. CONCLUSIONS

This contribution presents a bending modeling of hybrid composite plates using SMA fibers. An iterative numerical method, which considers an elastic predictor step, is presented. Quasi-static analysis is developed to show the main characteristics of material response. Numerical simulations show the pseudoelastic behavior of these composite materials. Non-linear response may introduce bending-stretching coupling even in symmetric laminates.

8. REFERENCES

ALGARTE, R.D., KOUZAK, Z. & SAVI, M.A. Pseudoelastic Behavior of Hybrid Composite Plates Using Shape Memory Alloy Fibers : In Plane Case, *CEM-NNE/96 - IV Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste*, Recife, 16/20 Junho, pp.157-162, 1996.

ERINGEN, A.C. *Mechanics of Continua*, John Wiley & Sons, 1967.

GIBSON, R.F. *Principles of Composite Material Mechanics*, McGraw Hill, 1994.

REDDY, J.N. *Mechanics of Laminated Composite Plates*, CRC Press, 1997.

SAVI, M.A. & BRAGA, A.M.B. Chaotic Vibrations of an Oscillator with Shape Memory, *J. Brazilian Society for Mechanical Sciences - RBCM*, v.XV, n.1, pp.1-20, 1993.

SATO, Y., TANAKA, K. & KOBAYASHI, S. Pseudoelasticity and Shape Memory Effect Associated with Stress-Induced Martensitic Transformation: A Thermomechanical Approach, *Trans. Japan Soc. Aero. Space Sci.*, v.28, n.81, pp.150-160, 1985.

SCHWARTZ, M.M. *Composite Materials Handbook*, McGraw Hill, 1984.

TANAKA, K. A Thermomechanical Sketch of Shape Memory Effect: One-Dimensional Tensile Behavior, *Res. Mech.*, vol.18, pp.251, 1985.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB83

THE HOMOGENISATION THEORY APPLIED TO NET FACESHEETS OF SANDWICH PLATES

Mário Kataoka-Filho[1], Jorn S. Hansen[2] and Walter Kenkiti Takahashi[1]
[1] National Institute for Space Research - INPE - MCT - P.O. Box 510
12.227-010 - S. J. dos Campos - SP - BRAZIL - E-mail: kataoka@patroa.dem.inpe.br
[2] Institute for Aerospace Studies - University of Toronto - 4925 Dufferin Street
Downsview, Ontario - M3H-5T6 - CANADA - E-mail: hansen@bach.utias.utoronto.ca

Abstract

In order to further increase the efficiency of composite sandwich structures, designers have been using composite facesheets manufactured from a uniform carbon fibre/epoxy net. In the present study, a procedure to approximate this net as a smoothed orthotropic continuum is presented. The smoothing process was accomplished using the theory of homogenisation and the resulting material coefficients are calculated using the Finite Element Method. To validate the procedure, a free-free modal test was completed and its results compared with numerical prediction.

Keywords

Homogenisation, Optimization and Sandwich Plate.

1. INTRODUCTION

Minimum weight design is an important criterion in aeronautical and aerospace construction because it allows either an increased pay-load or higher performance of the craft. As a result, the use of composite sandwich panels has grown due to their low weight and high rigidity. These panels are manufactured as a three layer structure. The external layers, the facesheets, usually consist of thin laminates of high-stiffness material. The central layer, the core, is a slab of low stiffness and density. This type of panel has an efficient structural geometry because it places the stiff material away from the neutral plane thereby increasing the flexural rigidity. In order to further increase the efficiency of these structures, designers have used different materials in different shapes in the facesheets and the core. One of the most recent innovations has been the use of a uniform net of orthogonal carbon fibre/epoxy composites strips as the facesheets.

The idea for this work came from a satellite project called CBERS (China-Brazil Earth Resource Satellite), Figure ??. This is a remote sensing satellite developed in a joint program between the Brazilian and Chinese governments. This satellite has an appendage composed of three sandwich panels covered with solar cells to generate power during its operation in space. These sandwich panels have facesheets composed of carbon fibre/epoxy nets and a core of aluminium honeycomb.

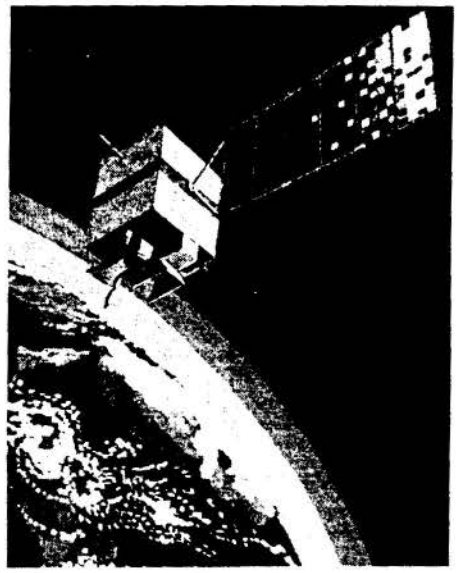


Figure 1: China-Brazil Earth Resources Satellite.

Since these sandwich plates have facesheets composed of nets and plate analysis computer codes are usually developed to analyse facesheets composed of continuous layers, it was necessary to develop a procedure to approximate these nets as a equivalent smoothed orthotropic continuum. In this work, the smoothing process was accomplished using the theory of homogenisation (Bakhvalov & Panasenko, 1984) and the equivalent material coefficients (*engineering constants*) are calculated using the Finite Element Method. This theory of homogenisation has been used for topology optimization (Bendsøe & Kikuchi 1988, and Kataoka-Filho 1997). Kikuchi *et al.* (1995) present a brief overview of this theory with respect to optimal design, *the homogenization design method.*

Here, the facesheets of the sandwich plates are composed of a net of fibre strips and are modelled by a series of cells. Since the cell dimensions are much smaller than the plate dimensions, the net is assumed to behave as a continuous sheet. In order to represent a net of fibre strips as a continuous orthotropic layer, the homogenised engineering constants (E^h_{11}, E^h_{22}, ν^h_{12}, ν^h_{21} and G^h_{12}) of the orthotropic layer must be evaluated based on the geometric and material properties of the net. These constants are calculated using the Finite Element Method (*a basic cell model*).

2. THE BASIC CELL MODEL APPROACH

The procedure adopted here is to apply a boundary condition to a finite element model, and then determine the displacements and the strain energy. Making this strain energy equal to the strain energy of a homogenised cell under the same boundary condition, it is possible to evaluate the homogenised engineering constants. An important issue in this procedure is to set the boundary conditions on the basic cell model properly, so that the model fully represents the periodicity of the structure under a specified load case (Sigmund, 1994).

2.1 Determination of E^h_{11} and ν^h_{12}

In order to calculate E^h_{11} and ν^h_{12}, it is assumed that the structure is very large (x and y dimensions are infinite) and the structure is subjected to a uniform stress in the

Figure 2: Nomenclature Used to Define the Boundary Conditions on the Basic Cell.

x-direction at its boundary. It is also assumed that the structure remains planar under the application of in-plane loads. Since the cell structure is periodic in both the x and y directions it follows that under the conditions of a uniform x stress at infinity that the stress and displacement solutions must be periodic and they are periodic over each cell. Furthermore, if lines are drawn parallel to the x and y axes forming a rectangular grid and each rectangle of the grid contains only one cell the following may be concluded: 1) The u displacement on lines parallel to the y-axis is constant; 2) The v displacement on lines parallel to the x-axis is constant. This is so because the displacement solution must be periodic.

Having noted the above, it is clear what boundary conditions must be applied to model a single cell of this system. These are the following, according the nomenclature presented in Figure ??: the structure remains planar; no u or v-displacements for Node 1; no v-displacement for the nodes on Side 1; no u-displacement for the nodes on Side 2; unitary u-displacement for all nodes on Side 3; all nodes on Side 4 have equal v-displacement.

Applying these boundary conditions and solving, the strain energy of the model will be U_m^x. The strain energy U_h^x generated in the homogenised cell due to the same boundary conditions is:

$$U_h^x = \frac{1}{2}\int_V \sigma_x^h \epsilon_x^h dV \tag{1}$$

Note that the strain energy adopts this simple form because $\sigma_y^h \equiv 0$ and $\tau_{xy}^h \equiv 0$ from the cell boundary conditions. σ_x^h and ϵ_x^h are the homogenised stress and strain in the x-direction and V is the volume of the cell, respectively. Now, using the stress-strain equation, $\sigma_x^h = E_{11}^h \epsilon_x^h$ (since $\sigma_y^h \equiv 0$), and knowing that $\epsilon_x^h = 1/l_x$ and $V = l_x l_y h_f$, for a cell of thickness h_f, then the strain energy is given by

$$U_h^x = \frac{1}{2}E_{11}^h \left(\frac{1}{l_x}\right)^2 l_x l_y h_f = \frac{1}{2}E_{11}^h \frac{l_y}{l_x} h_f \tag{2}$$

The hypothesis behind the homogenisation is that the equivalent structure and the original one should contain the same strain energy when subjected to the same load. Thus setting U_m^x equal to U_h^x, E_{11}^h is evaluated as

$$E_{11}^h = 2U_m^x \frac{l_x}{l_y h_f} \tag{3}$$

Also, the homogenised Poisson's ratio ν_{12}^h is given by

$$\nu_{12}^h = -\frac{\Delta_y^x / l_y}{\Delta_x^x / l_x} \tag{4}$$

where Δ_x^x is the cell extension in the x-direction and Δ_y^x is the cell compression in the y-direction, with the applied boundary conditions. Since $\Delta_x^x = 1.$, then

$$\nu_{12}^h = -\frac{\Delta_y^x l_x}{l_y} \tag{5}$$

2.2 Determination of E_{22}^h and ν_{21}^h

The determination of E_{22}^h and ν_{21}^h, follows in exactly the same manner except that the roles of x and y are interchanged . So, the boundary conditions applied to the basic cell finite element model are: the structure remains planar; no u or v-displacements for Node 1; no v-displacement for the nodes on Side 1; no u-displacement for the nodes on Side 2: all nodes on Side 3 have equal u-displacement; unitary v-displacement for all nodes on Side 4.

Following the same procedure as used to determined E_{11}^h and ν_{12}^h, E_{22}^h is evaluated as:

$$E_{22}^h = 2U_m^y \frac{l_y}{l_x h_f} \tag{6}$$

and ν_{21}^h is equal to

$$\nu_{21}^h = -\frac{\Delta_x^y l_y}{l_x} \tag{7}$$

2.3 Determination of G_{12}^h

In order to calculate G_{12}^h it is assumed that the system is subjected to a uniform shear at infinity. Again the displacement field and stresses are periodic. Based on this periodicity it may be seen that the rectangular grid of undeformed cells is deformed in a periodic manner. This implies that the corners of the original grid lie on a grid of parallelograms. The deformation of the edges of a cell are not straight lines however as the deformation must be periodic in both the x and y directions; thus, the deformation on one side of a cell is equal to the deformation at the corresponding location on the opposite side of that cell plus the addition of a factor resulting from the shift of the corners of the cell from a rectangular to a parallelogram grid. Thus in the analysis of a single cell using the finite element technique the appropriate boundary conditions which must be imposed are: the structure remains planar; no u nor v-displacements for Node 1; all nodes on Side 2 have u and v-displacements equal to the u and v-displacements of the correspondent nodes on Side 3; unitary u-displacement for Node 3; all nodes on Side 4 have v-displacement equal to the v-displacement of the correspondent nodes on Side 1 and u-displacement equal to the u-displacement of the correspondent nodes on Side 1 plus one.

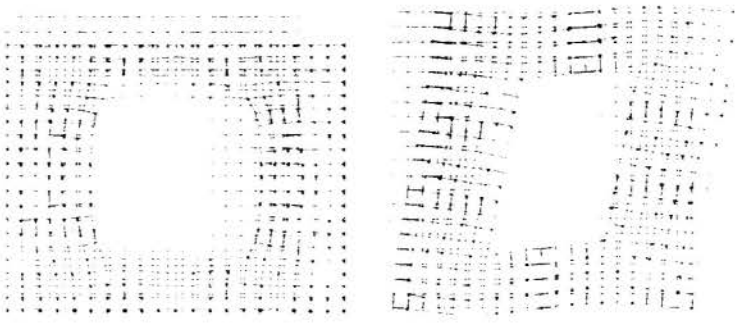


Figure 3: Deformation of the Basic Cell under Tension and Shear Boundary Conditions, respectively.

Under this boundary conditions, the strain energy in the model will be U_m^{xy}. For the same boundary conditions, the strain energy in the homogenised cell is:

$$U_h^{xy} = \frac{1}{2}\int_V \tau_{xy}^h \gamma_{xy}^h dV \tag{8}$$

where τ_{xy}^h and γ_{xy}^h are the homogenised shear stress and shear strain, respectively. Substituting the stress-strain equation $\tau_{12}^h = G_{12}^h \gamma_{12}^h$ in Equation ??, and knowing that $\gamma_{12}^h = 1/l_y$, the strain energy can be written as

$$U_h^{xy} = \frac{1}{2} G_{12}^h \left(\frac{1}{l_y}\right)^2 l_x l_y h_f = \frac{1}{2} G_{12}^h \frac{l_x}{l_y} h_f \tag{9}$$

Again, G_{12}^h is determined by setting U_m^{xy} equal to U_h^{xy}.

$$G_{12}^h = 2U_m^{xy} \frac{l_y}{l_x h_f} \tag{10}$$

To verify this approach the finite element code MSC/NASTRAN (Reymond & Miller, 1994) was used to determine the homogenised properties of a structure whose geometric and material properties of its basic cell are presented by Bendøe and Kikuchi (1988). In this paper Bendsøe and Kikuchi solve shape optimization problems as material distribution problems by assuming that the material has two constituents: substance and void. Then the microscopic optimal void distribution is considered instead of shape optimization. The homogenisation method is applied in this methodology to determine macroscopic constitutive equations for the material with microscopic material constituents.

Figure ?? illustrates how this basic cell is deformed under the tensile and shear boundary conditions. Table ?? shows the reduced stiffnesses for the homogenised material obtained by Bendsøe and Kikuchi and by the approach described here. The results are in close agreement.

3. COMPARISON WITH EXPERIMENTAL RESULTS

To validate the process of approximating the net of fibre strips by an equivalent homogenised continuum-layer, a free-free modal test was completed; the sandwich plate had

Table 1: The Reduced Stiffnesses for a Homogenised Material: basic cell approach.

Reduced Stiffnesses	Bendsøe & Kikuchi (1988)	MSC/NASTRAN 1 Cell
$E^h_{11}/(1-\nu^h_{12}\nu^h_{21})$	13.051	12.981
$E^h_{22}/(1-\nu^h_{12}\nu^h_{21})$	17.552	17.526
G_{12}	2.785	2.758
$\nu^h_{21}E_{11}/(1-\nu^h_{12}\nu^h_{21})$	3.241	3.223

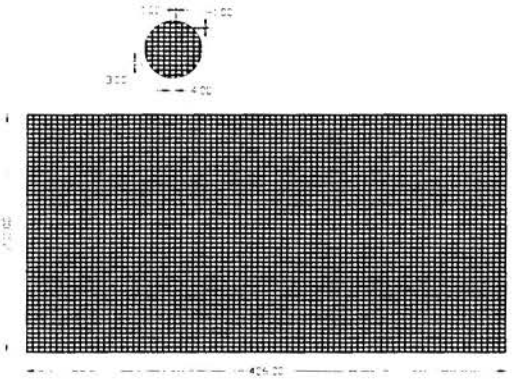


Figure 4: Layout of the Facesheets.

facesheets manufactured from an aluminium net and the core was an aluminium honeycomb. Aluminium was chosen for the facesheets instead of a composite material because it was easier to manufacture the net with this material. In order to use a composite, it would be necessary to build special tools; on the other hand, the aluminium net was machined by a numerically controlled milling machine.

The sandwich plate is a five layer symmetric laminate with length of 406 mm and width of 201 mm. The outside layers are the aluminium nets with a 0.4 mm thicknesses. Figure ?? illustrates the layout of the net. The second layers are adhesive films, with a 0.12 mm thickness. The core is 4.46 mm thick 3/8-5052-.007 aluminium honeycomb. Table ?? presents the mechanical properties of the three materials.

In order to experimentally simulate free-free boundary conditions, the plate was suspended by four springs located at the middle of the plate edges: these locations corresponded to the nodes of the first elastic vibration mode. In this figure the elastic supports, accelerometers and cables can be seen. For this test, fifteen accelerometers were bonded to the plate (eight Endevco Model 22 and seven Endevco Model 2222C). Their positions are sketched in Figure ??. Fifteen load amplifiers were connected to the accelerometers.

Table 2: Material properties.

Property	Aluminium	Adhesive Film	Honeycomb
E_{11} (GPa)	72.4	11.00	
E_{22} (GPa)	72.4	11.00	
G_{12} (GPa)	27.2	3.92	
ν_{12}	0.33	0.40	
G_{1z} (MPa)			82.74
G_{2z} (MPa)			48.28
ρ (kg/m^3)	2800.	1110.	16.018

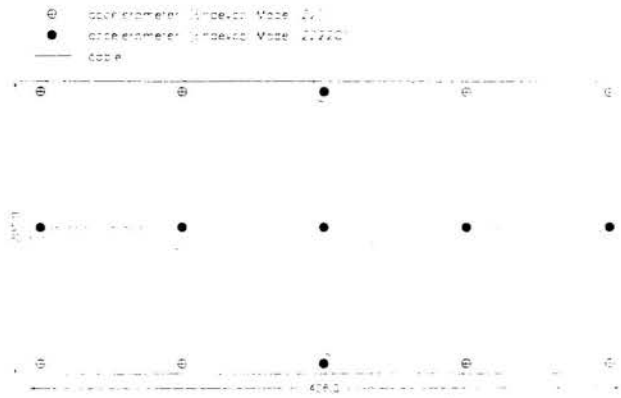


Figure 5: Position of the Accelerometers.

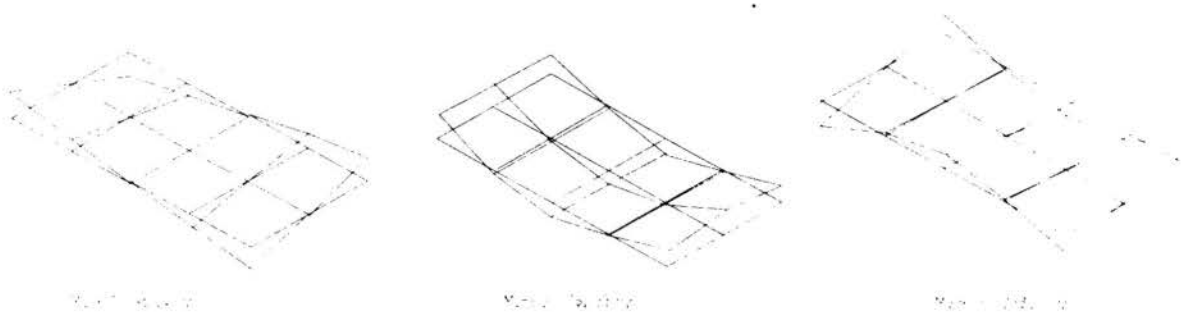


Figure 6: The Elastic Modes - Experimental Result.

In addition, an impact hammer instrumented with a B & K Model 8200 was connected to the load amplifiers.

The modal test used a digital data acquisition and analysis system, GENRAD 2515 in conjunction with the analysis software SDRC MODAL-PLUS Version 9.2. This experiment was competed at the Integration and Test Laboratory (LIT) of the National Institute for Space Research (INPE), in Brazil. The first three elastic modes and their natural frequencies are illustrated in Figures ??.

The experimental results were compared with numerical predictions obtained from the finite element program MSC/NASTRAN. A finite element model of the tested plate was developed, including concentrated masses representing the accelerometers and cables used in the experiment. In this model, the mechanical properties of the aluminium net were calculated using the homogenisation process described in the first part of this paper. Figure ?? present the first three elastic modes and their frequencies given by this model. These modes are the same as the ones determined in the experiment and the natural frequencies are close to those measured experimentally.

4. CONCLUSION

Since the sandwich plates considered in this work have facesheets composed of carbon fibre/epoxy nets, it was necessary to approximate these nets as an equivalent smoothed orthotropic continuum. In the procedure, a basic cell of the net was modelled using the finite element method. Boundary conditions applied to this model enforce the periodic character of the structural response when subjected to a specified load case. By determining the strain energy of this model and equating this to the strain energy of a cell

Figure 7: The Elastic Modes - MSC/NASTRAN Result with Concentrated Masses.

composed of a continous homogeneous material subjected to the same boundary conditions, it is possible to evaluate the homogenised engineering constants of this equivalent continuum.

The approach used to determine the homogenised engineering constants was very effective. The results of the present approach were found to be in close agreement with numerical results given in the literature and with experimental results obtained in this work.

5. REFERENCES

BAKHVALOV, N. & PANASENKO, G., *Homogenisation: Averaging, Processes in Periodic Media*, Kluwer Academic Publisher, Dordrecht, 1984.

BENDSOE, M. P. & KIKUCHI, N., "Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 71, 1988, pp. 197-224.

KATAOKA-FILHO, M., *Optimization of Nonhogeneous Facesheets in Composite Sandwich Plates*, Ph.D. thesis, Institute for Aerospace Studies, The University of Toronto, 1997.

KIKUCHI, N.; CHENG, H.-C. & Ma Z.-D., "Optimal Shape and Topology Design of Vibration Structures", *Advances in Structural Optimization*, editor J. Herskovits, Kluwer Academic Publishers, Amsterdam, 1995, pp. 189-222.

REYMOND, M. & MILLER, M., *MCS/NASTRAN - Quick Reference Guide - version 68*, The MacNeal-Schwendler Corporation, Los Angeles, CA, 1994.

SIGMUND, O., "Materials with Prescribed Constitutive Parameters: an Inverse Homogenization Problem", *International J. of Solids and Structures*, Vol. 31, No. 17, 1994, pp. 2313-2329.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB830

NOTCHED STRENGTH OF COMPOSITE LAMINATES WITH UNIDIRECTIONAL TAPE LAYERS

EUGÊNIO DE AZEVEDO SORIANO & SÉRGIO FRASCINO M. DE ALMEIDA
Instituto Tecnológico de Aeronáutica - Div. Engª Mecânica-Aeronáutica
12228-900 São José dos Campos - SP - E-mail: frascino@mec.ita.cta.br

Abstract

The strength of notched composite laminates with unidirectional tape layers is investigated under the assumption that the failure of the 0° plies governs laminate failure. The failure criterion proposed by Mar and Lin is utilized to define the fracture parameter of a 0° ply. Experimental results obtained from different laminates indicated that under certain conditions the fracture parameter of a 0° ply is essentially constant, regardless of the orientation of the neighboring plies. The 0°-ply fracture parameter is used to compute the laminate fracture parameter, which is subsequently used in the failure criterion to predict the laminate notched strength. The use of this technique significantly reduces the number of tests required to characterize a family of laminates. Correlation between predicted and experimental notched strength showed excellent agreement.

Keywords

composite materials, notched strength, fracture, laminates, carbon/epoxy

1. INTRODUCTION

The problem of predicting the notched strength of composite laminates has been the subject of extensive research in the recent years. Several different approaches have been used to address the problem, including models based on concepts of linear elastic fracture mechanics and models based on the stress distribution in the vicinity of the notch. Most criteria proposed to predict the notched strength of composite laminates rely on the experimental determination of material and laminate parameters. In general, the determination of such parameters requires an extensive experimental program, involving the test of several notched and unnotched specimens for each selected lay-up. In this regard, Awerbuch and Madhukar (1985) provided a very good review of some of the most commonly employed composite fracture criteria.

In a previous work, Soriano and Almeida (1993) applied the failure criterion proposed by Mar and Lin (1977) in the prediction of the notched strength of carbon/epoxy fabric laminates containing circular holes. Based on the far-field stress acting in each layer at failure, they suggested that the failure of the 0° plies would precipitate laminate failure. Based on this assumption, an equation was provided that allowed to compute the laminate fracture parameter H_c, utilized in the Mar-Lin criterion, from the fracture parameter of a 0° ply. The fracture parameter of a 0° ply was obtained from testing notched $(0)_5$ fabric laminates. One should be aware that a so-called 0° fabric ply actually contains woven fibers in the 0° and 90° directions. Excellent agreement was obtained between experimental and computed laminate

fracture parameter. This characteristic is very attractive because it enables the use of Mar-Lin criterion, at least on a preliminary basis, without the need of an extensive testing program involving many different laminates. The ability to obtain a very good estimate of the laminate fracture parameter from a reduced number of tests provides the designer flexibility to evaluate the fracture behavior of different laminate configurations before actually manufacturing and testing the specimens.

In this paper, this idea is extended to composite laminates manufactured with unidirectional tape. The main difficulty lies in the fact that, due to the occurrence of splitting, 0° unidirectional tape laminates cannot be used to determine the fracture parameter of a 0° ply. In addition, other forms of damage, such as delamination, that can be somewhat restricted in fabric laminates, becomes more important in tape laminates. In this paper, the fracture parameter of a 0° ply is computed from tests in $[\pm\theta/0]_s$, $[0/\pm\theta]_s$, and $[+\theta/0/-\theta]_s$ tape laminates for θ = 15°, 30°, 45°, 60°, 75° and 90°. The validity of assuming that the 0° plies have a unique fracture parameter and can be used to characterize failure of multidirectional tape laminates is assessed.

2. LAMINATE FRACTURE PARAMETER

Based on the Mar-Lin failure criterion and classical lamination theory, Soriano and Almeida (1993) provided an equation to compute the fracture parameter H_c of a general laminate from the fracture parameter of a 0° ply. They assumed that the failure of the 0° plies governs laminate failure and obtained excellent agreement between experimental and calculated laminate fracture parameter. This equation allows the use of Mar-Lin criterion for a wide range of laminates based only on a limited amount of data. The derivation, use and limitations of this equation are discussed in the following sections.

According to the Mar-Lin criterion, the laminate fracture must occur through the propagation of a crack lying in matrix material at the interface matrix/filament. The notched fracture stress σ_N for a composite laminate is then given by

$$\sigma_N = H_c(2R)^{-m} \tag{1}$$

where H_c is the laminate fracture parameter, R is the hole radius and the exponent m is the value of the stress singularity at the tip of a discontinuity lying at a fiber/matrix interface. The exponent m is considered a material property and independent of lay-up and notch size. The laminate fracture parameter H_c depends on the laminate lay-up and its average value for each laminate is determined from experimental data. The parameters H_c and m can be obtained by plotting the notched failure stress versus the hole diameter in a log-log scale. Curve fitting with a power law gives a straight line yielding the slope m and the intercept H_c.

The criterion proposed by Mar and Lin is very attractive in the sense that it is able to provide good correlation with experimental data and at the same time is very simple to apply. As it has been pointed out earlier, it requires the experimental determination of the fracture parameter H_c for each laminate. Now, let's assume that laminate failure will occur when a critical state is reached within the 0° plies. According to Mar-Lin criterion, this critical state can be defined by the far-field tensile stress acting in the 0° plies at failure. The failure criterion is written for a single 0° ply as

$$\sigma_f^0 = H_c^0(2R)^{-m} \tag{2}$$

where σ_f^0 is the far-field stress acting in a 0° ply at failure and H_c^0 is the fracture parameter for a 0° ply. In order to apply the criterion as described above to a general laminate containing 0° plies we need to determine the far-field stress σ^0 acting in the 0° plies. From classical lamination theory

$$\sigma^0 = \left[\frac{Q_{11}A_{22} - Q_{12}A_{12}}{A_{11}A_{22} - A_{12}^2}\right] h\sigma \tag{3}$$

where the A_{ij} are components of the laminate extensional stiffness matrix $[A]$, Q_{11} and Q_{12} are components of the reduced stiffness matrix, h is the laminate thickness and σ is the average external applied stress. At failure, the Eqn. (3) becomes

$$\sigma_f^0 = \left[\frac{Q_{11}A_{22} - Q_{12}A_{12}}{A_{11}A_{22} - A_{12}^2}\right] h\sigma_N \tag{4}$$

By combining Eqns. (2) and (4) we obtain

$$\left[\frac{Q_{11}A_{22} - Q_{12}A_{12}}{A_{11}A_{22} - A_{12}^2}\right] h\sigma_N = H_c^0 (2R)^{-m} \tag{5}$$

Finally, by comparing Eqns. (1) and (5), the fracture parameter H_c for a multidirectional laminate containing 0° plies is obtained from:

$$H_c = \left[\frac{A_{11}A_{22} - A_{12}^2}{Q_{11}A_{22} - Q_{12}A_{12}}\right] \frac{H_c^0}{h} \tag{6}$$

3. EXPERIMENTAL DATA AND ANALYSIS

The experimental data displayed in this work was obtained by Lagace (1986). The material used to manufacture the laminates was Hercules AS1/3501-6 graphite/epoxy unidirectional pre-impregnated tape. Three different stacking sequences were used: $[\pm\theta/0]_s$, $[0/\pm\theta]_s$, and $[+\theta/0/-\theta]_s$ for θ = 15°, 30°, 45°, 60°, 75°, and 90° and four hole diameters: 3.175 mm, 6.35 mm, 9.5 mm, and 12.7 mm. The elastic properties for a unidirectional lamina are given in Table 1.

Table 1. Elastic properties of the unidirectional carbon/epoxy lamina

Property	Carbon/epoxy
Longitudinal modulus of elasticity, E_{11}	130 GPa
Transversal modulus of elasticity, E_{22}	10.5 GPa
Shear Modulus, G_{12}	6.0 GPa
Poisson ratio, ν_{12}	0.28

The nominal thickness of a unidirectional lamina is 0.134 mm. More detailed information can be obtained from Lagace(1986).

The fracture parameter of a 0° ply can be obtained from Eqns. (2) or (5). For fabric laminates, Eqn. (2) can be used directly if specimens containing only 0° plies are available. In this case, σ_f^0 corresponds to the laminate fracture stress and H_c^0 is the laminate fracture parameter. For tape laminates, however, notched unidirectional 0° specimens develop splits parallel to the loading direction (Herakovitch & Mirzadeh, 1990) that are not representative of the general behavior of a 0° ply when combined with off-axis plies. The laminates tested by Lagace (1986) are very useful for our purposes because they allow the evaluation of the fracture behavior of a 0° ply when combined with several different lamination angles in stacking sequences. Kortschot and Beaumont (1990a; 1990b) verified that the fracture behavior of a 0° ply can be affected by the neighboring plies and the amount and type of damage developed until failure. Thus, the fracture parameter of a 0° tape ply must be determined from Eqn. (5) with notched strength data from a laminate in which the failure mode of the 0° plies is typical for the laminates under consideration. The exponent m for a 0° ply in Eqns. (2) and (5) is assumed to be the same as in Eqn. (1) for the entire laminate. The exponent m = 0.28 used by Lagace for AS1/3501-6 was obtained by Fenner (1976). The fracture parameter of the 0° plies was calculated from Eqn. (5) for all laminates and is shown in Fig. 1 as a function of the angle θ. The notched strength data used for each laminate in Eqn. (5) is displayed in Figs. 3 to 8. For more information the reader should refer to Lagace (1986).

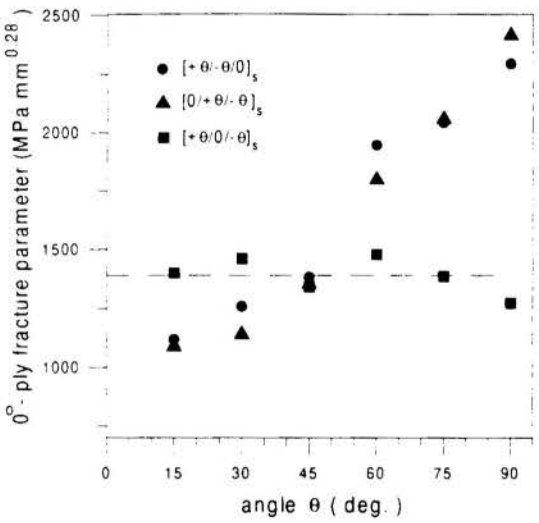


Figure 1 - Fracture parameter of a 0° ply

It is observed that for the stacking sequences $[\pm\theta/0]_s$ and $[0/\pm\theta]_s$, the values of the 0°-ply fracture parameter are similar but depend on the lamination angle. The failure of the 0° plies may still govern the laminate failure, but they present a particular behavior depending on the neighboring plies. However, for the laminates $[+\theta/0/-\theta]_s$ the fracture parameter of the 0° plies is nearly constant. This means that, for a given hole diameter, the failure of the 0° plies occurs at a constant critical far-field stress, independent on the neighboring plies. It can be argued that the type and amount of damage developed near the notch during the loading process favors a uniform failure behavior in the 0° plies for this specific stacking sequence, regardless of the angle θ.

An average value of H_c^0 = 1390 MPa mm$^{0.28}$ (dashed line in Fig. 1) was obtained for the laminates $[+\theta/0/-\theta]_s$. This average value was used in Eqn. (6) to compute the fracture parameter H_c for the laminates with this stacking sequence. The results obtained with Eqn. (6) are shown in Fig. 2 along with the experimental values obtained for $[+\theta/0/-\theta]_s$.

Excellent agreement was obtained for all lamination angles. Experimental results for $[\pm\theta/0]_s$ and $[0/\pm\theta]_s$ are also shown for reference purposes. The analysis of the failure modes

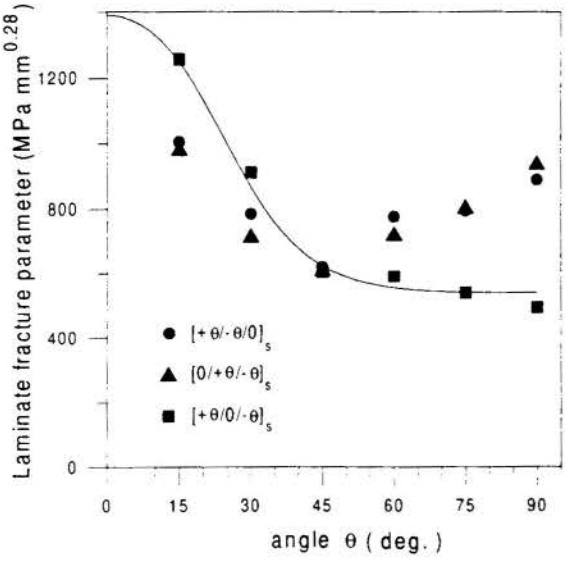


Figure 2 - Calculated and experimental laminate fracture parameter.

for these laminates provided by Lagace (1986) shows that the notched specimens from $[+\theta/0/-\theta]_s$ failed in an in-plane mode with little or no delaminations. It was also reported that delamination was evident in the notched $[\pm\theta/0]_s$ and $[0/\pm\theta]_s$ laminates with θ = 60°, 75° and 90°. It is likely that the development of such damage reduces the stress concentration on the 0° plies, allowing the laminate to reach a higher stress before failure. Such type of damage was not observed in the specimens with θ = 15°, 30°, and 45°. In addition, stress-strain curves for the $[\pm\theta/0]_s$ and $[0/\pm\theta]_s$ laminates with θ = 60°, 75° and 90° showed evidence of damage development long before failure, while the curves for $[+\theta/0/-\theta]_s$ were linear.

4. FAILURE PREDICTIONS

In this section, the laminate fracture parameter obtained from Eqn. (6) is used in the Mar-Lin criterion, Eqn. (1), to correlate with the notched fracture data for the $[+\theta/0/-\theta]_s$ laminates. The correlation with Mar-Lin criterion with experimentally determined H_c, as originally applied in Lagace (1986), is also shown. The maximum difference between the two approaches was of approximately 9%, occurring for the laminate $[90/0/90]_s$. In general, the two approaches provided very close results, with the difference being within the experimental scatter observed in the data.

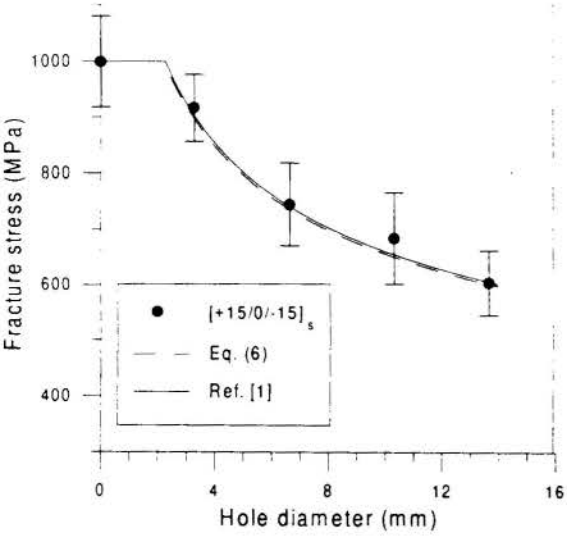


Figure 3 - Fracture stress correlation for $[+15/0/-15]_s$

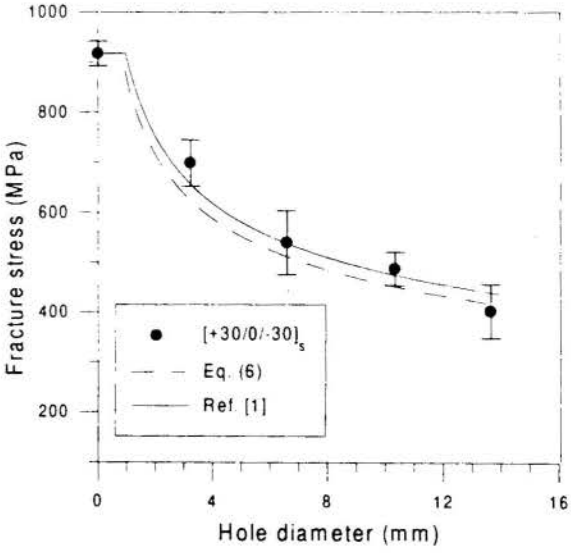


Figure 4 - Fracture stress correlation for $[+30/0/-30]_s$

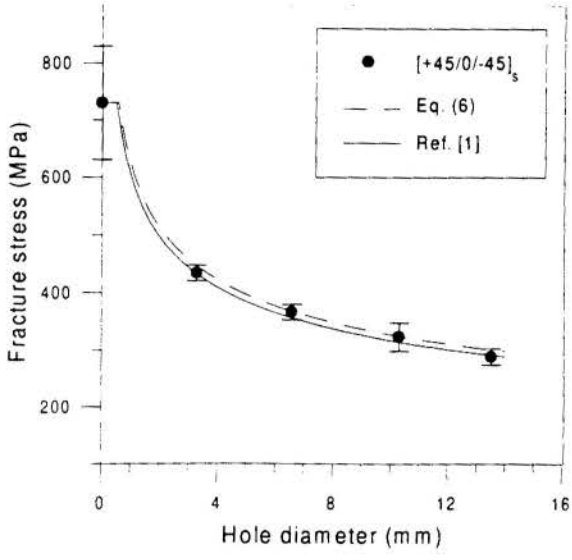


Figure 5 - Fracture stress correlation for $[+45/0/-45]_s$

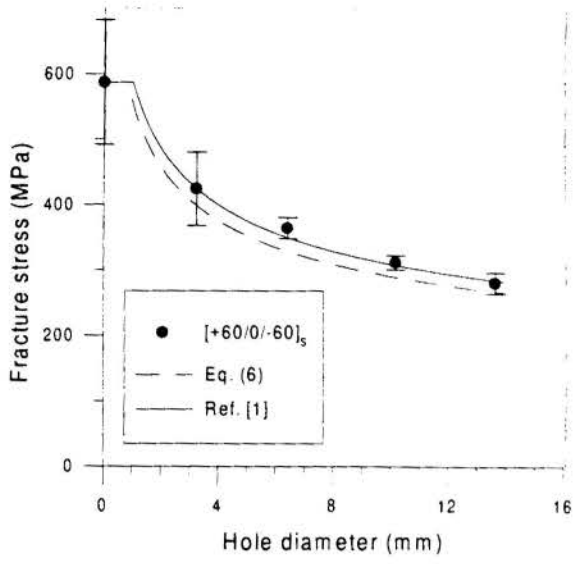


Figure 6 - Fracture stress correlation for $[+60/0/-60]_s$

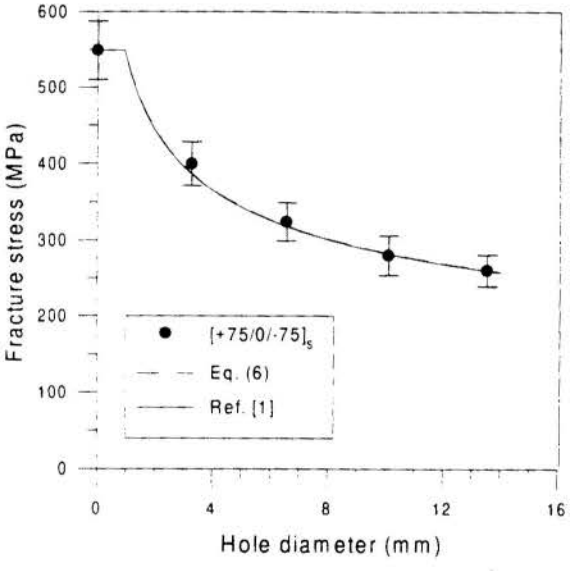


Figure 7 - Fracture stress correlation for $[+75/0/-75]_s$

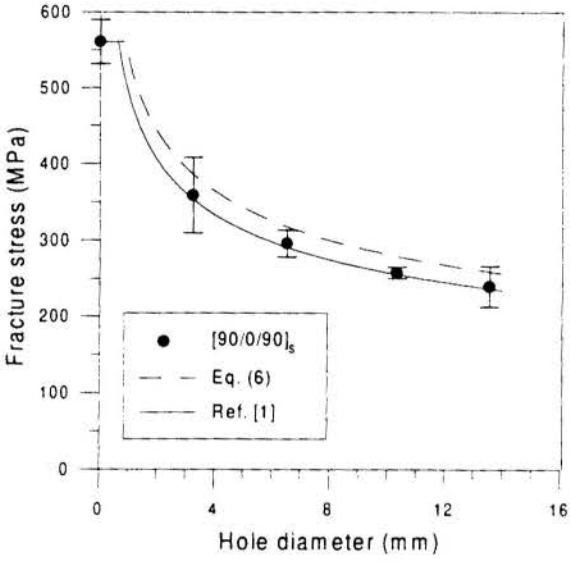


Figure 8 - Fracture stress correlation for $[90/0/90]_s$

5. CONCLUSIONS

The fracture parameter of a 0° ply was computed from notched strength data in $[\pm\theta/0]_s$, $[0/\pm\theta]_s$ and $[+\theta/0/-\theta]_s$ laminates with θ = 15°, 30°, 45°, 60°, 75° and 90°. The 0°-ply fracture parameter for the stacking sequences $[\pm\theta/0]_s$ and $[0/\pm\theta]_s$ was found to be similar but dependent on the angle θ. On the other hand, for the stacking sequence $[+\theta/0/-\theta]_s$ the 0°-ply fracture parameter was essentially constant, indicating that the failure of the 0° plies occurs when a critical condition is reached in that plies, regardless of the orientation of the neighboring plies. The fracture parameter for each laminate with this stacking sequence was computed from Eqn. (6) showing excellent agreement with the experimentally determined

values. It was observed that all notched $[+\theta/0/-\theta]_s$ specimens failed in an in-plane mode with no significant delamination or splitting, while the other stacking sequences displayed out-of-plane damage. It can be concluded that Eqn. (6) can also be applied to tape laminates provided that they fail in an in-plane mode. This is a natural restriction to Eqn. (6), since both classical lamination theory and Mar-Lin criterion do not account for out-of-plane effects.

Excellent agreement was also obtained in the prediction of the notched fracture stress by using the Mar-Lin criterion with the laminate fracture parameter computed by Eqn. (6).

The 0°-ply fracture parameter for the stacking sequence $[+\theta/0/-\theta]_s$ was taken as the average of the results for all 6 different angles θ. In fact, only one or two different angles need to be tested to determine this parameter. This might require further investigation, but from the results obtained so far the angles 15° and 75° seem to be the most suitable, since they were the closest ones to the average value.

6. REFERENCES

AWERBUCH, J. & MADHUKAR, M. S. Notched Strength of Composite Laminates: Predictions and Experiments - A Review, *J. Reinforced Plastics and Composites*, vol. 4, pp. 3-159, 1985.

FENNER, D. N. Stress Singularities in Composite Materials with an Arbitrarily Oriented Crack Meeting an Interface, *International Journal of Fracture*, vol. 12, pp. 705-721, 1976.

HERAKOVICH, C. T. & MIRZADEH, F. Characteristics of Micro-Level Fracture in Notched Unidirectional Graphite/Epoxy," *Proceedings of The Winter Annual Meeting of the ASME*, pp. 1-7, Dallas,Tx, 1990.

KORTSCHOT, M. T. & BEAUMONT, P. W. R. Damage Mechanics of Composite Materials: I - Measurements of Damage and Strength, *Composites Science and Technology*, vol. 39, pp.289-301, 1990a.

KORTSCHOT, M. T. & BEAUMONT, P. W. R. Damage Mechanics of Composite Materials: II - A Damaged-Based Notched Strength Model, *Composites Science and Technology*, vol. 39, pp.303-326, 1990b.

LAGACE, P. A. Notch Sensitivity and Stacking Sequence of Laminated Composites, *Composite Materials: Testing and Design, ASTM STP 893*, pp. 161-176, 1986.

MAR, J. W. & LIN, K. Y. Fracture Mechanics Correlation for Tensile Failure of Filamentary Composites with Holes, *J. of Aircraft*, vol. 14, pp.703-704, 1977.

SORIANO, E. A. & ALMEIDA, S. F. M. "Fracture Criterion for Notched Carbon Cloth/ Epoxy Laminates, *Proceedings of the Ninth International Conference on Composite Materials (ICCM/9)*, pp. 913-918, Madrid, 1993.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB947

TÉCNICAS DE FABRICAÇÃO PARA LAMINADOS COM BORDAS MOLDADAS RESISTENTES À DELAMINAÇÃO / *DELAMINATION RESISTANT MANUFACTURING TECHNIQUES FOR LAMINATES WITH MOLDED EDGES*

GERALDO M. CÂNDIDO, SÉRGIO FRASCINO M. DE ALMEIDA & FABIANO MAZZA
Divisão de Engª Mecânica-Aeronáutica - Instituto Tecnológico de Aeronáutica
12228-900 São José dos Campos - SP Brasil E-mail: frascino@mec.ita.cta.br

Abstract

The strength of composite laminates may be reduced because of delaminations emanating from the free edges. The laminate strength depends on the stacking sequence and the finishing of the free edges. The use of laminates with molded edges leads to a gain in productivity but may have adverse effects on the strength. In this work, fabrication procedures are proposed to reinforce the molded edges producing laminates with high edge delamination strength.

Keywords

Composites, manufacturing, free edge, tensile strength

1. INTRODUÇÃO

A delaminação de borda livre é um tipo de dano em compósitos laminados que pode ser introduzido durante o processo de fabricação ou em condições de serviço. O início e crescimento da delaminação de borda livre causa a degradação da resistência do compósito podendo levar a estrutura à falha catastrófica. A ocorrência desse tipo de falha é atribuída à existência de tensões interlaminares na vizinhança da borda livre, combinada com a baixa tenacidade à fratura interlaminar dos compósitos laminados.

As tensões interlaminares são causadas pela diferença da razão de Poisson e coeficiente de dilatação térmica entre as camadas (Herakovich, 1981). Essa diferença nas propriedades de engenharia entre as camadas causa o desenvolvimento de um estado tridimensional de tensões na vizinhança das bordas livres. Na prática, as estruturas fabricadas de materiais compósitos consistem de laminados com muitas camadas, principalmente de tecido, o que torna inviável o cálculo das tensões interlaminares. Dessa forma, os estudos experimentais são imprescindíveis para a análise do problema.

Os principais fatores que afetam a delaminação de borda livre são as orientações das fibras, a seqüência de empilhamento das camadas e a espessura das camadas. Os métodos propostos para aumentar a resistência à delaminação são baseados ou em técnicas de redução das tensões interlaminares ou em técnicas que aumentam a resistência do laminado à cargas fora do plano.

A seqüência de empilhamento das camadas pode ser otimizada para minimizar as tensões interlaminares. Esse método tem a vantagem de não afetar o peso, custo e as propriedades no plano do laminado, mas exige o cálculo das tensões interlaminares e não é efetivo para o caso de laminados sujeito a cargas reversas. Outra forma de reduzir as tensões interlaminares é terminar as camadas críticas a uma certa distância da borda livre. Nesse caso, pode-se evitar uma variação brusca da razão de Poisson entre duas camadas adjacentes (Chan, 1991). Da mesma forma, o uso de camadas de filme adesivo nas interfaces críticas suaviza a defasagem das propriedades mecânicas entre as camadas causando a redução das tensões podendo melhorar a resistência estática e à fadiga do laminado (Sun e Kelly, 1988).

A tenacidade à fratura na vizinhança da borda livre pode ser melhorada pela costura, entrelaçamento ou utilização de capa na borda livre. A costura pode impedir a delaminação mas pode causar efeitos adversos sobre a resistência e vida em fadiga do laminado (Chan, 1991). O entrelaçamento proporciona um reforço de fibra na direção fora do plano o que resulta em um grande aumento da resistência interlaminar. Outra alternativa é a utilização de uma capa de reforço em forma de "U" ao longo da borda livre (Chan, 1991). O uso dessas técnicas pode ser limitado por problemas de fabricação. Além disso, elas causam um aumento no custo da estrutura devido à complexidade do processo de fabricação e da técnica de inspeção requerida.

Almeida e Cândido (1993) estudaram um processo de fabricação para produzir laminados com bordas livres moldadas eliminando a necessidade de recorte e acabamento da borda com grande ganho de produtividade. Contudo, verificou-se que para certas seqüências de empilhamento das camadas, esse tipo de acabamento de borda pode ter um efeito adverso na resistência do laminado devido à formação de bolsas de resina pura e vazios na região da borda livre, afetando a distribuição das tensões interlaminares e a resistência a esses esforços.

Neste trabalho, propõe-se alterações no processo de fabricação de laminados com bordas livres moldadas visando obter laminados com maior resistência à delaminação.

2. ACABAMENTO DA BORDA LIVRE

O acabamento da borda livre é uma operação que completa o processo de fabricação de compósitos por laminação a vácuo e cura em autoclave. O acabamento com bordas livres moldadas é uma técnica que consiste no empilhamento das camadas sobre um molde com contornos fechados nas dimensões exatas do laminado, prescindindo o acabamento final com conseqüente ganho de produtividade e redução do custo de fabricação. Contudo, se a construção do laminado não for adequada, o compósito pode ter uma redução na sua resistência à tração (Almeida e Cândido, 1993). Isso ocorre porque, durante a cura na autoclave, as fibras e resina em estado de gel se movimentam em direção às bordas do molde sob a ação da pressão externa. Dependendo da seqüência de empilhamento das camadas, podem-se formar regiões ricas em resina na vizinhança da borda livre, afetando a magnitude das tensões interlaminares e a tenacidade do laminado no local. Dessa forma, a resistência do laminado pode decrescer, como foi experimentalmente observado. Concluiu-se que o arranjo resultante de fibras e resina nas bordas livres é determinante para a resistência do laminado.

Sendo assim, novas alternativas para produzir laminados com bordas livres moldadas com maior resistência à delaminação foram pesquisadas. As modificações foram introduzidas no processo de fabricação para evitar a formação de regiões de resina pura e vazios na borda livre. São técnicas que visam aumentar a densidade de fibras longitudinais na vizinhança da borda livre dos laminados. Estas são: reforços laterais de fibras a 0° (reforço Tipo A), figura1, e reforço de fibras a 0° entre camadas críticas (reforço Tipo B), figura 2, na vizinhança da borda livre.

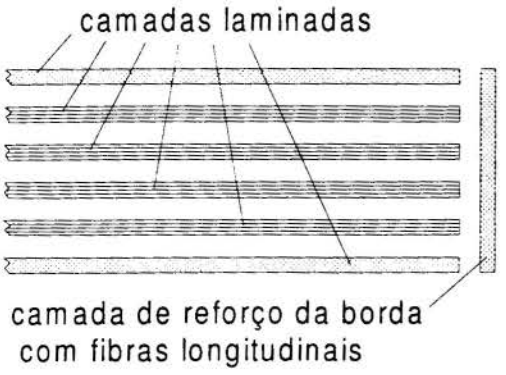


Figura 1. Esquema de borda livre moldada com reforço Tipo A

Figura 2. Esquema de borda livre moldada com reforço Tipo B

O reforço é do Tipo A ou do Tipo B. O reforço Tipo A utiliza duas fitas unidirecionais de fibras a 0° posicionadas nas laterais do laminado ao longo de todo seu comprimento. No reforço Tipo B, uma fita de apenas 2,0 mm de largura de fibras a 0° foi laminada entre as camadas a 90° junto a borda livre do laminado ao longo de todo seu comprimento, com a intenção de promover a movimentação das fibras durante a cura.

Essas alternativas são simples e buscam minimizar a severidade do efeito de borda livre em laminados com bordas livres moldadas, sem penalizar o peso e o custo da estrutura em material compósito.

3. FABRICAÇÃO DOS CORPOS DE PROVA

Foram fabricadas cinco diferentes famílias de laminados de fibras de carbono de alta resistência, pré-impregnadas com resina epóxi de alta resiliência e resistência ao impacto na forma de fita unidirecional contínua e tecido bidirecional *eight harness satin weave* fornecidos pela *HEXCEL Composites*. Para minimizar a dispersão, todos os corpos de prova foram produzidos com material retirado do mesmo lote. Foram fabricadas e ensaiadas famílias de laminados de fita unidirecional com orientações $[90/90/0]_s$, $[90/0/90]_s$ e $[0/90/90]_s$ e famílias de laminados combinando camadas de fita unidirecional com tecido bidirecional segundo as orientações $[(0,90)/90]_s$ e $[90/(0,90)]_s$. Cada família foi produzida usando os seguintes tipos de acabamento de borda: (1) borda livre retificada, (2) borda livre moldada sem reforço, (3) borda livre moldada com reforço Tipo A e (4) borda livre moldada com reforço Tipo B. As famílias dos laminados testados foram escolhidas de modo que todas fossem aproximadamente equivalentes em termos das propriedades mecânicas no plano (Jones, 1975).

Os corpos de prova foram fabricados em moldes metálicos especialmente desenvolvidos. As camadas de pré-impregnados foram cortadas com uma largura levemente menor do que o valor nominal para melhor acomodação do material no molde e expansão térmica durante a cura. Todos corpos de prova foram curados em autoclave a 181°C com 0,69 MPa de pressão. Após a cura, foram obtidos seis corpos de prova de cada tipo com dimensões nominais de 350 mm de comprimento por 50 mm de largura com a espessura dependendo do número de camadas do laminado. A seção de teste possui 200 mm de comprimento e os *tabs* de fixação nas garras da máquina são de 75 mm com chanfro de 30°em uma das extremidades. Todas as irregularidades superficiais foram removidas suavemente com uma lixa fina.

A qualidade dos laminados quanto a nível de porosidades e delaminações, foi avaliada pelo processo de inspeção por ultra-som utilizando a técnica de pulso eco.

4. RESULTADOS DOS ENSAIOS

A importância do efeito de borda livre para os tipos de acabamentos considerados neste trabalho, foi caracterizado pela avaliação do efeito da seqüência de empilhamento das camadas na resistência à tração dos laminados. Todos os corpos de prova foram ensaiados em uma máquina de ensaio Instron modelo 4206, com capacidade de aplicar cargas de até 150 KN. Os testes foram realizados a temperatura ambiente com velocidade de deslocamento das garras padronizada em 1,0 mm/min.

A média da carga de fratura de cada família de laminados, para cada um dos quatro tipos de acabamentos da borda livre é apresentada na figura 3, sendo que o maior e o menor valor medido de cada família foi incluído para caracterizar a dispersão dos dados.

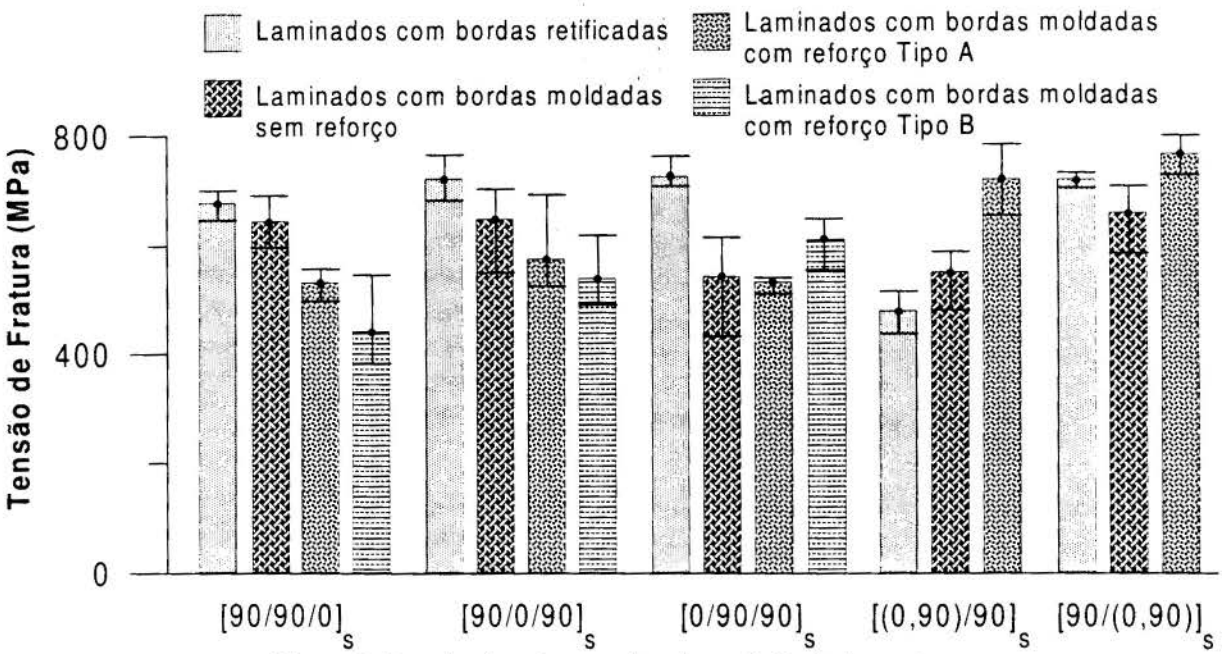


Figura 3. Resultados dos ensaios de resistência à tração

As microestruturas dos laminados foram analisadas após os ensaios de tração para observar o arranjo das fibras e matriz na região próxima à borda livre. A figura 4 mostra uma micrografia típica da seção transversal de um corpo de prova com bordas livres retificadas na região da borda livre. O laminado é do tipo $[0/90/90]_s$ com aumento de 100x. Observa-se que um excelente acabamento da superfície da borda livre é obtido em retífica, bastante superior ao que se consegue obter com ferramentas de corte usadas em escala de produção.

As figuras 5 e 6 mostram micrografias típicas da seção transversal dos laminados de fita unidirecional com bordas livres moldadas sem reforço. Nesse tipo de acabamento, as fibras longitudinais se movimentam lateralmente em direção às bordas livres sob a ação da pressão externa, que é aplicada durante o processo de cura na autoclave. Como conseqüência, uma pequena região rica em resina reforçada somente pelas fibras longitudinais pode ser formada próxima das bordas livres moldadas. Essa região típica se distribui por aproximadamente 0,3 mm a partir da borda.

Pode-se observar que para o laminado $[90/0/90]_s$, mostrado na figura 5, as fibras longitudinais se movem a partir das camadas internas para fora formando uma região razoavelmente homogênea de resina reforçada por f ibras a 0°. Por outro lado, a figura 6 mostra que, para o laminado $[0/90/90]_s$, as fibras tem tendência de se movimentar a partir da

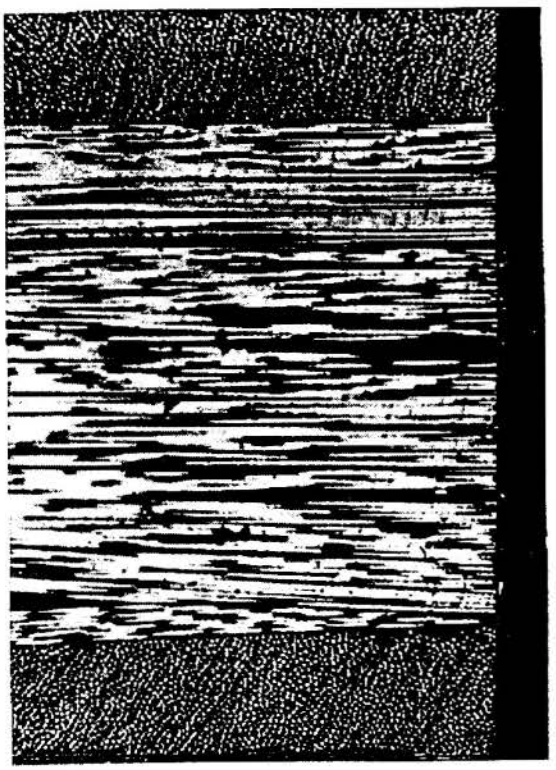


Figura 4. Micrografia do laminado $[0/90/90]_s$ com bordas livres retificadas (100x)

Figura 5. Micrografia do laminado $[90/0/90]_s$ com bordas livres moldadas sem reforço (100x)

camada externa para as internas. Porém, esse movimento é praticamente impedido pelo fluxo do excesso de resina que ocorre a partir das camadas internas, formando uma região de resina pura relativamente grande na vizinhança da borda livre. Portanto, o arranjo de fibras e resina na vizinhança da borda livre é dependente da seqüência de empilhamento das camadas.

A análise da microestrutura dos laminados de fita unidirecional combinada com tecido leva a conclusões semelhantes. O laminado $[(0,90)/90]_s$ possui as bordas livres moldadas formadas por resina reforçada por fibras longitudinais enquanto que o laminado $[90/(0,90)]_s$, que possui as fibras longitudinais nas camadas interiores, apresenta uma bolsa de resina pura na região da borda.

Comparando as micrografias dos laminados com bordas livres moldadas com as tensões de fratura correspondentes na figura 3, pode ser observado que existe uma forte correlação entre a existência da bolsa de resina na região da borda e um decréscimo na resistência do laminado.

As bolsas de resina que apareceram nos laminados $[0/90/90]_s$ e $[(0,90)/90]_s$ foram eliminadas por meio das técnicas propostas que aumentaram a densidade de fibras longitudinais na região da borda livre. As figuras 7 e 8 mostram o arranjo de fibras e resina na região da borda livre para os laminados com bordas livres moldadas com reforços Tipo A e B respectivamente. Observa-se a região da borda totalmente rica em fibras longitudinais sem bolsas de resina, o que contribui para o aumento da resistência à tração desse tipo de laminado como pode ser observado na figura 3. A figura 8 mostra que o uso do reforço Tipo B, torna o laminado ligeiramente mais espesso próximo à borda.

A técnica alternativa de acabamento de borda livre moldada Tipo A foi testada em todas as famílias de laminados. A técnica Tipo B foi testada apenas para os laminados de fita unidirecional já que a técnica A atendeu aos requisitos para as famílias com tecidos bidirecionais.

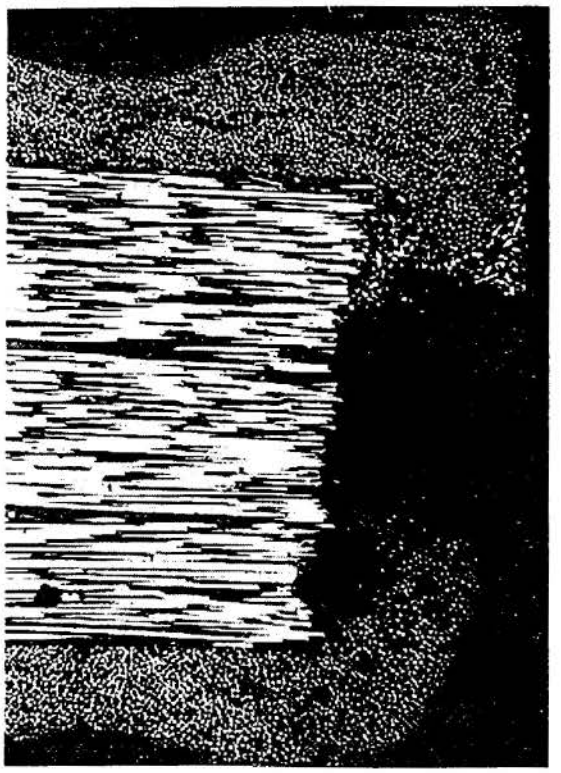


Figura 6. Micrografia do laminado $[0/90/90]_s$ com bordas livres moldadas sem reforço (100x)

5. DISCUSSÕES E CONCLUSÕES

As tensões de fratura medidas no ensaio de tração para os laminados $[90/90/0]_s$, $[90/0/90]_s$ e $[0/90/90]_s$ com bordas livres retificadas são praticamente iguais. Portanto, o efeito da seqüência de empilhamento das camadas não é observado nos laminados fabricados com fita unidirecional. Por outro lado, ao contrário do que era esperado, os laminados com bordas livres retificadas combinando fita unidirecional com tecido bidirecional se mostraram muito sensíveis ao efeito da seqüência de empilhamento das camadas. A figura 3 indica que o laminado $[90/(0,90)]_s$ em média é 50% mais resistente que o laminado $[(0,90)/90]_s$.

A resistência dos laminados com bordas livres moldadas sem reforço é, em geral, inferior a dos laminados com bordas livres retificadas. Também se observa o efeito do empilhamento das camadas: a família $[0/90/90]_s$ tem resistência em média 16% inferior a das famílias $[90/0/90]_s$ e $[90/90/0]_s$. Isto é causado pela formação da bolsa de resina pura, conforme mostrado na figura 6.

Para os laminados com tecido bidirecional, foi observado que a família $[(0,90)/90]_s$, que possui fibras longitudinais nas camadas mais externas, também apresentou a formação de bolsa de resina pura. A resistência à tração dessa família é em média 13% mais baixa que a da família $[90/(0,90)]_s$ o que permite afirmar que existe uma correlação entre a presença da bolsa de resina pura e uma redução na resistência à tração do laminado.

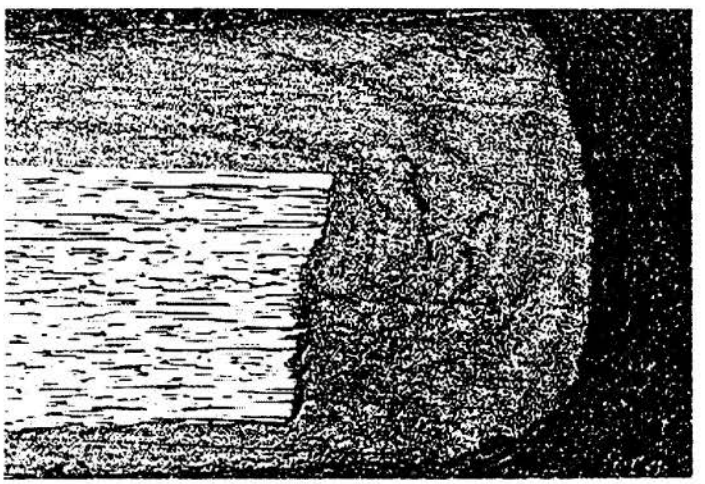


Figura 7. Micrografia do laminado $[0/90/90]_s$ com bordas livres moldadas com reforço Tipo A (50x)

Eliminando-se a bolsa de resina na borda do laminado com as técnicas de fabricação propostas, a densidade de fibras longitudinais e a resistência dos laminados podem aumentar significativamente. Para a família $[0/90/90]_s$, o reforço Tipo B causa um aumento significativo na resistência do laminado enquanto que o

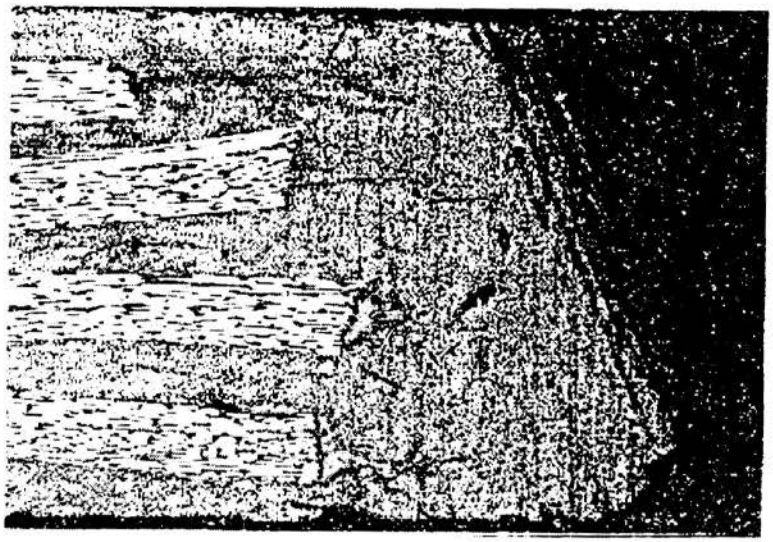


Figura 8. Micrografia do laminado $[0/90/90]_s$ com bordas livres moldadas com reforço Tipo B (50x)

reforço Tipo A é pouco efetivo.

As famílias $[90/90/0]_s$ e $[90/0/90]_s$ não apresentam bolsas de resina pura. Nesse caso, o uso das técnicas propostas não se justifica.

Por outro lado, no caso das famílias que envolvem camadas de tecido, o reforço Tipo A é extremamante efetivo. A sua utilização implica em um aumento da resistência da ordem de 25% em relação aos laminados com bordas livres retificadas para as famílias $[(0,90)/90]_s$ e $[90/(0,90)]_s$. Isso demonstra que as técnicas propostas para reforço da borda livre moldada são bastante efetivas pois combinam a alta produtividade fornecida pela borda livre moldada com alta resistência mecânica.

A dispersão dos dados nas medidas de fratura indica se o processo de fabricação é consistente. Além disso, ela tem um papel crítico na definição dos valores de resistência de projeto para uma peça a ser produzida por tal processo. A dispersão dos dados é menor na maioria dos casos para os laminados com bordas livres retificadas do que para os laminados com bordas livres moldadas. Se considerarmos que cada corpo de prova com bordas livres moldadas foi laminado e curado independentemente, pode-se afirmar que a dispersão dos dados para os laminados com bordas livres moldadas é aceitável para as aplicações aeroespaciais. Além disso, a resistência à tração dos laminados projetados corretamente, evitando-se a formação de bolsas de resina, é próxima à resistência dos laminados com bordas livres retificadas.

Os resultados deste trabalho indicam que o uso de laminados com bordas livres moldadas é uma alternativa promissora na produção em escala industrial de laminados de compósitos avançados. A eventual perda de resistência para alguns tipos de laminados é compensada pela alta produtividade permitida pelo processo, obtida pela eliminação das operações de corte e acabamento, melhor qualidade das bordas livres e economia de material, contribuindo para a redução dos custos de fabricação.

6. REFERÊNCIAS

ALMEIDA, S. F. M. & CÂNDIDO, G. M. Effect of the free edge finishing on the strenght of composite carbon/epoxy laminates, *Composite Structures*, Vol. 25, pp. 287-293, 1993.

CHAN, W. S. Design approaches for edge delamination resistance in laminated composites, *J. of Composite Technology and Research*, Vol. 14, pp 91-96, 1991.

HERAKOVICH, C. T. On the relationship between engineering properties and delamination of composite materials, *Journal of Composite Materials*, Vol. 15, pp. 336-348, 1981.

JONES, R. M., *Mechanics of Composite Materials*, Mc Graw Hill, New York, 1975.

SUN, C. T. & KELLY, S. R. Failure in composite angle structures; Part II: onset of delamination, *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, Vol. 5, pp 233-244, 1988.

7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a EMBRAER pela fabricação dos corpos de prova e a Divisão de Materiais do IAE/CTA pela realização dos ensaios. O primeiro autor agradece o apoio financeiro recebido da FAPESP.

Tema 75

Membranas Placas e Cascas

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB172

FREE VIBRATION STUDIES IN CLAMPED PLATES AND SHELLS USING FINITE ELEMENTS

ANDRÉ R. G. DE OLIVIERA & MAHER NASR BISMARCK-NASR
Instituto Tecnológico de Aeronáutica – Divisão de Engenharia de Aeronáutica
12228-900 – São José dos Campos, SP,Brasil

Abstract

The present work deals with a parametric study of free vibration analysis of clamped plates and shells using various finite element models. The different element formulations used are compared in terms of convergence, accuracy, ease of implementation and computational efficiencies. The results obtained are compared with other analytical formulations and experimental findings.

Keywords

Plates and Shells, Dynamics, Free vibrations, Finite Element Method.

1. INTRODUCTION

Plates and shells are extensively used, as structural elements in rockets, aircrafts and re-entry vehicles. Thus a knowledge of their structural dynamic behavior is required. The theoretical prediction of the dynamic behavior of structures and structural components, except for very simple configurations and boundary conditions, completely relies on numerical methods, and nowadays the most reliable and efficient method for such prediction is the finite element method. The finite element method is a numerical analysis technique for obtaining approximate solutions of boundary value problems. The method started in engineering applications as an intuitive idea of extending the method of matrix analysis of structures to the problems of elastic continuum, in the pioneer works of Turner, Clough, Martin and Topp (1956), Clough (1960) and Argyris and his collaborators (1958) and (1965). Further, the method bears its mathematical foundations in the pioneering work of Courant (1943) who gave a mathematical bases of the method, describing it as an application of the Rayleigh-Ritz method for subregions of the domain. Nowadays, there exists in the aplied mechanics literature more than 600 publications on the finite element method and its applications in engineering sciences. Several text-books exist where special interest on the dynamic behavior of plates and shells using the finite element formulation, are availables, among these one can cite, Zienkiewicz (1967, 1971 and 1977), Desai and Abel (1972), Cook (1974), Huebner (1975) and Bismarck-Nasr (1993). Starting from the seventies and subsequently, numerous general purpose finite element programs for the application of the method in structural mechanics appeared. Among these, to cite few, one can mention Nastran, Cosmos and Ansys. These general purpose computer programmes are nowadays extensively used in structural dynamic analyses. All these general purpose computer programmes work exclusively using the total potential energy principle as a variational formulation and the physical displacements and rotations as nodal degrees of freedom. This formulation, while preserving a certain generality and efficiency, does not achieve the continuity and convergence criterias of the finite element method for the problem of plates and

shells. Alternatively, simple stand alone finite element programs can be written using other variational formulations, where such continuity and convergence criterias are conserved. For the problem of plates and shells, a formulation using a two field variable modified functional with the transverse displacement w, and Airy stress function F, as the field variables of the problem was presented by Bismarck-Nasr (1993-c), for the problem of free vibration analysis of isotropic cylindrically curved shallow shells. The Euler-Lagrange equations governing the problem and the boundary conditions were obtained. It was shown that the boundary conditions on F are as simple and direct to apply as on w. Bismarck-Nasr (1993-b) and (1994), extented then the application to the buckling analysis of isotropic cylindrically curved plates, and in (1993-d), to the supersonic flutter of cylindrically curved isotropic panels. Further, in (1995-a), Bismarck-Nasr, treats the problem of stability of cantilever cylindrically curved isotropic panels subjected to nonconservative tangential follower forces distributed over the area of the panel and a distributed follower at the free end of the panel using a two field variational formulation. Free vibration analysis of laminated doubly curved shallow shells using a two field variational formulation, were presented, by Bismarck-Nasr and Silva (1995-b).

The purpose of the present work is to present a parametric study of free vibration analysis of clamped plates and shells using various finite element models. The different element formulations used are compared in terms of convergence, accuracy, ease of implementation and computational efficiencies. The results obtained are compared with other analytical formulations and experimental findings.

2. PROBLEM FORMULATION

The theoretical formulation of the problem of plates and shells using the total potential energy variational principle is extensively treated in the literature and can be found for instance in Zienkiewicz (1967, 1971 and 1977), Desai and Abel (1972), Cook (1974), Huebner (1975) and Bismarck-Nasr (1993), and will not be repeated here due to space limitations. As general purpose finite element program using this formulation the Nastran program is used in the present paper. Other general purpose finite element programs use the same principle and the same elements and therefore will produce the same results. The elements used in the present paper are the flat triangle nine degrees of freedom element with the displacements and rotations as nodal degrees of freedom at the vertices of the triangle, and the flat quadrilateral element with twelve degrees of freedom, again taking the displacements and rotations as nodal degrees of freedom at the vertices of the quadrilateral element. In the sequel these elements will be denoted T-9 and R-12 respectively. These elements do not achieve the C^1 continuity requirements of the finite element method. For the alternative solution the element proposed by Bismarck-Nasr (1991 to 1995) using a two field variable modified functional with the transverse displacement w, and Airy stress function F, as the field variables is used. In the sequel this element will be denoted R-16. This element preserves the C^1 continuity requirements of the finite element method. The theoretical formulation of this element has previously been given and therefore due to space limitations will not be repeated here.

3. NUMERICAL RESULTS AND DISCUSSIONS

In this section several examples are presented for the free vibration problem of clamped plates and shells and are compared with other analytical formulations and experimental findings. The first case

treated is for free vibration of flat clamped plates. The results obtained are shown in Table 1, and are compared with an analytical series solution using 50 terms in the series and reported by Leissa (1969).

Table 1 Double Symmetric Natural frequencies of clamped square plates in Hz; $a = b = 0.782$ m., $h = 0.0005$ m, $E = 2.07 \times 10^{11}$ N/m^2, • = 0.30 and • = 7.8×10^3 kg/m^3.

	Natural frequencies in Hz;								
Number of element	4x4	4x4	4x4	8x8	8x8	8x8	16x16	16x16	
Type of element	T-9	R-12	R-16	T-9	R-12	R-16	T-9	R-12	Analytical
D.O.F.	27	27	36	147	147	196	675	675	series 50 terms
m,n									
1,1	4.55	4.41	4.52	4.48	4.37	4.46	4.47	4.43	4.46
2,2	14.75	14.19	13.73	13.55	12.85	13.32	13.46	13.15	13.32
3,3	23.66	-	28.51	27.61	25.41	27.29	27.43	26.34	27.20
4,4	-	-	49.65	46.15	41.98	46.00	46.31	43.75	45.98

m, n are the number of half sine waves in the *x* and the *y* directions respectively.

From these results the following can be concluded. The R-16 element converges to the exact solution, since the analytical series solution can be considered as exact. The convergence for this element follows the criterias of convergence of the finite element method, the convergence is monotonic and is from above for the frequencies as expected. Further rapid convergence is observed using few elements. The incompatible elements, i.e., the T-9 and R-12 elements, while the numerical results shows that they converge, this convergence is slow and may oscillate and can converge to a value which is not the problem exact solution. In the sequel, the results of rectangular plates with aspect ratio 2 and 4 are presented in tables 2 and 3 respectively.

Table 2 First Natural frequencies with a single half wave in the *y* direction of clamped plates in Hz; $a/b = 2$, $a = 0.782$ m., $h = 0.0005$ m, $E = 2.07 \times 10^{11}$ N/m^2, • = 0.30 and • = 7.8×10^3 kg/m^3.

	Natural frequencies in Hz;							
Number of element	4x4	4x4	4x4	8x8	8x8	16x16	16x16	
Type of element	T-9	R-12	R-16	T-9	R-12	T-9	R-12	Analytical
D.O.F.	27	27	36	147	147	675	675	Galerkin method
m,n								
1,1	12.68	11.99	12.35	12.38	12.11	12.33	12.25	12.32
2,1	16.24	15.98	16.05	16.02	15.34	15.96	15.71	15.96
3,1	20.63	32.67	22.85	22.47	21.91	22.44	22.02	22.45
4,1	33.50	35.94	32.40	31.66	31.71	31.74	31.24	31.76

m,n are the number of half sine waves in the *x* and the *y* directions respectively.

Table 3 First Natural frequencies with a single half wave in the y direction of clamped plates in Hz; $a/b = 4$, $a = 0.782$ m., $h = 0.0005$ m, $E = 2.07 \times 10^{11}$ N/m^2, • = 0.30 and • = 7.8x10^3 kg/m^3.

	Natural frequencies in Hz;							
Number of element	8x2	8x2	4x4	8x4	8x4	16x8	16x8	
Type of element	T-9	R-12	R-16	T-9	R-12	T-9	R-12	Analytical
D.O.F.	21	21	36	63	63	315	315	Galerkin
m,n								method
1,1	45.71	47.99	45.81	46.90	45.40	45.91	45.53	45.74
2,1	47.24	66.93	48.59	49.86	47.10	48.67	47.65	48.44
3,1	51.19	88.54	53.77	54.97	49.80	53.59	51.63	53.32
4,1	58.52	109.7	63.42	62.20	55.70	60.97	58.02	60.72

m,n are the number of half sine waves in the x and the y directions respectively.

The Galerkin solutions in tables 2 and 3 are reported by Leissa (1969), and are approximate solutions that converge in the same manner as the compatible finite elements. The same conclusions of table 1 apply to tables 2 and 3.

The next example presented is a clamped cylindrically curved panel with rectangular planform. The results obtained for this case are given in Table 4. The analytical results of this table are due to Sewall (1967) and is a Rayleigh-Ritz solution that converge in the same manner as the compatible finite elements. The experimental findings of this table are reported by Sewall (1967) where the boundary conditions are somewhat between simply supported and clamped. The results of table 4 are for a single half wave in the y direction.

Table 4 First Natural frequencies with a single half wave in the y direction of clamped cylindrically curved panels in Hz; $a = 0.2794$ m, $b = 0.2286$ m., $h = 0.00071$ m, $R = 0.243$ m and material aluminum 2024 T-3.

	Natural frequencies in Hz;						
Number of element	4x4	8x8	8x8	16x16	16x16		
Type of element	R-16	T-9	R-12	T-9	R-12	Analytical	Experimental
D.O.F.	36	147	147	675	675	Rayleigh-Ritz	
m,n						method	
1,1	317.7	308.6	301.9	306.4	304.2	317.1	250
2,1	357.1	364.7	343.1	359.7	352.9	357.9	299
3,1	470.1	465.1	430.4	456.4	440.1	441.7	532
4,1	651.9	619.8	587.1	606.6	589.1	589.6	640

m,n are the number of half sine waves in the x and the y directions respectively.

The next example presented is a clamped spherically curved panel with rectangular planform. The results obtained for this case are given in Table 5. The analytical results of this table are due to Lock et al. (1968) and is a Rayleigh-Ritz solution that converge in the same manner as the compatible finite elements. The results of table 5 are for a single half wave in the y direction.

Table 5 First Natural frequencies with a single half wave in the y direction of clamped spherically curved panels in Hz; $a = 2.13$ in, $b = 6.0$ in, $h = 0.125$ in, $R = 18.5$ in and material steel.

	Natural frequencies in Hz;		
Number of element	12x6	12x6	
Type of element	T-9	R-12	Analytical
D.O.F.	183	183	Rayleigh-Ritz
m,n			method
1,1	190.5	181.4	179.8
2,1	-	194.7	194.8
3,1	234.9	232.2	234.9

m,n are the number of half sine waves in the x and the y directions respectively.

4. CONCLUSIONS

A parametric study of free vibration analysis of clamped plates and shells using various finite element models has been presented. The different element formulations used have been compared in terms of convergence, accuracy, ease of implementation and computational efficiencies. The results obtained have been compared with other analytical formulations and experimental findings.

ACKNOWLEDGMENTS

The first author acknowledges CAPES grant conceded to him for his M.Sc. Degree preparation. Grant 300954/91-3 of CNPq (Brazil) conceded to the 2nd author during the preparation of this work is gratefully acknowledged.

5. REFERENCES

J.H. ARGYRIS, On the analysis of complex elastic structures, *Appl. Mech. Rev.*, Vol. 11, pp. 331-338, 1958.

J.H. ARGYRIS, Continua and discontinua, Proc. of the 1th Conf. Matrix Struct. Mech., AFFDL - TR - 66-80, pp. 11-189, 1965.

BISMARCK-NASR, M.N., On the sixteen degree of freedom rectangular plate element, *International Journal of Computers ans Structures,* Vol.40, No. 4, pp. 1059-1060, 1991.

BISMARCK-NASR, M.N., *Finite Elements in Applied Mechanics,* Abaeté Gráfica, São Paulo, 1993-a.

BISMARCK-NASR, M.N., Analysis of Cylindrically Curved Panels Based on a Two Field Variable Variational Principle, *Applied Mechanics Reviews,* Vol. 46, No. 11, Part 2, pp. 571-578, 1993-b.

BISMARCK-NASR, M.N., On Vibration of Thin Cylindrically Curved Panels, *Proc. Third Pan American Congress of Applied Mechanics, PACAM III,* São Paulo, pp. 696-699, 1993-c.

BISMARCK-NASR, M.N., Supersonic Panel Flutter Analysis of Shallow Shells, *AIAA Journal,* Vol. 31, No. 7, pp. 1349-1351, 1993-d.

BISMARCK-NASR, M.N., Buckling Analysis of Cylindrically Curved Panels Based on a Two Field Variable Variational Principle, *International Journal Computers and Structures,* Vol. 51, No. 4, pp. 453-457, 1994.

BISMARCK-NASR, M.N., Dynamic Stability of Shallow Shells Subjected to Follower Forces, *AIAA Journal,* Vol. 33, No. 2, pp. 355-360, 1995-a.

BISMARCK-NASR, M.N., and SILVA D.A.H., Vibration of Laminated Doubly Curved Shallow Shells, *Proc. Fourth Pan American Congress of Applied Mechanics, PACAM IV,* Buenes Aires, pp. 337-342, 1995-b.

CARSON, W.G., & NEWTON, R.E., Plate Buckling Analysis Using a Fully Compatible Finite Element, *AIAA J.,* Vol. 7, No. 3, pp. 527-529, 1969.

R.W. CLOUGH, The finite element method in plane stress analysis, Proc. 2nd ASCE conf. on electonic comp., Pittsburgh, PA, Sept., 8-9, 1960.

COOK, R.D., *Concepts and applications of finite element analysis,* John Wiley and Sons, 1974.

R. COURANT, Variational methods for the solutions of problem of equilibrium and vibrations, *Bull. Amer. Math. Soc.,* vol. 49, pp. 1-23, 1943.

C.S. DESAI and J.F. ABEL, *Introduction to the finite element method* ,Van-Nostrand Reinhold, 1972.

K.H. HUEBNER, *The finite element method for engineers,* John Wiley,1975.

A.W. LEISSA, *Vibration of plates,* NASA SP-160, 1969.

M.H. LOCK, J.S.WHITTIER & H.A. MALCOM, Transverse vibrations of shallow spherical dome, *Journal of Applied Mechanics,* Vol. 35, Nº 2, pp. 402-403, 1968.

J.L. SEWALL, *Vibration analysis of cylindrically curved panels with simply supported or clamped edges and comparison with some experiments,* NASA TND-3791, 1967.

M.J. TURNER, R.W., CLOUGH, H.C. MARTIN and L.C. TOPP, Stiffness and deflection analysis of complex structures, *J. Aero/Sci.,* Vol. 23,No. 9, pp. 805-824, 1956.

O.C. ZIENKIEWICZ, *The finite element method in structural and continuum mechanics,* McGraw-Hill, 1967; *The finite element method in engineering sciences,* McGraw-Hill, 1971; *The finite element method* , McGraw-Hill,1977.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB173

FINITE ELEMENT BUCKLING ANALYSIS OF DOUBLY CURVED SHALLOW SHELLS

JULIANO CASARIN OZORES & MAHER NASR BISMARCK-NASR
Instituto Tecnológico de Aeronáutica – Divisão de Engenharia Aeronáutica
12228-900 – São José dos Campo, SP, Brasil

Abstract

The present work deals with linear elastic stability analysis of doubly curved isotropic shallow shells. The shell analysis uses a two-field variable variational principle with the transverse displacement and Airy stress function as field variables. A finite element formulation that preserves C^1 continuity is used for the solution of the problem. Several numerical results are presented and the results obtained are discussed and are compared with previous solutions whenever available.

Keywords

Plates and Shells, Buckling, Linear Elastic Stability, Finite Element Method.

1. INTRODUCTION

Gallagher and Padlog (1963) and, Kapur and Hartz (1966) were first to introduce the concept of the geometric matrix in finite element analysis. Since then the application of the finite element techniques to linear and nonlinear buckling problems was extremily rapid. To cite few references, one can mention, the earlier works of Carson and Newton (1969) and, Pifko and Isakson (1969). In all these references, the total potential energy functional was used as the base of the problem formulation. Several text-books exist where special interest on the elastic stability of plates and shells using the finite element formulation, are availables, among these one can cite, Cook (1974), Nath (1974), Gallagher (1975) and Bismarck-Nasr (1993). Alternatively, the problem can be formulated using a two field variable modified functional with the transverse displacement w, and Airy stress function F, as the field variables of the problem. Bismark-Nasr (1993-c), presented a formulation using the transverse displacement w, and Airy stress function F, as the field variables for the problem of free vibration analysis of isotropic cylindrically curved shallow shells. The Euler-Lagrange equations governing the problem and the boundary conditions were obtained. It was shown that the boundary conditions on F are as simple and direct to apply as on w. Bismarck-Nasr (1993-b) and (1994), extented then the application to the buckling analysis of isotropic cylindrically curved plates, and in (1993-d), to the supersonic flutter of cylindrically curved isotropic panels. Further, in (1995-a), Bismarck-Nasr, treats the problem of stability of cantilever cylindrically curved isotropic panels subjected to nonconservative tangential follower forces distributed over the area of the panel and a distributed follower at the free end of the panel using a two field variational formulation. Free vibration analysis of laminated doubly curved shallow shells using a two field variational formulation, were presented, by Bismarck-Nasr and Silva (1995-b).

The purpose of the present work is to present a two-field variable variational formulation, with w and F taken as the field variables, for the elastic stability analysis of doubly curved isotropic shallow shells. The solution of the problem is made using a C^1 continuity finite element method. It is shown that the computational effort, when the present formulation is used, is equivalent to the effort required for a flat plate solution. Numerical results are given and the results obtained are discussed and are compared with previous solutions, whenever available.

2. PROBLEM FORMULATION

Following the formulation, given by Bismarck-Nasr (1993-b) and (1994), and including the effect of the curvature of the shell in the transverse direction, the variational equation of an isotropic doubly curved shallow shells, considering the effect of the work done by an initial inplane prestress load, N_x^0 ,N_y^0 ,and N_{xy}^0 , can be written as,

$$\delta(\Pi^*) = -\delta \Big[\iint_A w\left\{\frac{F_{,xx}}{R_x} + \frac{F_{,yy}}{R_y}\right\} \mathrm{d}A$$

$$-\frac{D}{2}\iint_A \left[w^2_{,xx} + w^2_{,yy} + 2\nu w_{,xx} w_{,yy} - 2(1-\nu) w^2_{,xy} \right] dA$$

$$+\frac{1}{2Eh}\iint_A \left[F^2_{,xx} + F^2_{,yy} - 2\nu F_{,xx} F_{,yy} - 2(1+\nu) F^2_{,xy} \right] \mathrm{d}A$$

$$+\frac{1}{2}\iint_A \left[N_{xx}^0 w_{,x}^2 + N_{yy}^0 w_{,y}^2 + 2 N_{xy}^0 w_{,x} w_{,y} \right] dA \Big] = 0 \qquad (1)$$

where the functions subjected to variation are the transverse displacement w and the Airy stress function F, $D = Eh^3/12(1-\nu^2)$, E is Young's modulus, h is the shell thickness and ν is Poisson's ratio. The Airy stress function is defined as,

$$N_{xx} = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2}, \quad N_{yy} = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2}, \quad N_{xy} = -\frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} \qquad (2)$$

Performing the variational operation in Eq. (1), the Euler-Lagrange equations governing the problem are obtained and read,

$$D\nabla^4 w + \frac{1}{R_x} F_{,xx} + \frac{1}{R_y} F_{,yy} - N_{xx} w_{,xx} - N_{yy} w_{,yy} - 2 N_{xy} w_{,xy} = 0$$

$$\nabla^4 F - \frac{Eh}{R_x} w_{,xx} - \frac{Eh}{R_y} w_{,yy} = 0 \qquad (3)$$

and the boundary condition for an edge v = constant are given by: 1. Clamped edges $w = w_{,v} = 0$, and at a corner $F_{,\mu v} = 0$, 2. Free edges $F = F_{,v} = 0$, and at a corner $M_{,\mu v} = 0$, (i.e., $w_{,\mu v} = 0$), 3. Simply supported edges $w = 0$, and at a corner $F_{,\mu v} = 0$ and 4. Freely supported edges $w = F = 0$. A finite element method for the solution of the problem at hand can be performed using rectangular elements that preserve C^1 continuity, by writing for the functions w and F interpolation functions in term of the nodal parameter as,

$$z(x,y) = \sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2}[\, H_{0i}(x)H_{0j}(y)z_{ij} + H_{1i}(x)H_{0j}(y)z_{,x_{ij}}$$

$$+ H_{0i}(x)H_{1j}(y)z_{,y_{ij}} + H_{1i}(x)H_{1j}(y)z_{,xy_{ij}}\,] \tag{4}$$

where z stands for w or F, and H_{mn} are first order Hermitian polynomials. Using the standard finite element technique we obtain for each element a set of two equations cast in the form,

$$[k_{ww}]\{w\} + [k_{wF}]\{F\} + \left[\, N_{xx}[k_{G_{xx}}] + N_{yy}[k_{G_{yy}}] + N_{xy}[k_{G_{xy}}]\right]\{w\} = 0$$

$$[k_{Fw}]\{w\} + [k_{FF}]\{F\} = 0 \tag{5}$$

The element stiffness matrix $[k_{ww}]$, compatibility matrix $[k_{FF}]$ and the geometric matrices are the same as given by Bismarck-Nasr, (1993-b). The elements of the coupling matrix $[k_{wF}]$ read,

$$k_{wF_{ij}} = \frac{1}{R_y} S1_a(n_j,n_i)R2_b(m_i,m_j) + \frac{1}{R_x} S1_b(n_j,n_i)R2_a(m_i,m_j) \tag{6}$$

where the (4x4) matrices $S1_a$ and $R2_b$ are given in Bismarck-Nasr (1991). Using now the standard finite element assembly technique and applying the boundary conditions, we obtain for the whole structure the following two matrix equations,

$$[K_{ww}]\{w\} + [K_{wF}]\{F\} + \left[\, N_{xx}[K_{G_{xx}}] + N_{yy}[K_{G_{yy}}] + N_{xy}[K_{G_{xy}}]\right]\{w\} = 0$$

$$[K_{Fw}]\{w\} + [K_{FF}]\{F\} = 0 \tag{7}$$

We observe that the degree of freedom $\{F\}$can be eliminated using the compatibility equation of the system of equations, i.e., the second equation of the system (7), to obtain,

$$[K_{eq}]\{w\} + \left[\, N_{xx}[K_{G_{xx}}] + N_{yy}[K_{G_{yy}}] + N_{xy}[K_{G_{xy}}]\right]\{w\} = 0 \tag{8}$$

where,

$$[K_{eq}] = [K_{ww}] - [K_{wF}][K_{FF}]^{-1}[K_{Fw}] \tag{9}$$

Examination of eq. (9) reveals that the computational effort required for the solution of the stability problem when the present formulation is used is equivalent to that of a flat plate. Further, the inplane boundary conditions are applied on F , $F_{,x}$,$F_{,y}$ and $F_{,xy}$ and are all nodal degrees of freedom of the finite element model.

3. NUMERICAL RESULTS AND DISCUSSIONS

In this section two groups of calculations are presented. The first group refers to buckling analysis using the present formulation of shallow spherical cups with square planform. The boundary conditions assumed are freely supported. The analysis were performed for several radius of curvature, starting with $1/R = 0$, which corresponds to the flat plate case. The results of the analysis is given in table 1, and are nondimensionalized for the flat plate value, $N_{xx}{}^{0}{}_{cr} = 7369.31$. The present finite element results calculates this value as 7371.22, achieving thus an excellent agreement between the theoretical value and the finite element results. A mesh size of (4x4) elements has been used in the present results. The shell material properties used are given in table 1.

Table 1 Critical buckling loads, of freely supported square spherical shallow shells; $a = b = 100$ in., $h = 1$ in., $E = 21 \times 10^6$ psi, • = 0.25. The critical loads are nondimensionalized for the flat plate value, $N_{xx}{}^{0}{}_{cr} = 7369.31$.

$1/R_y$	$N_{xx}{}^{0}{}_{cr}$	$N_{xy}{}^{0}{}_{cr}$
	Critical buckling loads for spherical shells, $1/R_x = 1/R_y$	
0.000	1.000	2.355
0.001	2.288	3.764
0.002	5.984	5.433
0.005	9.161	10.651
0.010	17.692	19.570

The next series of calculations were performed for clamped paraboloidal shallow shells. The same material properties as in the first example are used, the radius of curvatures were taken as $1/R_x = 0.5$ $/R_x$. The results of table 2 are nondimensionalized for the flat plate value, $N_{xx}{}^{0}{}_{cr} = 18552.22$. The present finite element results calculates this value as 18776.16, achieving thus an excellent agreement between the theoretical value and the finite element results. A mesh size of (4x4) elements has been used in the present results.

Table 2 Critical buckling loads, of clamped paraboloidal square planform shallow shells; $a = b = 100$ in., $h = 1$ in., $E = 21 \times 10^6$ psi, $\nu = 0.25$. The critical loads are nondimensionalized for the flat plate value, $N_{xx\,cr}^{0} = 18552.22$.

Critical buckling loads for paraboloidal shells, $1/R_x = 0.5/R_y$				
$1/R_y$	$\underline{N}_{xx\,cr}^{0}$	$\underline{N}_{yy\,cr}^{0}$	$\underline{N}_{xy\,cr}^{0}$	$\underline{N}_{xx\,cr}^{0} = \underline{N}_{yy\,cr}^{0}$
0.000	1.012	1.012	1.494	0.529
0.001	1.288	1.402	1.828	0.959
0.002	1.611	2.571	2.243	1.288
0.005	2.556	4.159	3.669	2.296

4. CONCLUSIONS

Buckling analysis of doubly curved isotropic shallow shells has been presented. The analysis is based on a modified two field variable variational principle. Numerical results are given and the results obtained are discussed and are compared with previous solutions, whenever availables.

ACKNOWLEDGMENTS

The first author acknowledges CAPES grant conceded to him for his M.Sc. Degree preparation. Grant 300954/91-3 of CNPq (Brazil) conceded to the 2nd author during the preparation of this work is gratefully acknowledged.

5. REFERENCES

BISMARCK-NASR, M.N., On the sixteen degree of freedom rectangular plate element, *International Journal of Computers and Structures,* Vol.40, No. 4, pp. 1059-1060, 1991.

BISMARCK-NASR, M.N., *Finite Elements in Applied Mechanics,* Abaeté Gráfica, São Paulo, 1993-a.

BISMARCK-NASR, M.N., Analysis of Cylindrically Curved Panels Based on a Two Field Variable Variational Principle, *Applied Mechanics Reviews,* Vol. 46, No. 11, Part 2, pp. 571-578, 1993-b.

BISMARCK-NASR, M.N., On Vibration of Thin Cylindrically Curved Panels, *Proc. Third Pan American Congress of Applied Mechanics, PACAM III,* São Paulo, pp. 696-699, 1993-c.

BISMARCK-NASR, M.N., Supersonic Panel Flutter Analysis of Shallow Shells, *AIAA Journal,* Vol. 31, No. 7, pp. 1349-1351, 1993-d.

BISMARCK-NASR, M.N., Buckling Analysis of Cylindrically Curved Panels Based on a Two Field Variable Variational Principle, *International Journal Computers and Structures,* Vol. 51, No. 4, pp. 453-457, 1994.

BISMARCK-NASR, M.N., Dynamic Stability of Shallow Shells Subjected to Follower Forces, *AIAA Journal,* Vol. 33, No. 2, pp. 355-360, 1995-a.

BISMARCK-NASR, M.N., and SILVA D.A.H., Vibration of Laminated Doubly Curved Shallow Shells, *Proc. Fourth Pan American Congress of Applied Mechanics, PACAM IV,* Buenes Aires, pp. 337-342, 1995-b.

CARSON, W.G., & NEWTON, R.E., Plate Buckling Analysis Using a Fully Compatible Finite Element, *AIAA J.,* Vol. 7, No. 3, pp. 527-529, 1969.

COOK, R.D., *Concepts and applications of finite element analysis,* John Wiley and Sons, 1974.

GALLAGHER, R.H. & PADLOG, J., Discrete Element Approach to Structural Stability Analysis, *AIAA Journal,* Vol. 1, No. 6, pp. 1437-1439, 1963.

GALLAGHER, R.H., *Finite element analysis, Fundamentals,* Prentice-Hall Inc., 1975.

KAPUR, K.K., & HARTZ, J., Stability of Plates Using the Finite Element Method, *J. Engng. Mech. Div.,* Vol. 92, No. EM2, pp. 177-195, 1966.

NATH, B., *Fundamentals of finite elements for engineers,* The Athlone Press of the University of London, 1974.

PIFKO, A. & ISAKSON, G., A Finite Element Method for the Plastic Buckling Analysis of Plates, *AIAA J.,* Vol. 7, No. 10, pp. 1950-1957, 1969.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB206

ELASTIC SOLUTIONS IN THE COMPUTATION OF LIMIT LOAD FOR PRESSURE VESSELS / *SOLUÇÕES ELÁSTICAS PARA O CÁLCULO DA CARGA LIMITE EM VASOS DE PRESSÃO*

JOSÉ RICARDO QUEIROZ FRANCO & FELÍCIO BRÜZZI BARROS
Departamento de Engenharia de Estruturas, Escola de Engenharia da UFMG
Av. Contorno, 842/2-Belo Horizonte 30110-060- Brasil - E-mail:franco@dees.ufmg.br

Abstract

Elastic solutions for thin shells are shown to be a very good alternative for the calculation of limit loads on axisymmetrical pressure vessels in a displacement formulation for the finite element method. In this paper the fundamental relations for the new formulation is presented, followed by the procedure on how to implement them in a technique for limit analysis. The procedure consists of substituting the direct load by its general forces on the calculation of the external work for the Koiter's theorem. The structural problem is reduced to an optimization problem and solved using standard linear programming. The results are presented as 3D collapse mechanisms and upper bounds on the limit load.

Keywords

Finite Element, Pressure Vessels, Optimization
Elementos Finitos, Vasos de Pressão, Optimização.

1. INTRODUCTION

Ultimate load and shakedown performance have become important criteria in making design decisions for steel pressure vessels components. In recent years considerable effort has been devoted to developing finite element techniques for limit and shakedown analysis (Franco and Ponter, 1994a, Franco and Ponter, 1994b, Morelle, 1986 and Ponter et al., 1990). The indirect nature of some practical loading found in pressure vessels design, such as *thermal loading*, requires the use of bound theorems in conjunction with previously computed elastic solutions of thin shells. Analytical application of this procedure for direct mechanical loads like internal pressure have been presented in (Leckie, 1965). (Franco and Barros, 1996) have developed a procedure to analyze the behaviour of a supporting skirt of a coke drum, subjected to temperature gradients.

The main objective of this paper is to describe the basis of a new formulation for the computation of limit load on pressure vessels (Section 4). The new procedure is particularly important to deal with indirect loading as mentioned previously. The way the new approach is implemented is described in Section 5. Recently, (Franco and Barros, 1996) implemented the procedure in a general technique developed by (Franco and Ponter, 1994a and Franco and Ponter, 1994b), to analyze a practical engineering problem. Here

upper bound estimates of the limit load for axisymmetrical pressure vessels are obtained by applying Koiter's theorem under direct static loading by means of replacing the load with the corresponding elastic solutions in the calculation of the rate at which the loads do work. Perfect plasticity was assumed in all the calculations. The linearized yield surface in the form of a hexagonal prism, Figure (1),as proposed by (Drucker and Shield, 1958), is used as the yield criterion.

2. KOITER'S UPPER BOUND THEOREM

If a purely plastic pattern of deformation can be found such that the rate at which the load does work is equal to or greater than the internal rate of energy dissipation, the static load is either equal or greater than the limit load. Neglecting the forces of volume when compared to other loads, the upper bound theorem for static loads can be formulated as:

$$\kappa \int_S \mathbf{p}^T \dot{\mathbf{u}}^c(\dot{\lambda}) dS \geq \int_\Omega (\boldsymbol{\sigma}^c)^T \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^c(\dot{\lambda}) d\Omega \tag{1}$$

where the displacement rate field $\dot{\mathbf{u}}^c$ and the strain rate field $\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^c$ define the kinematically admissible collapse mechanism. $\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^c$ is associated to a state of stress on the yield surface $\boldsymbol{\sigma}^c$ in equilibrium with the external load $\kappa\mathbf{p}$, where κ is the load factor. Rearranging Equation 1, an upper bound on the limit load factor $\kappa^L \leq \kappa$ can be found by reducing the problem to a minimization problem stated as:

$$\kappa = \inf_{\dot{\lambda}} \frac{\int_\Omega (\boldsymbol{\sigma}^c)^T \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^c(\dot{\lambda}) d\Omega}{\int_S \mathbf{p}^T \dot{\mathbf{u}}^c(\dot{\lambda}) dS} \tag{2}$$

The problem can be also formulated as in (Teman and Strang, 1980):

$$\kappa = \inf_{\dot{\lambda}} \int_\Omega (\boldsymbol{\sigma}^c)^T \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^c(\dot{\lambda}) d\Omega \tag{3}$$

for $\dot{\lambda}$ satisfying the following equation:

$$\int_S \mathbf{p}^T \dot{\mathbf{u}}_i^c(\dot{\lambda}) dS = 1 \tag{4}$$

which is treated as a general constraint equation.

The solution for this minimization problem requires the description of the yield conditions governing the material plastic behaviour based on the hexagonal prism yield surface as proposed by (Drucker and Shield, 1958). Such a linearized yield surface allows the separation of bending behaviour concentrated at the nodes of the element from membrane behaviour within the element in the absence of bending.

3. THE FINITE ELEMENT ALGORITHM

The technique developed in this paper has already been presented in several papers, (Franco and Ponter, 1994a, Franco and Ponter, 1994b, Franco et al, 1995, and Franco and Barros, 1997), therefore details of discretization will be omitted. The technique is based on four basic shell elements and their combination, i.e., cylindrical, conical, spherical and toroidal. Reduction of the discretized problem into an optimization problem required the

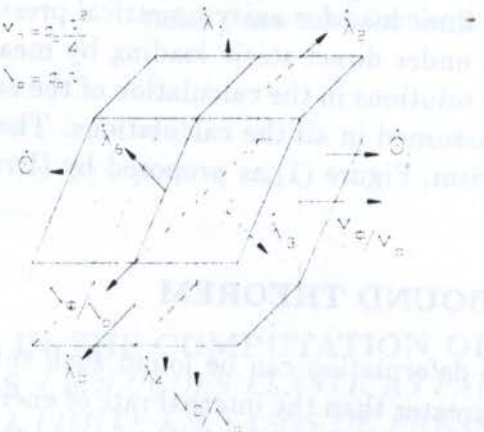


Figure 1: Hexagonal prism yield surface for thin shells

enforcement of a consistent relationship between the kinematically admissible velocity field $\dot{\mathbf{u}}^c$ and the pure plastic strain rate field $\dot{\boldsymbol{\epsilon}}^c$ during collapse. Such a condition is satisfied using the theory of conjugate approximations (Brauchli and Oden, 1971), which minimizes the residual of the two independent descriptions of the plastic strain increments; defined by the flow law in terms of plastic multipliers and in terms of nodal displacements by the compatibility conditions.

4. GENERAL CONSTRAINT EQUATION IN TERMS OF GENERAL FORCES

One important aspect of the principle of virtual work is the independence of the displacement field and the stress field. Considering a structural component under the action of a system of loads $\kappa\mathbf{p}$ in equilibrium with the internal forces(or stress resultants) $\boldsymbol{\sigma}$, for any rate of kinematically admissible displacement $\dot{\boldsymbol{u}}^*$ and strain $\dot{\boldsymbol{\epsilon}}^*$ fields, the principle of virtual work can be stated as:

$$\int_S (\kappa \boldsymbol{p})\, \dot{\boldsymbol{u}}^* dS = \int_\Omega \boldsymbol{\sigma}^T \dot{\boldsymbol{\epsilon}}^* d\Omega \tag{5}$$

Equation 5 remains valid for any kinematically admissible collapse mechanism defined by $\dot{\boldsymbol{\epsilon}}^c$ and $\dot{\boldsymbol{u}}^c$, and can be rearranged to give:

$$\int_S (\boldsymbol{p})^T\, \dot{\boldsymbol{u}}^c dS = \int_\Omega \frac{1}{\kappa} (\boldsymbol{\sigma})^T\, \dot{\boldsymbol{\epsilon}}^c dV \tag{6}$$

Thus, an alternative approach for the definition of the general constraint Equation 4 is obtained, substituting the applied load by its equilibrating stress resultants $\boldsymbol{\sigma}$. Thus,

$$\int_\Omega \frac{1}{\kappa} (\boldsymbol{\sigma})^T\, \dot{\boldsymbol{\epsilon}}^c dV = 1 \tag{7}$$

5. IMPLEMENTATION OF THE GENERAL CONSTRAINT EQUATION

For the implementation of Equation 7 one should first define it in terms of the corresponding general forces N_ϕ in the meridional direction, N_θ in the circumferential direction and in terms of the meridional bending moment M_ϕ.

As already discussed, the adopted yield surface, Figure 1, implies in assuming a membrane behaviour without bending inside the element and a pure bending behaviour at the nodes where the hinges are formed. Change in curvature are, therefore, restricted to nodal points where the stress distribution through the thickness is $\sigma_\phi = 6\frac{M_\phi}{t^2}\frac{y}{t/2}$.

Within the elements, the membrane behaviour in the meridional and circumferential directions gives rise to uniform stresses through the thickness calculated as follows, $\sigma_\phi = \frac{N_\phi}{t}$ and $\sigma_\theta = \frac{N_\theta}{t}$.

Equation 7 can now be split for separate volumes, Ω_E within the element and Ω_R at the nodes where the hinges are formed, to give:

$$\int_{\Omega_E}\left(\frac{N_\theta}{t}\dot{\varepsilon}_\theta + \frac{N_\phi}{t}\dot{\varepsilon}_\phi\right)d\Omega + \int_{\Omega_R}\left(6\frac{M_\phi}{t^2}\frac{y}{t/2}\dot{\varepsilon}_\phi\right)d\Omega = 1 \tag{8}$$

6. NUMERICAL APPLICATIONS

Reliability of the new procedure was verified by studying the following cases:

- cylindrical shell subjected to a ring load;
- cylindrical shell subjected to an internal pressure.

6.1 Cylindrical Shell Subjected to a Ring Load

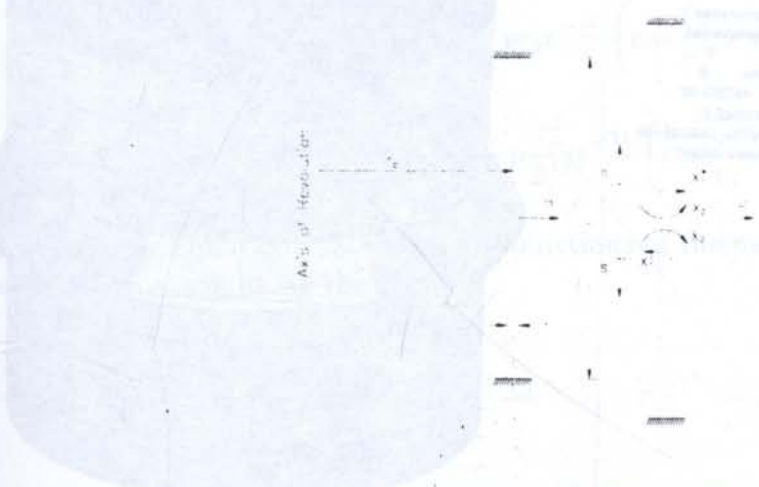


Figure 2: Cylindrical shell subjected to a ring load, P

Figure (2) shows an axisymmetrical cylindrical shell subjected a circumferential load P, and the localized force X_1 and moment X_2 are also indicated. In the proximity of the load the shell has a predominantly bending behaviour and the elastic solution can be obtained as in (Kelkar and Sewell, 1987).

Compatibility of displacements in the cross section where the ring load is applied, allows the determination of the localized force X_1 and moment X_2, and of the corresponding distribution of the bending moment and circumferential force.

The equilibrium conditions gives $X_1^* = -X_1' = P/2$. The general force X_2 is obtained by the compatibility of the rotation at that section, which is forced to be naught. The compatibility equation for the rotation can, then, be written:

$$\frac{r_o^2}{2K\zeta^2}(P/2) + \frac{r_o}{K\zeta}X_2 = 0 \tag{9}$$

where r_o is the circumferential radius, $K = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$, $\zeta = \left\{\frac{3(1-\nu^2)r_o^2}{t^2}\right\}^{\frac{1}{4}}$, t is the shell thickness, E is the elasticity modulus and ν is the Poisson's Ratio.

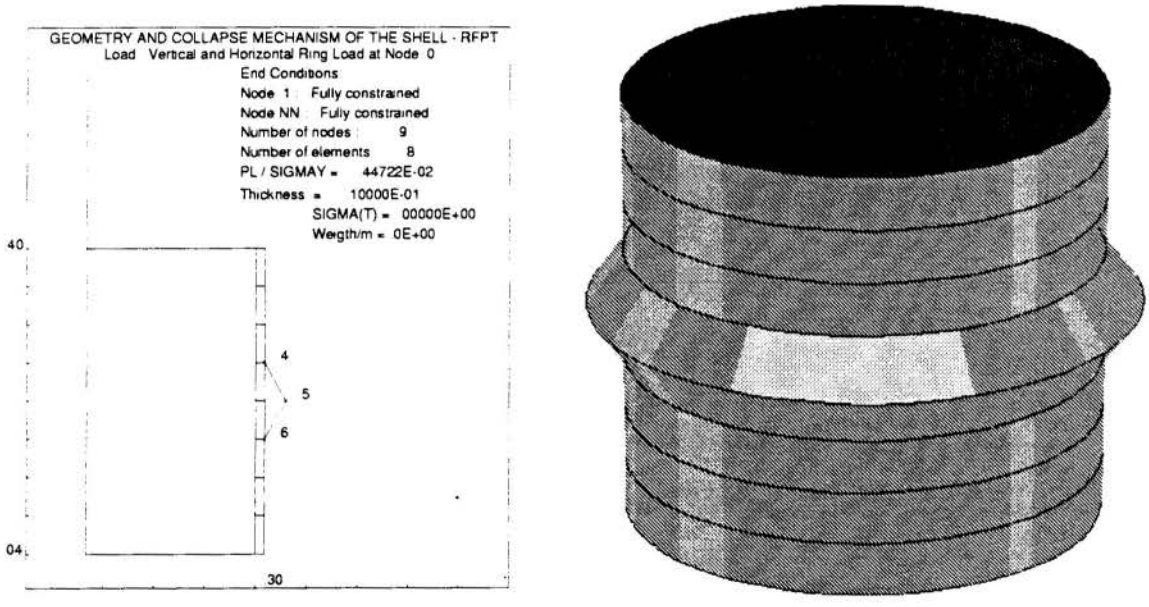
Equation 9 gives $X_2 = -\frac{Pr_o}{4\zeta}$. The distribution of the meridional moment M_φ and the circumferential force N_θ along the shell can then be described in terms of the load P as, (Kelkar and Sewell, 1987)

$$M_\phi = -\frac{Pr_o}{4\zeta}e^{-\frac{\zeta s}{r_o}}\left(\cos\frac{\zeta s}{r_o} - \operatorname{sen}\frac{\zeta s}{r_o}\right) \tag{10}$$

$$N_\theta = \frac{P\zeta}{2}e^{-\frac{\zeta s}{r_o}}\left(\cos\frac{\zeta s}{r_o} + \operatorname{sen}\frac{\zeta s}{r_o}\right) \tag{11}$$

The remaining circumferential moment M_θ and shear force Q can be neglected since their contribution to energy equation is small. The meridional force N_ϕ for this particular problem is naught due to the absence of axial load.

6.1.1 Numerical Example



(a) 2D collapse mechanism

(b) 3D collapse mechanism

Figure 3: Cylindrical shell subjected to a ring load

The problem of a cylindrical shell subjected to a ring load was analyzed by (Drucker, 1953), through a model of infinite length. The analytical solution for the limit load obtained by (Drucker, 1953), normalized by the material yield stress, is $\frac{P_L}{\sigma_o} = \beta\frac{t}{r_o}\sqrt{r_o t}$ where β is a constant dependent on the adopted yield surface. For the hexagonal prism, Figure (1), $\beta = 2$. Considering the following numerical values, $r_o = 0,20m$, $t = 0,01m$ and $L = 0,36m$, the value for the limit load is $\frac{P_L}{\sigma_o} = 0,44721 \cdot 10^{-2}m$.

The solution of the same problem obtained from the computer code CONRE, which was developed for the implementation the technique presented in this paper, gives the same result as shown in Figure (3(a)).

6.2 Cylindrical Shell Subjected to Internal Pressure

The problem is illustrated in Figure (4), where the edge force X_1 and the edge moment X_2 are also indicated.. The elastic solution for this problem is obtained by the superposition of the membrane solution to the localized bending stress solution at the boundaries.

The circumferential and meridional membrane forces per unit length N_θ and N_ϕ are given by the membrane theory, (Kelkar and Sewell, 1987), as $N_\theta = pr_o$ and $N_\phi = 0$.

The bending effects at the boundaries are due to the edge force X_1 and the edge moment X_2 which have to be determinated through displacement compatibility. Due to the symmetry of the shell displacement compatibility at both can be stated as:

$$\begin{cases} \dfrac{r_o^3}{2K\zeta^3}X_1 - \dfrac{r_o^2}{2K\zeta^2}X_2 = \dfrac{pr_o^2}{Et} \\ -\dfrac{r_o^2}{2K\zeta^2}X_1 + \dfrac{r_o}{K\zeta}X_2 = 0 \end{cases} \tag{12}$$

Solving the system of Equations 12 gives $X_1 = \frac{2K\zeta^2}{Et}p$ and $X_2 = \frac{4K\zeta^3}{Etr_o}p$.

Substituting X_1 and X_2 into the bending theory equations for cylindrical axisymmetrical shells (Kelkar and Sewell, 1987), gives:

$$N_\theta = -pr_o e^{-\frac{\zeta z}{r_o}}\left(\cos\frac{\zeta z}{r_o} + \operatorname{sen}\frac{\zeta z}{r_o}\right) - pr_o e^{-\frac{\zeta s}{r_o}}\left(\cos\frac{\zeta s}{r_o} + \operatorname{sen}\frac{\zeta s}{r_o}\right) \tag{13}$$

$$M_\phi = p\frac{r_o^2}{2\zeta^2}e^{-\frac{\zeta z}{r_o}}\left(\cos\frac{\zeta z}{r_o} - \operatorname{sen}\frac{\zeta z}{r_o}\right) + p\frac{r_o^2}{2\zeta^2}e^{-\frac{\zeta s}{r_o}}\left(\cos\frac{\zeta s}{r_o} - \operatorname{sen}\frac{\zeta s}{r_o}\right) \tag{14}$$

where $z = L - s$. Equations 13 and 14 are functions of the parameters s and z which are related to the position along the shell.

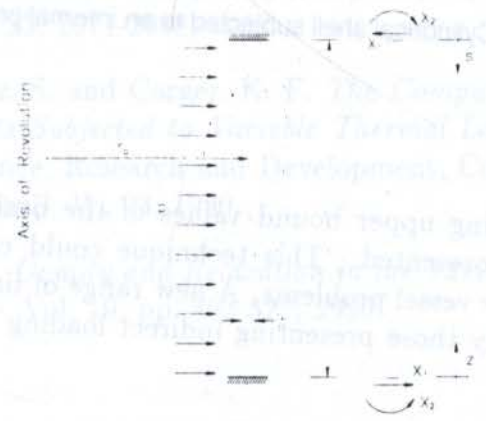


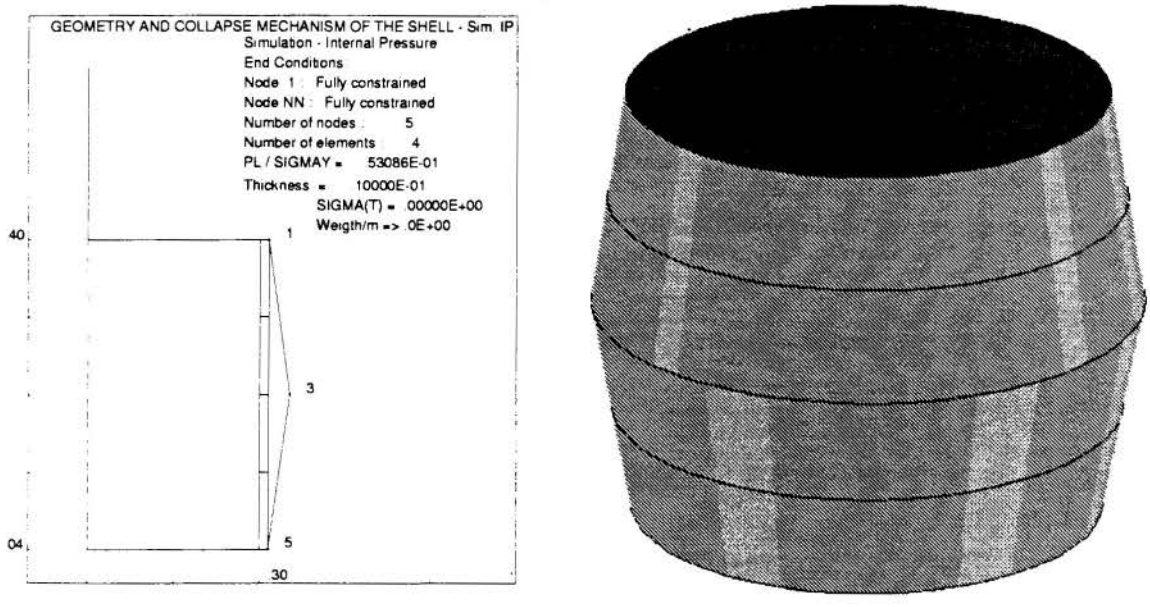
Figure 4: Cylindrical shell subjected to an internal pressure p

6.2.1 Numerical Example

A complete analytical solution for a cylindrical shell fully constrained at the edges and subjected to internal pressure was given by (Hodge, 1963). Assuming the hexagonal prism yield surface, Fig. (1), the limit load is given by

$$\frac{p}{\sigma_o} = \frac{t}{r_o} + \frac{t^2}{(L/2)^2} \tag{15}$$

Considering the same geometry of the previous example, Equation 15 gives $p_L/\sigma_o = 0,53086 \cdot 10^{-1}$. This value coincides exactly with the value in Figure (5(a)), which is the output solution for the present technique, when Equations 13 and 14 are substituted into Equation 4 and implemented in the computer code CONRE.



(a) 2D collapse mechanism

(b) 3D collapse mechanism

Figure 5: Cylindrical shell subjected to an internal pressure

7. Conclusion

New procedures for obtaining upper bound values of the limit load of axisymmetrical pressure vessels has been presented. This technique could conceivably be applied to advantage in many pressure vessel problems. A new range of limit analysis problems can now be studied, particularly those presenting indirect loading as in the case of thermal loading.

8. References

Brauchli, H. and Oden, J. T. *Conjugate Approximation Function in Finite-Element Analysi*. Quarterly of Applied Mathematics, vol. 29, 65-90, 1971.

Drucker, D. C. *Limit Analysis of Cylindrical Shells Under Axially-symmetric Loading*, Proc. 1st Midwest Conf. Solids Mech., Urbana, I11, pp. 158-163, 1953.

Drucker, D. C. and Shield, R. T. *Limit Analysis of Symmetrically Loaded Thin Shells of Revolution*, J. Appl. Mech., vol. 25, Trans. ASME 1958.

Franco, J. R. Q. and Barros, F. B. *Análise da Saia de Sustentação de um Tambor de Coqueamento Sujeito a Gradiente de Temperatura*, Anais do 9° SIBRAT e PFM 96, pp 281-284, Rio de Janeiro, 1996.

Franco, J. R. Q. and Barros, F. B. *An Improved Adaptive Formulation for the Computation of Limit Analysis Prolems on Axisymmetrical Shells*, Anais do COMPLAS 5, Barcelona, 1997.

Franco, J. R. Q. and Ponter, A. R. S. *A General Technique for the Finite Element Shakedown and Limit Analysis of Axisymmetrical Shells - Part 1 - Theory and Fundamental Relations*, TICAM Report 94-04, University of Texas at Austin, 1994.

Franco, J. R. Q. and Ponter, A. R. S. *A General Technique for the Finite Element Shakedown and Limit Analysis of Axisymmetrical Shells - Part 2 - Numerical Algorithm and Applications*, TICAM Report 94-04, University of Texas at Austin, 1994.

Franco, J. R. Q., Ponter, A. R. S. and Oden, J. T. *Métodos Adptativos de Elementos Finitos para a Computação de Problemas de Cargas Limites and de Shakedown de Cascas Axi-simétricas*, Revista Internacional de Métodos Computacionais en Ingeniería, 1995.

Hodge, P. G. Jr. *Limit Analysis of Rotationally Symmetric Plates and Shells*,Prentice-Hall, Inc., 1963.

Kelkar, V. S. and Sewell, R. T. *Fundamentals of the Analysis and Design of Shell Structures*, Prentice-Hall, Inc., pp. 82-111, 1987.

Leckie, F. A. *Shakedown Pressures for Flush Cylinder Sphere Shell Intersections*, J. Mech. Engr. Sci., Vol. 7, n° 3, 1965

Morelle, P. *Numerical Shakedown Analysis of Axisymmetric Sandwich Shells*, Int. J. for Num. Meth. in Eng., vol. 23, 2071-2088, 1986.

Ponter, A.R.S., Karadeniz, S. and Carger, K. F. *The Computation of Shakedown Limits for Structural Components Subjected to Variable Thermal Loading*, Report EUR 12686, Directorate General, Science, Research and Development, Commission of the European Communities, Brussels, Chap. W, 93, 1990.

Teman, R. and Strang, G. *Duality and Relaxation in the Variational Problems of Plasticity*, Journal de Mécanique, Vol. 19, pp. 493-527, 1990

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB224

UM ELEMENTO FINITO MULTICAMADAS ADAPTADO A ESTRUTURAS ESPESSAS DO TIPO CASCA / *A MULTILAYER FINITE ELEMENT ADAPTABLE TO THICK SHELL STRUCTURES*

J. C. Pereira* & P. Swider**

* *Centro Técnico Aeroespacial, Instituto de Aeronáutica e Espaço*
Divisão de Sistemas Espaciais
12228-904 S. J. Campos, Brasil - E-mail: jcarlos@ase2.iae.cta.br
** *Laboratoire de Génie Mécanique de Toulouse*
31077 Toulouse, França

Abstract

A multilayer finite element associated with a model to provide damping in thick shell structures is presented. The displacement components, which are linear by layer, allow a better representation of the shear transverse effects. The validation of the model, based on the comparison with the Classical Laminated Theory , is made on an orthotropic square plate with different ply orientations and different boundary conditions.

Keywords

Casca, multicamadas, material composto, elementos finitos, shell, multilayer, composite materials, finite elements.

1. INTRODUÇÃO

A teoria clássica de placas, na qual Kirchoff propõe o cisalhamento transverso nulo, prevê o comportamento mecânico de cascas finas isotrópicas com resultados bastante satisfatórios. No entanto, quando as estruturas são espessas e/ou multicamadas compostas, o efeito do cisalhamento transverso se torna importante e neste caso, a teoria clássica de placas não é adequada.

O efeito do cisalhamento transverso é levado em conta em teorias de primeira ordem (Ahmad et al., 1970), (Vlachoutsis, 1987) e em teorias de ordem superior (Reddy, 1984), (Phan et al, 1985). Na primeira teoria, a repartição das tensões de cisalhamento transverso é constante ao longo da espessura e necessita de um fator de correção, enquanto que na segunda teoria, a repartição das tensões de cisalhamento transverso é parabólica, entretanto ela necessita da identificação de coeficientes adicionais.

O objetivo deste trabalho é propor um elemento finito do tipo casca multicamadas, proveniente de uma aproximação intermediária entre as duas teorias precedentes, que será denominado Modelo Discreto por Camadas. O campo de deslocamentos é linear por camadas e definido pela extensão da hipótese de Mindlin sobre todas as camadas fora da superfície neutra. Um modelo de previsão do amortecimento definido a partir de uma aproximação energética (Adams et al, 73) será desenvolvido e adaptado ao elemento proveniente do

Modelo Discreto por Camadas.

A previsão das frequências e do amortecimentos modais de uma placa quadrada em carbono/epóxi em diferentes configurações será comparada às soluções numéricas obtidas pela Teoria Clássica de Laminados.

2. FORMULAÇÃO DO ELEMENTO

O elemento proposto pelo Modelo Discreto por Camadas é o resultado da degenerescência de um elemento de volume quadrangular quadrático com 16 nós na qual a cinemática é levada aos 8 nós da surperfície inferior do elemento, Figura 1. A geometria do elemento é definida pela relação seguinte:

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^{8} N_i(\xi,\eta)\left(1-\frac{t}{c}\right)\begin{Bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{Bmatrix} + \sum_{j=9}^{16} N_j(\xi,\eta)\frac{t}{c}\begin{Bmatrix} x_j \\ y_j \\ z_j \end{Bmatrix} \qquad (1)$$

Os índices i e j designam respectivamente os pontos das superfícies inferior (i=1,...,8) e superior (j=9,...,16). A funções de forma $N_i(\xi,\eta)$ do tipo Serendip, são definidas no domínio $\xi \in [-1,1]$ e $\eta \in [-1,1]$. As funções de forma $N_1(t) = (1 - t/c)$ e $N_2(t) = t/c$ são definidas no domínio $t \in [0,c]$, sendo t uma variável característica da espessura.

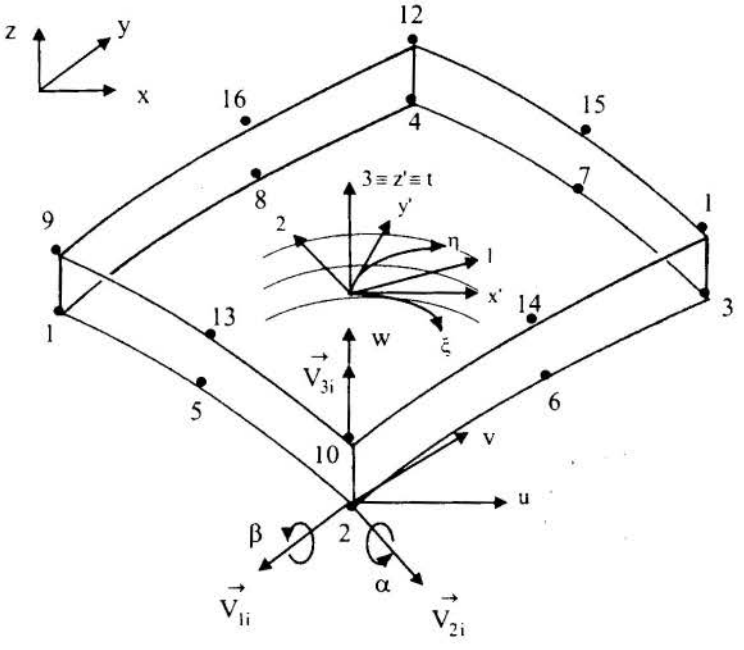


Figura 1: Elemento de casca 3D degenerado.

A constante c, equivalente a espessura do elemento é definida por um dado ponto (ξ_o,η_o) como segue:

$$c = \sum_{i=1}^{n} N_i(\xi_0,\eta_0)\, h_i \qquad (2)$$

O ponto (ξ_o,η_o) é um ponto qualquer do elemento, por exemplo um ponto de Gauss. A variável h_i é a espessura do elemento relativa ao nó i.

A cinemática do elemento é associada a hipótese de (Mindlin, 1951). Isto permite definir o campo de deslocamentos por 3 translações u_i, v_i e w_i no sistema de coordenadas global $(o,\bar{x},\bar{y},\bar{z})$ e 2 rotações α_i e β_i, em torno dos vetores unitários $\bar{V}_{1i}$ e $\bar{V}_{2i}$, ortogonais e tangentes a superfície inferior do elemento associados ao nó *i* da superfície inferior, Figura 1.

No caso de cascas multicamadas, a formulação cinemática é generalizada para um elemento situado na k[a] posição com relação a superfície neutra pela adição das ks rotações α_i e β_i, Figura 2. O número final de graus de liberdade (GDL) por nó é portanto 2k+3. Em conclusão, o campo de deslocamento na espessura é generalizado pela equação (3):

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^{8} N_i(\xi,\eta) \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{Bmatrix} + \sum_{k=1}^{nc} \left[\sum_{i=1}^{8} N_i(\xi,\eta)\, t \left(\frac{h_i}{c}\right) \lambda \left[\vec{V}_{1i}, \vec{V}_{2i} \right] \begin{Bmatrix} \alpha_i \\ \beta_i \end{Bmatrix} \right] \tag{3}$$

onde nc é o número de camadas situadas a uma posição superior ou inferior com relação a superfície neutra da estrutura e λ é a posição do elemento com relação a superfície neutra da estrutura.

As relações constitutivas dos materiais consideram as hipóteses de que na casca a tensão normal a surperfície neutra σ_{33} é desprezível diante as tensões normais no plano σ_{11} e σ_{22}. Os módulos de cisalhamento G_{13} et G_{23} são afetados por um fator de correção do cisalhamento k calculado a partir da equivalência da energia de cisalhamento transverso entre o modelo aproximado de Mindlin e um modelo exato (Reissner, 1945). Neste trabalho, a correção do cisalhamento transverso é feita pelo fator k = 1.2.

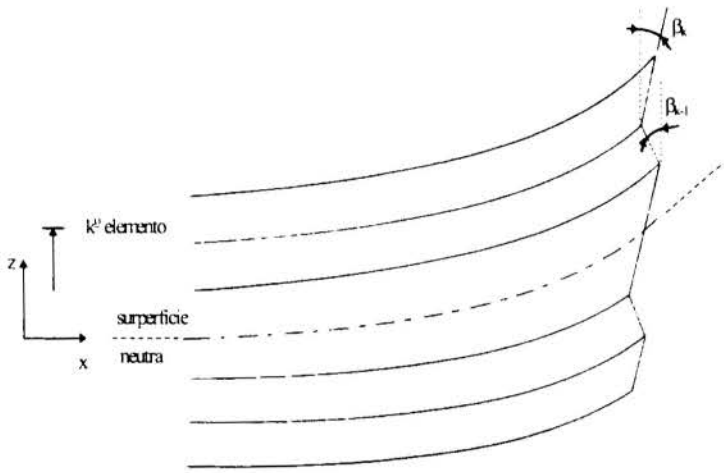


Figura 2: Campo de deslocamento do Modelo Discreto por Camadas.

Cada camada pode ser arbitrariamente orientada a um ângulo de fibra θ com relação ao eixo x' do sistema de eixos local $(o,\bar{x}',\bar{y}',\bar{z}')$. A passagem da matriz constitutiva [C] do sistema de eixos de ortotropia ao sistema de eixos local é realizada pela matriz de passagem $[T_\theta]$ dada em (Pereira, 1996):

$$[C'] = [T_\theta]^t [C][T_\theta] \tag{4}$$

A matriz de rigidez elementar é determinada a partir da expressão da energia potencial de deformação do elemento. Seja:

$$U_e = \frac{1}{2} \int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\int_{0}^{c} \langle \varepsilon' \rangle [C'] \{\varepsilon'\} |J|\, d\xi\, d\eta\, dt \tag{5}$$

onde |J| é o determinante da matriz Jacobiana. $\langle \varepsilon' \rangle$ é o vetor das deformações no sistema de eixos local $(o,\bar{x}',\bar{y}',\bar{z}')$:

$$\langle \varepsilon' \rangle = \langle \varepsilon'_{xx}, \varepsilon'_{yy}, 2\,\varepsilon'_{xy}, 2\,\varepsilon'_{xz}, 2\,\varepsilon'_{yz} \rangle \tag{6}$$

A relação deformação/deslocamento se escreve:

$$\{\varepsilon'\} = [B']\{\delta\} \tag{7}$$

onde $\{\delta\}$ é o vetor dos deslocamentos nodais do elemento da casca a 8 nós e 2k+3 GDL por nó. Seja:

$$\langle\delta\rangle = \langle u_1, v_1, w_1, \cdots, \alpha_8, \beta_8, \cdots, \alpha_{1_k}, \beta_{1_k}, \cdots, \alpha_{8_k}, \beta_{8_k} \rangle \tag{8}$$

Finalmente, a matriz de rigidez elementar tem por expressão:

$$[K]_e = \int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\int_{0}^{c} [B']^t\,[C'][B']|J|\,d\xi\,d\eta\,dt \tag{9}$$

A matriz [B'] tem como expressão:

$$[B'] = [AB][T][TJAC][[H_i]] \tag{10}$$

[AB] é a matriz de identificação das deformações lineares no sistema de eixos local. As matrizes [T] e [TJAC] permitem exprimir as deformações no sistema de eixos global e no sistema de eixos de referência $(o,\bar{\xi},\bar{\eta},\bar{t})$. Finalmente a matriz $[H_i]$ permite unir as deformações exprimidas no sistema de eixos de referência aos deslocamentos nodais relativo ao nó i. As expressões das matrizes são dadas em (Pereira, 1996).

A energia cinética do elemento tem por expressão:

$$T_e = \frac{1}{2}\int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\int_{0}^{c} \rho\left\langle \overset{\circ}{u} \right\rangle \left\{ \overset{\circ}{u} \right\} |J|\,d\xi\,d\eta\,dt \tag{11}$$

onde ρ é a massa volumétrica do material da camada. Os deslocamentos globais $\{u\}$ são escritos sob a forma seguinte:

$$\{u\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = [[L_i]]\langle u_1, v_1, w_1, \cdots, \alpha_8, \beta_8, \cdots, \alpha_{1_k}, \beta_{1_k}, \cdots, \alpha_{8_k}, \beta_{8_k} \rangle^t \tag{12}$$

A matriz $[L_i]$, dada em anexo, une os deslocamentos globais aos deslocamentos nodais. A matriz massa elementar se escreve:

$$[M]_e = \int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\int_{0}^{c} \rho\,[L]^t\,[L]|J|\,d\xi\,d\eta\,dt \tag{13}$$

As pulsações ω_i e os modos ϕ_i associado são soluções do problema de valores próprios/vetores próprios do sistema conservativo (16):

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{0\} \tag{14}$$

onde [M] é a matriz de massa global, $\{\ddot{\delta}\}$ é o vetor das acelerações nodais, [K] é a matriz de rigidez global e $\{\delta\}$ é o vetor dos deslocamentos nodais.

As integrações numéricas das matrizes elementares são implícitas no plano $(0,\xi,\eta)$ e

explícitas na espessura (t) do elemento. A integra,cão numérica é reduzida no plano do elemento a 2 x 2 pontos. Isto para evitar os problemas de travamento numérico para as cascas finas. A integração numérica na espessura, obtida pelo Método de Simpson, é feita sobre 3 pontos de integração: t = 0, t = $c/2$ e t = c.

3. MODELO DE PREVISÃO DO AMORTECIMENTO EM CASCAS MULTICAMADAS

O modelo de previsão do amortecimento em estruturas multicamadas desenvolvido neste trabalho, prevê a dissipação de energia no plano, energia transversa e aquelas provenientes dos coeficientes de poisson. Neste caso onde os materiais são supostos ser viscoelásticos lineares e as estruturas solicitadas em regime harmônico, a noção de capacidade de amortecimento é definido por (Adams, 1973):

$$\psi = \frac{\Delta U}{U} \tag{15}$$

A energia dissipada total ΔU é definida por:

$$\Delta U = \frac{1}{2}\int_V \langle\varepsilon\rangle[\psi][C]\{\varepsilon\}dV \tag{16}$$

Os coeficientes da matriz das Capacidades de Amortecimento Especifico $[\psi_{ij}]$ em (16), ψ_{11}, ψ_{22} e ψ_{44} são os termos dissipativos no plano, ψ_{55} e ψ_{66} são os termos dissipativos transverso e ψ_{12} e ψ_{21} são os termos dissipativos devidos aos coeficientes de poisson ν_{12} e ν_{21}.
A matriz de rigidez elementar amortecida $[K_a]_e$ calculada no sistema de eixos local do elemento que leva em consideração a capacidade de dissipação do material tem por expressão:

$$[K_a]_e = \int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\int_{0}^{c}[B']^t[T_\theta]^t[\psi][C][T_\theta][B']|J|d\xi d\eta dt \tag{17}$$

A capacidade de amortecimento ψ_i do modo ϕ_i adaptado ao elemento é portanto calculada a partir da expressão:

$$\psi_i = \sum_i^{ne}\frac{\langle\phi\rangle_i[K_a]_e\{\phi\}_i}{\langle\phi\rangle_i[K]_e\{\phi\}_i} \tag{18}$$

onde ne é o número de elementos. A qualidade da previsão do amortecimento global da casca é estreitamente ligada ao conhecimento das capacidades de amortecimento ψ_{ij} dos materiais constitutivos.

4. APLICAÇÃO E DISCUSSÃO

O modelo de previsão do amortecimento em cascas multicamadas associado ao Modelo Discreto por Camadas é avaliado para o caso de uma placa multicamadas quadradas em seis configurações diferentes: [0°, 0°], [0°, 45°, -45°, 0°] e [0°, 45°, 0°, 0°, -45°, 0°] em livre-

livre e [0°, 0°], [0°, 45°, -45°, 0°] e [0°, 45°, 0°, 0°, -45°, 0°] engastada. As dimensões da placa são 500 mm por 500 mm e a espessura é 50 mm. A placa é em carbono/epóxi a um volume de fibras de 50 % e suas propriedade mecânicas são: E_1 = 172.7 Gpa, E_2 = 7.2 Gpa, G_{12} = 3.76 Gpa, G_{23} = 2.77 Gpa, $\nu_{12} = \nu_{21} = 0.3$, ρ = 1566 kg/m^3 e suas capacidades de amortecimento especificos são: ψ_{11} = 0.45, ψ_{22} = 4.22 et ψ_{44} = 7.05. Os resultados obtidos pelo Modelo Discreto por Camadas são comparados aos resultados obtidos pela Teoria Clássica de Laminados afim de validar o elemento proposto.

As Tabelas 1 e 2 mostram que para as duas condições limites, livre-livre e engastada, a previsão das frequências e dos amortecimentos modais da placa para a configuração [0°, 0°] pelo Modelo Discreto por Camadas e pela Teoria Clássica de Laminados são equivalentes. Nas outras duas configurações, [0°, 45°, -45°, 0°] et [0°, 45°, 0°, 0°, -45°, 0°], as frequências previstas pela Teoria Clássica de Laminados são sempre superestimadas com relação ao Modelo Discreto por Camadas.

Tabela 1: Placa livre-livre.

	Teoria Clássica de Laminados		Modelo Discreto por Camadas	
modo	f(hz)	ψ(%)	f(hz)	ψ(%)
[0°,0°]				
1	*306.49*	*6.49*	*306.49*	*6.49*
2	*426.65*	*4.12*	*426.65*	*4.12*
3	*727.72*	*5.41*	*727.72*	*5.41*
4	*1122.8*	*3.84*	*1122.8*	*3.84*
5	*1386.0*	*4.43*	*1386.0*	*4.43*
[0°,45°,-45°,0°]				
1	*465.36*	*3.53*	*462.01*	*3.56*
2	*548.35*	*2.75*	*523.80*	*2.81*
3	*1107.2*	*2.55*	*1034.4*	*2.59*
4	*1220.1*	*3.27*	*1205.3*	*3.28*
5	*1627.7*	*0.32*	*1592.9*	*0.31*
[0°,45°,0°,0°,-45°,0°]				
1	*456.50*	*3.93*	*448.40*	*4.04*
2	*654.18*	*2.95*	*621.73*	*2.99*
3	*1194.4*	*3.65*	*1164.7*	*3.72*
4	*1258.6*	*2.63*	*1173.9*	*2.61*
5	*1546.8*	*0.38*	*1524.2*	*0.36*

No que diz respeito ao amortecimento, aqueles previsto pelo Modelo Discreto por Camadas são geralmente melhor estimados. Em contrapartida, a previsão do amortecimento é ligeiramente superior ao Modelo Discreto por Camadas para os modos pouco amortecidos.

As diferenças obtidas entre as duas teorias no que diz respeito as frequências e os amortecimentos vêm do fato que o Modelo Discreto por Camadas leva melhor em consideração o empenamento da seção de estruturas de tipo casca multicamadas devido ao seu campo de deslocamento linear por camadas. As diferenças são mais ou menos pronunciadas em função das condições limites. Na condição engastada-engastada, na qual o cisalhamento transverso é mais importante, as diferenças são maiores, sobretudo no que diz respeito as frequências.

Tabela 2: Placa engastada.

	Teoria Clássica de Laminados		Modelo Discreto por Camadas	
modo	f(hz)	ψ(%)	f(hz)	ψ(%)
[0°,0°]				
1	*1269.8*	*0.64*	*1269.8*	*0.64*
2	*1631.1*	*1.72*	*1631.1*	*1.72*
3	*2357.0*	*2.25*	*2357.0*	*2.25*
4	*2510.6*	*0.30*	*2510.6*	*0.30*
5	*2645.2*	*5.18*	*2645.2*	*5.18*
[0°,45°,-45°,0°]				
1	*1292.0*	*0.58*	*1233.2*	*0.59*
2	*1772.5*	*1.34*	*1679.9*	*1.41*
3	*2506.9*	*0.25*	*2390.6*	*0.25*
4	*2582.9*	*1.70*	*2456.8*	*1.80*
5	*2912.9*	*0.61*	*2728.7*	*0.66*
[0°,45°,0°,0°,-45°,0°]				
1	*1324.4*	*0.57*	*1266.7*	*0.54*
2	*1854.9*	*1.22*	*1742.2*	*1.22*
3	*2543.0*	*0.24*	*2433.0*	*0.23*
4	*2655.5*	*1.62*	*2483.5*	*1.65*
5	*3031.4*	*0.55*	*2828.7*	*0.54*

5. CONCLUSÕES

Um elemento finito associado a um modelo de previsão de amortecimento em cascas multicamadas foi apresentado. A utilização de um campo de deslocamento linear por camada leva em consideração o empenamento da seção. O elemento proveniente do Modelo Discreto por Camadas se mostrou bem adaptado as estructuras espessas. A comparação entre o novo modelo e a Teoria Clássica de Laminados ilustra o efeito significante do cisalhamento transverso e das condições limites nas frequências e nos amortecimentos modais nas estruturas multicamadas espessas.

6. REFERÊNCIAS

Ahmad, S., Irons, B.M. et Zienkiewicz, O.C., Analysis of thick and thin shell structures by curved finite elements. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1970, Vol. 2, p. 419-451.

Vlachoutsis, S., *Eléments finis tridimensionnels dégénères de coques avec intégration explicite dans l'épaisseur*. Thèse Doct. Ing.: L'Ecole Nationale Supérieure de L'Aéronautique et de l'Espace, Toulouse 1987. 283 p.

Reddy, J. N., A simple higher-order theory for laminated composite plates. *Journal of Applied Mechanics*, Dec. 1984, Vol. 51, p. 745-752.

Phan, N. D. & Reddy, J. N., Analysis of laminated composited plates using a higher-order deformation theory. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1985, Vol. 21, p. 2201-2219.

Adams, R. D., & Bacon, D. G. C., Effect of fibre orientation and laminated geometry on the dynamic properties of CFRP. *Journal of Composite Materials*, Oct. 1973, Vol. 7, p. 402-428.

Mindlin, R.D., Influence of rotatory inertia and shear on flexural motions of isotropic, elastic, plates. *Journal of Applied Mechanics*, 1951, Vol. 18, p. 31-38.

Reissner, E., The effect of transverse shear deformations on the bending of elastic plates. *Journal of Applied Mechanics*, 1945, Vol. 12, p. A69-A77.

Pereira, J. C., *Contribution à l'Etude du Comportement Mécanique des Structures en Matériaux Composites - Caractéristiques Homogeneisées de Poutres Composites - Comportement Dynamique de Coques Composites*. Thése Doct. Ing.: Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1996. 115p.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB225

ANÁLISE ESTÁTICA NÃO LINEAR DO ENVELOPE BOBINADO DE UM PROPULSOR / *THE NON LINEAR STATIC BEHAVIOUR OF A MOTOR'S CASE*

J. C. Pereira & A. F. Palmerio
Centro Técnico Aeroespacial, Instituto de Aeronáutica e Espaço
Divisão de Sistemas Espaciais
12228-904 S. J. Campos, Brasil - E-mail: jcarlos@ase2.iae.cta.br

Abstract

The non linear static behaviour of a motor's case in Aramid/Epoxy is analyzed. The cure process of the Epoxy resine is analyzed numerically and compared with the measurements taken after the fabrication of the envelope. In the non linear analysis, an additional stiffness matrix is considered as a function of the in-plane stresses state.

Keywords

Análise não linear, estrutura bobinada, material composto, elementos finitos, non linear behaviour, wound structure, composite materials, finite elements.

1. INTRODUÇÃO

A busca incessante de um desempenho estrutural capaz de atender as condicões de projeto, e paralelamente reduzir a massa e simplicar os processos de fabricação, tem levado certas estruturas aplicadas a projetos aeronáuticos e aeroespaciais, a substituir alguns de seus componentes em materiais convencionais por materiais compostos, que conjugam elevados índices de resistência e rigidez por unidade de peso.

Na área aeroespacial, as vantagens de se utilizar material composto em alguns de seus componentes estruturais é enorme. Os envelopes de motores dos estágios mais altos dos lançadores de satélite combinam redução de massa estrutural com ganho de massa de carga útil. Esta relação é geralmente 1 para 1 no último estágio.

O caráter anisotrópico dos materiais compostos possui uma série de vantagens com relação aos materiais convencionais, em contrapartida, o comportamento de estruturas neste tipo de material é muito mais complexo. Neste contexto, este trabalho tem por objetivo analisar do comportamento estático não linear do envelope do propulsor do último estágio do Veículo de Lançamento de Satélites (VLS). O envelope do propulsor é uma estrutura de tipo casca bobinada em fibras de Aramida/Epóxi e composta de dois domos, dianteiro e traseiro, e de uma região cilíndrica. O modelo numérico utiliza um elemento multicamadas de tipo casca do programa de análise estrutural ANSYS.

A deformação do envelope devida ao processo de cura da resina Epóxi é analisada numéricamente e comparada com a medidas de deslocamento dos domos dianteiro e traseiro tomadas após a retirada do mandril.

A análise estática não linear considera uma rigidez adicional devida ao estado tensões planas, normalmente considerada em estruturas de tipo casca (ANSYS, 1995). Os resultados numéricos são comparados com os resultados obtidos experimentalmente nos ensaios de qualificação hidráulica.

2. DESCRIÇÃO DO ENVELOPE DO PROPULSOR

O propulsor é composto dos seguintes componentes: um envelope motor em fibras de Aramida e resina Epóxi dividido em domo traseiro, domo dianteiro e região cilíndrica, dois saiotes em fibras de Carbono e resina Epóxi e duas saias em Alumínio, Figura 1.

2.1 Fabricação

O envelope do propulsor é um motor bobinado com fibras de Aramida impregnadas em resina Epóxi. Por se tratar de uma peça de revolução, o bobinamento das fibras (reforço) é feito sobre um mandril que dará a forma final da peça. A maneira com que o reforço é depositado no mandril, depende dos esforços solicitantes na estrutura, assim como de sua geometria.

Para atender a estas necessidades de projeto, dois tipos de bobinamentos foram utilizados na fabricação do envelope motor: o bobinamento circunferencial e o bobinamento polar. No bobinamento circunferencial, o reforço é depositado em um mandril rotativo, com um ângulo de deposição de 90° em relação ao eixo de rotação. Este tipo de bobinamento resiste aos esforços radiais e circunferenciais.

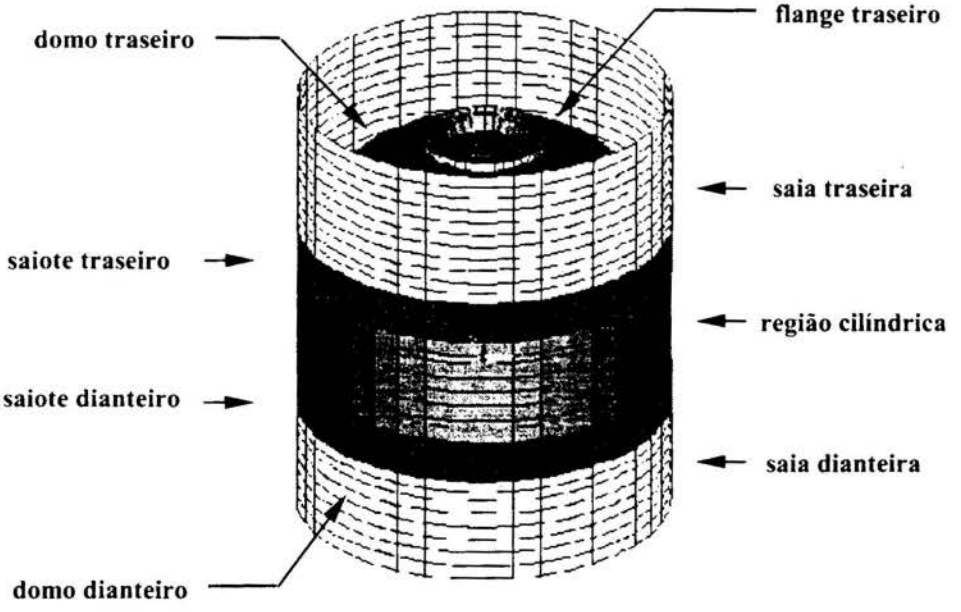


Figura 1: Propulsor bobinado.

No bobinamento polar, o reforço é depositado no mandril de forma a tangenciar as duas aberturas dos domos, traseiro e dianteiro. O ângulo de deposição varia de α_0, constante na parte cilindrica, até 90° nas duas aberturas dos domos. O bobinamento polar resiste preferencialmente aos esforços longitudinais.

A fabricação do envelope motor consiste portanto da combinação destes dois tipos de bobinamento. Nos domos traseiro e dianteiro, o bobinamento é do tipo polar $[(\pm\alpha)_4]$, enquanto

que no cilindro os bobinamentos circunferencial e polar se intercalam $[(90^{o}/\pm\alpha_0)_4]$, com $\alpha_0 = 16.8°$.

Os saiotes traseiro e dianteiro são fabricados em fibras de Carbono/Epóxi unidirecionais. A junção entre o envelope motor e os saiotes é garantida por intermédio de um bobinamento circunferencial em fibras de Aramida/Epóxi, cobrindo as interfaces domos/cilindro e as extremidades de contato dos saiotes com o envelope motor.

2.2 Modelo Numérico

O modelo numérico utilizado na análise numérica do envelope do propulsor corresponde a 1/4 de sua geometria, Figura 2. As dimensões principais aproximadas do propulsor são: diâmetro = 1m e comprimento total = 1.1m. A evolução da espessura da parede, do ângulo de deposição α nos domos traseiro e dianteiro e as propriedades dos materiais dos componentes do propulsor são dadas em (Braga de Mendonça, 1994).

O propulsor sendo predominantemente uma estrutura em material composto do tipo casca, foi malhado com 970 elementos do tipo casca multicamadas que possuem 6 graus de liberdade, 3 deslocamentos u_x, u_y, u_z medidos no sistema de coordenadas global $\vec{X}$, $\vec{Y}$ e $\vec{Z}$, e 3 rotações ROT_x, ROT_y e ROT_z, medidas no sistema de coordenadas nodal do elemento $\vec{x}$, $\vec{y}$ e $\vec{z}$ (ANSYS, 1995). Os flanges e as tampas do ignitor e da tubeira foram malhados com 280 elementos de volume que possuem, 3 deslocamentos u_x, u_y, u_z medidos no sistema de coordenadas global, (ANSYS, 1995).

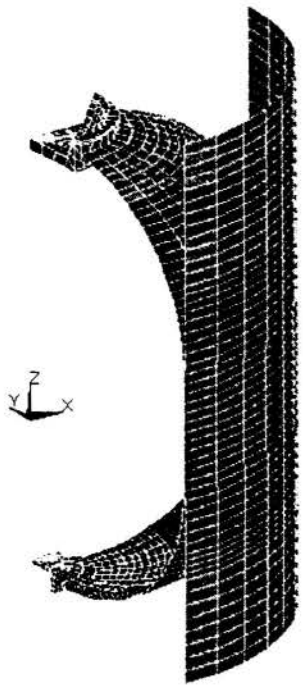


Figura 2: Modelo numérico do propulsor.

As condições de contorno aplicadas no modelo são aquelas que definem a axisimetria do propulsor. Como no ensaio hidráulico, assumiu-se que o propulsor está engastado na extremidade de sua saia dianteira, Figura 3.

3. ANÁLISE DO PROCESSO DE CURA

O envelope motor é bobinado a temperatura ambiente e depois colocado numa estufa para a cura da resina Epóxi. As deformações de origem térmica criadas neste processo, se efetuam sem que haja uma variação global da sua forma por empenamento. No entanto, quando do resfriamento do envelope, as camadas têm a tendência a se contrair ou dilatar de maneira diferente segundo as direções longitudinais e transversais das fibras, dai o surgimento de tensões de origem térmica (Gay, 1991). Em certos casos, estas tensões, chamadas tensões residuais, podem ser suficientemente elevadas para modificar as características a ruptura de estruturas multicamadas (Berthelot, 1992).

Em estruturas do tipo placa, o empilhamento simétrico levaria a uma simetria das tensões, oque teoricamente levaria a estrutura a deformar-se unicamente em membrana. No

caso do envelope motor, em se tratando de uma estrutura de forma complexa a um empilhamento antisimétrico nos domos, as tensões de origem térmica levam o envelope a se deformar em membrana e em flexão. A deformação em torção é nula devido a axisimetria do envelope.

O efeito do processo de cura da resina foi analisado numéricamente supondo que no resfriamento do envelope há uma variação de temperatura Δt = -95 °C, sendo considerado que a temperatura de cura de resina é 120 °C. Os coeficientes de dilatação térmica utilizados foram: α_l = -0.2e-5 °C^{-1}, correspondente as fibras de Aramida e α_t = 7e-5 °C^{-1}, correspondente a resina Epóxi. A comparação com as medidas obtidas após este processo é mostrada na Tabela 1.

Tabela 1: Comparação numérico/experimental dos deslocamentos devidos a cura da resina.

deslocamento axial u_z	numérico	medidos após a cura da resina
tampa traseira	*3.7 mm*	*3.5 mm*
tampa dianteira	*- 6.0 mm*	*- 6.4 mm*

4. ANÁLISE ESTÁTICA NÃO LINEAR

A teoria não linear considera uma rigidez adicional, normalmente considerada em estruturas de tipo casca, oriunda do estado de tensões planas. Esta rigidez adicional é obtida através de uma teoria linear, no entanto, o processo é não linear devido ao fato de as tensões serem calculadas a cada iteração (ANSYS, 1995).

A metodologia utilizada na análise numérica foi a seguinte: analisou-se a deformação do envelope devida a cura da resina Epóxi para posteriormente somar as deformações obtidas na geometria inicial. A análise do comportamento estático não linear durante a pressurização do envelope é portanto feita sobre uma estrutura inicialmente deformada.

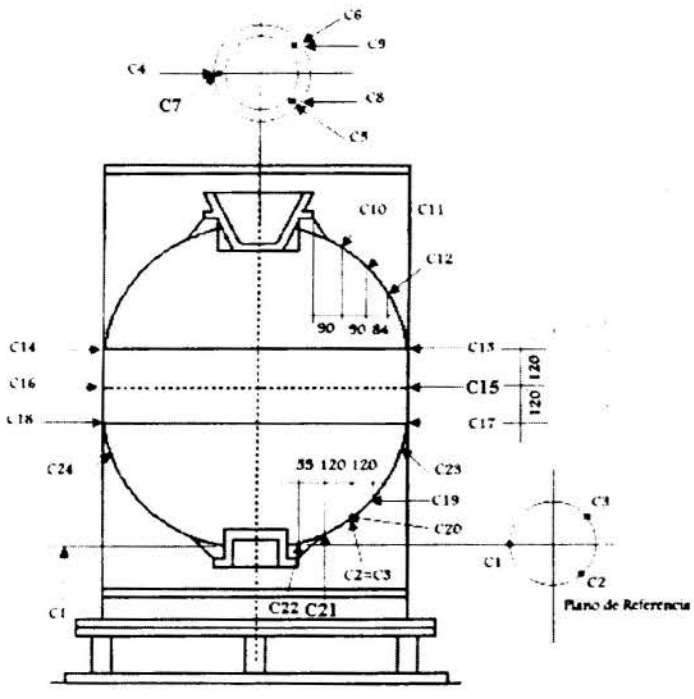


Figura 3: Posicionamento dos transdutores de deslocamento.

4.1 Ensaio Hidráulico

O ensaio hidráulico foi realizado com o propulsor posicionado verticalmente com o domo dianteiro voltado para baixo. A forma da deformação do propulsor durante a pressurização foi extraída pelos 22 transdutores de deslocamentos, posicionados conforme a Figura 3.

4.2 Resultados Numéricos

A confrontação dos resultados numéricos com os resultados experimentais medidos no ensaio hidráulico da região cilíndrica (ponto C15) e dos domos traseiro (ponto C7) e dianteiro (ponto 21), é feita nas Figuras 4, 5 e 6, respectivamente.

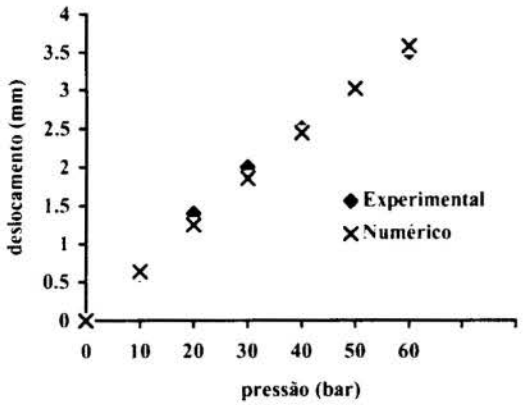


Figura 4: Deslocamento do ponto C15.

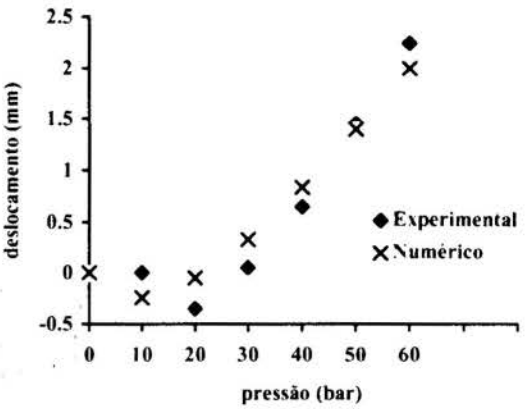


Figura 5: Deslocamento do ponto C7.

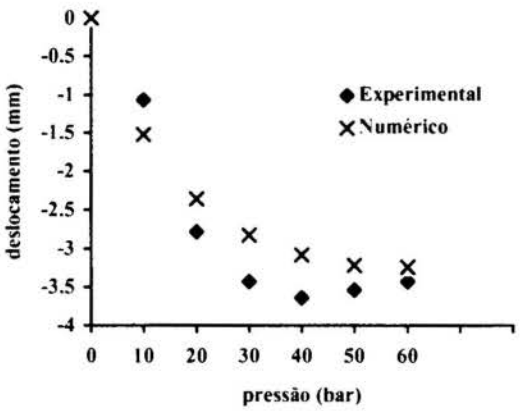


Figura 6: Deslocamento do ponto C21.

5. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

O processo de cura da resina Epóxi demostrou ser parte importante na análise do envelope motor, visto que os deslocamentos medidos após este processo são de mesma ordem de grandeza que aqueles medidos durante a pressurização.

O estado de tensões planas teve uma influência importante no comportamento dos domos, haja visto a aparição do ponto de inflexão ocorrido no domo traseiro, visto na Figura 5. Em contrapartida, este fator se mostrou irrelevante no comportamento da parte cilíndrica.

O modelo numérico ajustou satisfatóriamente o comportamento da parte cilíndrica e do domo traseiro, entretanto o domo dianteiro necessita de uma análise mais refinada para o seu ajuste. Em trabalhos futuros, deve-se avaliar a importância da degradação da resina, assim como das tensões residuais oriundas do processo de cura no comportamento do envelope.

6. REFERÊNCIAS

ANSYS User's Manual, Volume IV, Theory, ANSYS Revision 5.2, August 31, 1995.

Braga de Mendonça, C. " Análise Modal de um Motor Bobinado em Material Composto". Tese de Mestrado, Instituto Tecnológico da Aeronáutica, São José dos Campos, 1994.

ANSYS User's Manual, Volume III, Elements, ANSYS Revision 5.2, August 31, 1995.

Gay, D. *Matériaux Composites*. Hermès, Paris, 1991.

Berthelot, J.-M. *Matériaux Composites - Comportement Mécanique et Analyse des Structures*. Masson, Paris, 1992.

AGRADECIMENTOS

Os resultados numéricos deste trabalho foram conseguidos graças aos recursos computacionais do CENTRO NACIONAL DE SUPERCOMPUTAÇÃO - CESUP/RS. Este trabalho foi realizado graças a concessão de uma bolsa recém-doutor fornecida pelo CONSELHO NACIONAL DE DESENVOLVIMENTO CIENTÍFICO E TECNOLÓGICO - CNPq.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB81

ELEMENTOS FINITOS TRI-LINEARES COM INTEGRAÇÃO REDUZIDA NA ANÁLISE DE PLACAS E CASCAS / *TRI-LINEAR FINITE ELEMENTS WITH REDUCED INTEGRATION IN THE ANALYSIS OF PLATES AND SHELLS*

Sérgio Luiz Schulz & Armando Miguel Awruch
Curso de Pós-Graduação em Engenharia Civil – CPGEC / UFRGS
Av. Osvaldo Aranha, 99 – 3º andar
CEP 90035-190 Porto Alegre, RS, Brasil – E-mail: slschulz@uepg.br ; awruch@nutecnet.com.br

Abstract

The static and dynamic finite element analysis of plates, shells and other structural systems using eight nodes three-dimensional linear isoparametric elements is presented in this work. Some important features are: (a) the element matrices are obtained using reduced integration with control of hourglass modes; (b) an explicit Taylor-Galerkin scheme is used to carry out the dynamic analysis, solving the corresponding equations in terms of velocity components; (c) advantages of vector processors facilities, existing in modern super-computers, were considered. Good results were obtained in terms of accuracy and computational performance.

Palavras-chave

Placas, cascas, elementos finitos, integração reduzida, supercomputação / Plates, shells, finite element method, reduced integration, supercomputing

1. INTRODUÇÃO

A simulação numérica de placas e cascas utilizando elementos finitos tridimensionais exige, muitas vezes, grande capacidade computacional em termos de memória e tempo de processamento, a despeito do desenvolvimento na arquitetura dos computadores nos últimos anos. A solução destes problemas passa pela elaboração de algoritmos eficientes, com a utilização de integração numérica reduzida das matrizes envolvidas, e que aproveitem a capacidade de vetorização e/ou paralelização dos equipamentos modernos.

A integração completa (IC) de um elemento hexaédrico de 8 nós requer $2 \times 2 \times 2 = 8$ pontos de Gauss e a convergência e estabilidade da solução são garantidas à medida que se refina a malha; entretanto, isto é computacionalmente custoso e, para certos problemas, ocorre o fenômeno de *locking*. O uso da integração reduzida seletiva (IS) em geral funciona bem onde IC não dá bons resultados, porém como na realidade a integração completa e a reduzida são aplicadas em diferentes termos das matrizes do elemento, tampouco esta técnica resulta num processo muito econômico. Quando se usa integração reduzida uniforme (IR), com um ponto de integração, aparecem os modos de deformação "cinemáticos", "de energia nula",

"espúrios" ou *hourglass*, os quais conduzem à singularidade da matriz de rigidez global. Neste caso deve ser incluído um termo adicional de correção, que tenha significado físico e matemático, e que seja mais eficiente que o emprego de IC ou IS.

Um dos trabalhos pioneiros visando o controle dos modos espúrios é o de Kosloff e Frazier (1978). Todavia, para elementos distorcidos tridimensionais, eles propõem a resolução de 4 sistemas de 8 equações, o que o torna contraproducente na análise dinâmica. Flanagan e Belytschko (1981) e Belytschko *et al.* (1984) apresentam uma maneira sistemática e efetiva para contornar o problema dos modos espúrios através de uma "viscosidade artificial" e de uma "rigidez artificial", respectivamente; entretanto, estas duas formulações exigem a aplicação de um parâmetro a ser definido pelo usuário. Belytschko e Bindeman (1993) introduzem o emprego do sistema de coordenadas co-rotacional e eliminam o parâmetro mencionado acima; entretanto, a matriz que relaciona deformações e deslocamentos depende do material (coeficiente de Poisson), aspecto que é eliminado no trabalho de Liu *et al.* (1994).

Neste trabalho apresenta-se a análise de placas e cascas utilizando um elemento isoparamétrico com funções de interpolação tri-lineares, empregando-se integração reduzida com controle de modos espúrios. A análise dinâmica foi realizada com um esquema explícito de Taylor-Galerkin, que resolve o problema em termos das componentes da velocidade. As potencialidades dos processadores vetoriais, existentes nos modernos supercomputadores, foram também aproveitadas para melhorar a *performance* computacional.

2. ELEMENTO HEXAÉDRICO ISOPARAMÉTRICO DE OITO NÓS COM INTEGRAÇÃO REDUZIDA E CONTROLE DOS MODOS ESPÚRIOS

Para um elemento isoparamétrico hexaédrico de 8 nós, as funções de interpolação vêm dadas por

$$N_a(\xi,\eta,\zeta)=\frac{1}{8}(1+\xi_a\xi)(1+\eta_a\eta)(1+\zeta_a\zeta) \quad (a=1,\ldots,8) \quad , \tag{1}$$

onde ξ_a, η_a e ζ_a são as a-ésimas coordenadas do elemento no sistema de eixos referencial ξ, η, ζ.

A integração numérica da matriz Jacobiana em um ponto de Gauss (ponto central), $\mathbf{J(0)}$, resulta em

$$\mathbf{J(0)}=\frac{1}{8}\begin{bmatrix}\xi^T\mathbf{x}_1 & \xi^T\mathbf{x}_2 & \xi^T\mathbf{x}_3\\ \eta^T\mathbf{x}_1 & \eta^T\mathbf{x}_2 & \eta^T\mathbf{x}_3\\ \zeta^T\mathbf{x}_1 & \zeta^T\mathbf{x}_2 & \zeta^T\mathbf{x}_3\end{bmatrix} \quad , \tag{2}$$

onde ξ, η e ζ são vetores com as coordenadas nodais em relação aos eixos referenciais ξ, η, ζ e $\mathbf{x}_1$, $\mathbf{x}_2$ e $\mathbf{x}_3$ são as coordenadas nodais em relação ao sistema global de eixos x_1, x_2, x_3. O super-índice "T" significa transposição.

Segundo Belytschko e Bindeman (1993), para que elementos distorcidos passem no *patch test* é necessário que os vetores gradientes $\mathbf{b}_i=\mathbf{N}_{,i}(\xi,\eta,\zeta)$, calculados num ponto de integração, sejam substituídos pelos vetores gradientes uniformes $\tilde{\mathbf{b}}_i$, dados por

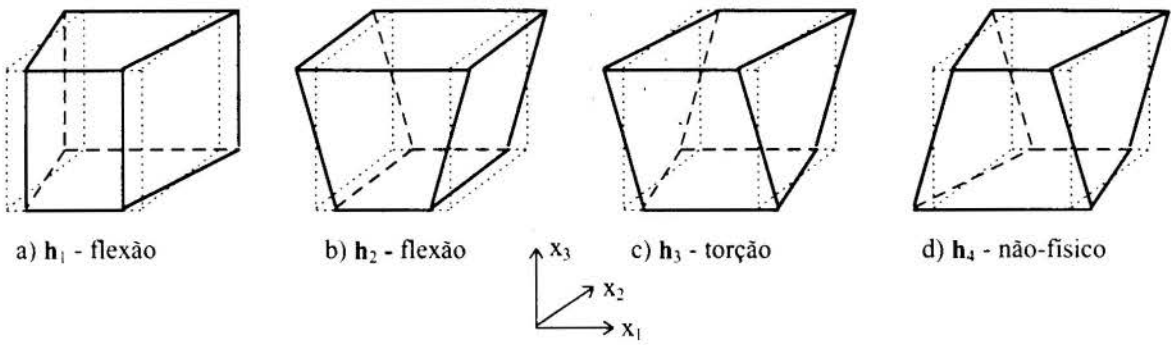
$$\tilde{\mathbf{b}}_i=\frac{1}{V}\int_V \mathbf{N}_{,i}(\xi,\eta,\zeta)\,dV \quad (i=1,2,3) \quad , \tag{3}$$

onde V é o volume do elemento e $\mathbf{N}_{,i} = \partial \mathbf{N}/\partial x_i$. Em (3) os vetores $\tilde{\mathbf{b}}_i$ e $\mathbf{N}_{,i}$ contém os valores correspondentes de cada nó do elemento hexaédrico.

Para identificar os padrões de modos espúrios, resultantes do campo de deformações não constante devido ao emprego da integração reduzida, definem-se os seguintes vetores:

$$\begin{aligned} \mathbf{h}_1^T &= [+1,-1,+1,-1,+1,-1,+1,-1] \quad ; \quad \mathbf{h}_2^T = [+1,-1,-1,+1,-1,+1,+1,-1] \quad ; \\ \mathbf{h}_3^T &= [+1,+1,-1,-1,-1,-1,+1,+1] \quad ; \quad \mathbf{h}_4^T = [-1,+1,-1,+1,+1,-1,+1,-1] \quad . \end{aligned} \tag{4}$$

Na figura 1 esboçam-se os modos de flexão, torção e não-físico associados a esses vetores, na direção do eixo x_1.



a) $\mathbf{h}_1$ - flexão b) $\mathbf{h}_2$ - flexão c) $\mathbf{h}_3$ - torção d) $\mathbf{h}_4$ - não-físico

Figura 1: Padrões de modos espúrios.

Os vetores gradientes $\tilde{\mathbf{b}}_i$ cumprem as seguintes relações:

$$\tilde{\mathbf{b}}_i^T \mathbf{x}_j = \delta_{ij} \quad ; \quad \sum_{a=1}^{8} \tilde{b}_{ia} = 0 \quad ; \quad \tilde{\mathbf{b}}_i^T \mathbf{h}_4 = 0 \quad (i,j = 1,2,3) \quad ; \tag{5.a}$$

$$\tilde{\mathbf{b}}_i^T \mathbf{h}_j = 0 \begin{cases} = 0 \text{ para elementos retangulares} \\ \neq 0 \text{ para elementos distorcidos} \end{cases} \quad (i,j = 1,2,3) \quad , \tag{5.b}$$

onde δ_{ij} é o delta de Kronecker.

As deformações específicas ε e deslocamentos $\mathbf{u}$ estão relacionados pela expressão

$$\varepsilon = \sum_{a=1}^{8} \overline{\mathbf{B}}_a(\xi,\eta,\zeta)\mathbf{u}_a = \sum_{a=1}^{8} \begin{bmatrix} \tilde{b}_{1a} \\ \tilde{b}_{2a} \\ \tilde{b}_{3a} \end{bmatrix} \mathbf{u}_a \quad . \tag{6}$$

$\overline{\mathbf{B}}_a$ pode ser expandida em uma série de Taylor a partir do centro do elemento até os termos bi-lineares, separando-se a parte dilatacional e desviadora para criar condições de atenuar o *locking* volumétrico, obtendo-se

$$\begin{aligned} \overline{\mathbf{B}}_a(\xi,\eta,\zeta) = \mathbf{B}_a^{dil}(\mathbf{0}) + \mathbf{B}_a^{desv}(\mathbf{0}) + \mathbf{B}_{a,\xi}^{desv}(\mathbf{0})\xi + \mathbf{B}_{a,\eta}^{desv}(\mathbf{0})\eta + \mathbf{B}_{a,\zeta}^{desv}(\mathbf{0})\zeta + \\ 2\mathbf{B}_{a,\xi\eta}^{desv}(\mathbf{0})\xi\eta + 2\mathbf{B}_{a,\eta\zeta}^{desv}(\mathbf{0})\eta\zeta + 2\mathbf{B}_{a,\zeta\xi}^{desv}(\mathbf{0})\zeta\xi \quad (a = 1,\ldots,8) \quad . \end{aligned} \tag{7}$$

A forma final da matriz $\overline{\mathbf{B}}$ é:

$$\overline{\mathbf{B}} = \overline{\mathbf{B}}(\mathbf{0}) + \overline{\mathbf{B}}^{C} = \begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{b}}_1^T & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \tilde{\mathbf{b}}_2^T & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \tilde{\mathbf{b}}_3^T \\ \tilde{\mathbf{b}}_2^T & \tilde{\mathbf{b}}_1^T & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \tilde{\mathbf{b}}_3^T & \tilde{\mathbf{b}}_2^T \\ \tilde{\mathbf{b}}_3^T & \mathbf{0} & \tilde{\mathbf{b}}_1^T \end{bmatrix} + \frac{1}{8} \begin{bmatrix} \frac{2}{3}\mathbf{f}_1 & -\frac{1}{3}\mathbf{f}_2 & -\frac{1}{3}\mathbf{f}_3 \\ -\frac{1}{3}\mathbf{f}_1 & \frac{2}{3}\mathbf{f}_2 & -\frac{1}{3}\mathbf{f}_3 \\ -\frac{1}{3}\mathbf{f}_1 & -\frac{1}{3}\mathbf{f}_2 & \frac{2}{3}\mathbf{f}_3 \\ D_{22}\,\zeta\,\gamma_3^T & D_{11}\,\zeta\,\gamma_2^T & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & D_{33}\,\xi\,\gamma_2^T & D_{22}\,\xi\,\gamma_1^T \\ D_{33}\,\eta\,\gamma_3^T & \mathbf{0} & D_{11}\,\eta\,\gamma_1^T \end{bmatrix} , \quad (8)$$

onde

$$\mathbf{f}_1 = \left(\eta\gamma_1^T + \zeta\gamma_2^T + 2\,\eta\zeta\gamma_4^T\right) D_{11} \quad ; \quad \mathbf{f}_2 = \left(\xi\gamma_1^T + \zeta\gamma_3^T + 2\,\xi\zeta\gamma_4^T\right) D_{22} \quad ; \quad \mathbf{f}_3 = \left(\xi\gamma_2^T + \eta\gamma_3^T + 2\,\xi\eta\gamma_4^T\right) D_{33} \quad ; \quad (9.a)$$

$$D_{ij} = \left[\mathbf{J}(\mathbf{0})^{-1}\right]_{ij} \quad ; \quad \gamma_\alpha = \mathbf{h}_\alpha - \left(\mathbf{h}_\alpha^T\,\mathbf{x}_i\right)\mathbf{b}_i \quad (\alpha = 1,\ldots,4), (i,j = 1,2,3) \quad , \quad (9.b)$$

sendo $\overline{\mathbf{B}}(\mathbf{0})$ a matriz obtida para o ponto de integração localizado no centro e $\overline{\mathbf{B}}^{C}$ a matriz que controla os modos espúrios, a qual é obtida usando 4 pontos de integração, cujas coordenadas no sistema ξ, η, ζ são $(\bar{a},\bar{a},\bar{a})$, $(-\bar{a},-\bar{a},\bar{a})$, $(-\bar{a},\bar{a},-\bar{a})$ e $(\bar{a},-\bar{a},-\bar{a})$, com $\bar{a} = \sqrt{3}/3$.

Considerando-se que o determinante da matriz Jacobiana é constante e igual a ¼ do volume do elemento, a força interna pode ser integrada da seguinte maneira:

$$\mathbf{F}^{int} = \int_V \mathbf{B}^T \sigma \, dV = \sum_{m=1}^{4} \frac{V}{4} \mathbf{B}^T(\xi_m,\eta_m,\zeta_m)\,\sigma(\xi_m,\eta_m,\zeta_m) =$$

$$\sum_{m=1}^{4} \frac{V}{4} \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \text{sim.} & & \sigma_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \tilde{\mathbf{b}}_1 \\ \tilde{\mathbf{b}}_2 \\ \tilde{\mathbf{b}}_3 \end{Bmatrix} + \sum_{m=1}^{4} \frac{V}{32} \begin{bmatrix} \sigma_{11}^{desv}\mathbf{f}_1^T + \gamma_3(\sigma_{12}\,D_{22}\,\zeta + \sigma_{13}\,D_{33}\,\eta) \\ \sigma_{22}^{desv}\mathbf{f}_2^T + \gamma_2(\sigma_{21}\,D_{11}\,\zeta + \sigma_{23}\,D_{33}\,\xi) \\ \sigma_{33}^{desv}\mathbf{f}_3^T + \gamma_1(\sigma_{32}\,D_{22}\,\xi + \sigma_{31}\,D_{11}\,\eta) \end{bmatrix} \quad (10)$$

Segundo Liu *et al.* (1994), para evitar o fenômeno de *locking* para os esforços de membrana e de corte em cascas e placas finas, é necessário empregar-se um sistema de coordenadas co-rotacional, que gira com o elemento. Isto é feito definindo-se para cada elemento um tensor $\mathbf{R}$ que transforma uma correspondente matriz do sistema coordenado global x_1, x_2, x_3 ao sistema co-rotacional $\bar{\mathbf{x}}_1, \bar{\mathbf{x}}_2, \bar{\mathbf{x}}_3$, que em elementos não distorcidos coincide com o sistema ξ, η, ζ. As componentes de $\mathbf{R}$ vêm dadas por:

$$R_{1i} = \frac{r_{1i}}{\|\mathbf{r}_1\|} \quad , \text{com } r_{1i} \equiv \xi^T\mathbf{x}_i \quad (i = 1,2,3) \quad ; \quad (11.a)$$

$$R_{2i} = \frac{r_{2i} + r_{ci}}{\|\mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_c\|} \quad , \text{com } r_{2i} \equiv \eta^T\mathbf{x}_i \text{ e } r_{ci} = -\frac{\mathbf{r}_1 \cdot \mathbf{r}_2}{\mathbf{r}_1 \cdot \mathbf{r}_1} r_{1i} \quad (i = 1,2,3) \quad ; \quad (11.b)$$

$$R_{3i} = \frac{r_{3i}}{\|\mathbf{r}_3\|} \quad , \text{com } \mathbf{r}_3 = \mathbf{r}_1 \times (\mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_c) \quad (i = 1,2,3) \quad , \tag{11.c}$$

onde os vetores $\mathbf{r}_1$ e $\mathbf{r}_2$ definidos no sistema de coordenadas global coincidem com os eixos de referência ξ e η do elemento e $\mathbf{r}_c$ é um termo de correção que se adiciona a $\mathbf{r}_2$ de forma tal que $\mathbf{r}_1 \cdot (\mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_c) = 0$. Nas eqs. (11.a, b, c), o símbolo $\| \ \|$ indica a norma de um vetor. Observa-se que as componentes de **R** foram obtidas pela normalização dos vetores de base $\mathbf{r}_i$ previamente definidos.

3. ESQUEMA EXPLÍCITO DE TAYLOR-GALERKIN E ASPECTOS DA VETORIZAÇÃO DO CÓDIGO COMPUTACIONAL

A equação de equilíbrio dinâmico vem dada por

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) - \frac{\partial}{\partial x_j}(S_i)_j + Q_i = 0 \quad (i,j = 1,2,3) \quad , \tag{12}$$

onde ρ é a massa específica, v_i são as componentes da velocidade na direção de x_i e $(S_i)_j$ são as componentes do tensor de tensões. O termo Qi em (12) contém as componentes das forças de amortecimento $\frac{\mu}{\rho}(\rho v_i)$ e de volume $\bar{\mathbf{b}}_i$, sendo μ um coeficiente de amortecimento.

A expressão (12), que é válida em todo o domínio, vem acompanhada das correspondentes condições de contorno (essenciais e naturais) e iniciais.

Expandindo-se (ρv_i) em série de Taylor e usando-se expansões clássicas de elementos finitos,

$$\mathbf{v} = \mathbf{N}\bar{\mathbf{v}} \quad ; \quad \bar{\mathbf{b}} = \mathbf{N}\bar{\mathbf{b}} \quad ; \quad \mathbf{S}_j = \mathbf{N}\bar{\mathbf{S}}_j \quad , \tag{13}$$

onde $\bar{\mathbf{v}}$, $\bar{\mathbf{b}}$ e $\bar{\mathbf{S}}_j$ indicam valores nodais de v_i, $\bar{\mathbf{b}}_i$ e $(S_i)_j$, respectivamente, e **N** são as funções de interpolação, obtém-se finalmente a seguinte expressão, a partir da qual pode-se calcular as componentes da velocidade e, consequentemente, os deslocamentos:

$$\begin{aligned} \Delta(\rho\bar{\mathbf{v}})_{k+1}^{n+1} = &- \Delta t\, \beta\, \mathbf{M}_D^{-1} \left\{ \mathbf{F}_j\left[\bar{\mathbf{u}}^{n+\frac{1}{2}}\right] + \frac{\mu}{\rho}\mathbf{M}(\rho\bar{\mathbf{v}}) - \mathbf{P}_b{}^{n+\frac{1}{2}} - \mathbf{P}_p{}^{n+\frac{1}{2}} \right\} \\ &+ \mathbf{M}_D^{-1}(\mathbf{M}_D - \mathbf{M})\Delta(\rho\bar{\mathbf{v}})_k^{n+1} \quad , \end{aligned} \tag{14}$$

sendo

$$\begin{aligned} &\mathbf{M} = \int_V \mathbf{N}^T\mathbf{N}\, dV \quad ; \quad \mathbf{P}_b^{n+\frac{1}{2}} = \int_V \mathbf{N}^T\bar{\mathbf{b}}^{n+\frac{1}{2}}\, dV \quad ; \quad \mathbf{P}_p^{n+\frac{1}{2}} = \int_S \mathbf{N}^T\mathbf{p}^{n+\frac{1}{2}}\, dS \quad ; \\ &\mathbf{F}_j\left[\bar{\mathbf{u}}^{n+\frac{1}{2}}\right] = \left(\int_V \frac{\partial \mathbf{N}^T}{\partial x_j}\mathbf{N}\, dV\right)\left(\bar{\mathbf{S}}_j\right)^{n+\frac{1}{2}} \quad ; \quad M_{D\,ij} = \frac{V}{8}\delta_{ij} \quad ; \quad \beta = \frac{1}{1 + \frac{\Delta t}{2}\frac{\mu}{\rho}} \quad , \end{aligned} \tag{15}$$

onde **M** é a matriz de massa consistente; $\mathbf{M_D}$ é a matriz de massa discreta; $\mathbf{P_b}$ e $\mathbf{P_p}$ são os vetores de cargas de volume e superfície (atuando sobre a superfície S), respectivamente. Os sub-índices "n" e "k" referem-se ao nível de tempo e ao número de iterações, respectivamente. Nos exemplos de aplicação aqui apresentados, entretanto, não foi necessário a utilização do processo iterativo para a obtenção de bons resultados.

Para aproveitar as potencialidades dos processadores vetoriais, considerou-se as sugestões de Teodorowitsch (1995). Especial atenção foi dada à expansão de laços DO-LOOP (*unrolling*) e ao processo de montagem (*assembling*), empregando-se neste último a Técnica de Mapeamento Inverso. Observa-se que a técnica usual de montagem, que consiste em inserir um vetor a nível de elemento num vetor global em função da matriz de conetividades, inibe consideravelmente a vetorização.

4. EXEMPLOS DE APLICAÇÃO

4.1 Análise Estática e Dinâmica de uma Viga Torcida Engastada em um Extremo e Sujeita a uma Carga Concentrada no outro Extremo (*Twisted Beam*)

Uma viga de comprimento L cujas seções transversais são retangulares de base b e altura h e que giram uniformemente de 0º a 90º ao longo do eixo longitudinal é engastada numa de suas extremidades e no ponto central da outra é submetida a uma carga concentrada vertical. As características geométricas, de carregamento e as propriedades do material são mostradas na figura 2; na figura 3 aparece a malha utilizada, com 24 elementos na direção longitudinal e 4 elementos no sentido da largura e da espessura, respectivamente, dando um total de 384 elementos e 625 nós.

Para a análise estática a razão entre o resultado obtido com o elemento hexaédrico e o dado por Belytschko e Leviathan (1994) como exato, que é de 1,654 mm para o deslocamento vertical no ponto de aplicação da carga, foi de 1,019.

Para a análise dinâmica, não foi considerado o amortecimento; a carga, de mesma intensidade que para o caso estático, foi tomada como sendo uma função degrau e mantida constante durante todo o processo. Foi adotado um intervalo de tempo, Δt , de $0{,}2 \times 10^{-6}$ s e realizaram-se 50000 passos de tempo. O gráfico deslocamento vertical do extremo livre × tempo é indicado na figura 4 e comparado com o obtido por Belytschko e Leviathan (1994), que resolveram o mesmo problema empregando um elemento de casca. Alcançou-se a *performance* computacional média de 150 Mflops no CRAY Y-MP2E do CESUP/UFRGS, o qual apresenta limitação teórica, de acordo com Teodorowitsch (1995), de 333 Mflops.

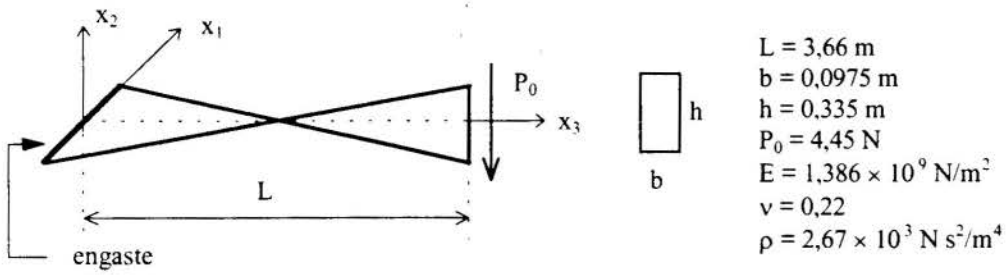


Figura 2: Geometria, carregamento e propriedades da viga torcida.

Figura 3: Discretização da viga torcida.

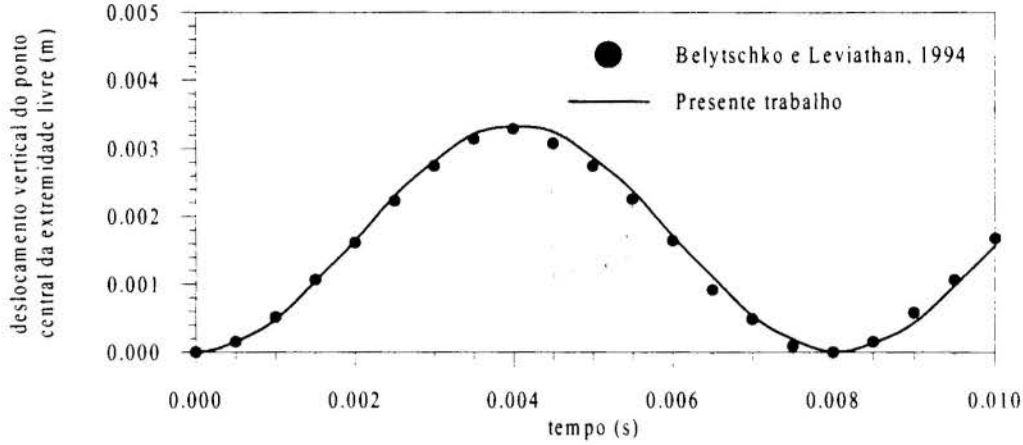
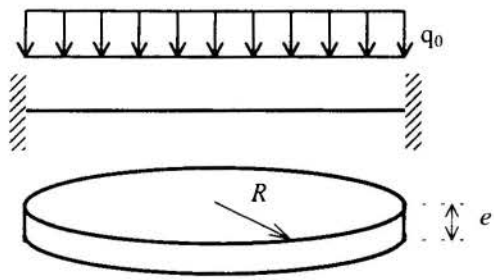
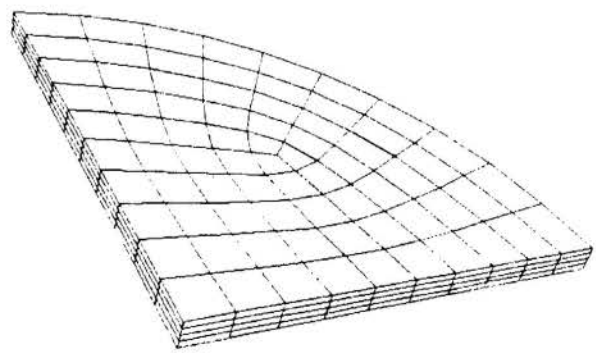


Figura 4: Gráfico deslocamento × tempo da viga torcida.

4.2 Análise Dinâmica Não-Amortecida de uma Placa Circular Engastada Sujeita a Carga Distribuída

Uma placa circular engastada nas bordas é sujeita a uma carga distribuída vertical, que é mantida constante durante todo o processo, ou seja, é uma função degrau. As características geométricas, de carregamento e malha utilizada são mostradas na figura 5. Devido à simetria, somente ¼ da placa foi discretizado com 300 elementos e 455 nós. O gráfico deslocamento vertical do ponto central × tempo é apresentado na figura 6 e comparado com o apresentado por Reddy (1984), que utilizou elementos quadriláteros de 9 nós baseados na teoria de Mindlin com integração reduzida seletiva e o Método de Newmark para integrar no tempo. Foi adotado $\Delta t = 0{,}25$ s e a *performance* computacional média no CRAY Y-MP2E foi de 175 Mflops.





$R = 2{,}54$ m $\quad$ $E = 689{,}5$ kN/m^2
$e = 0{,}127$ m $\quad$ $\nu = 0{,}3$
$q_0 = 1{,}379$ N/m^2 $\quad$ $\rho = 1{,}069 \times 10^8$ N s^2/m^4

Figura 5: Características e discretização da placa circular.

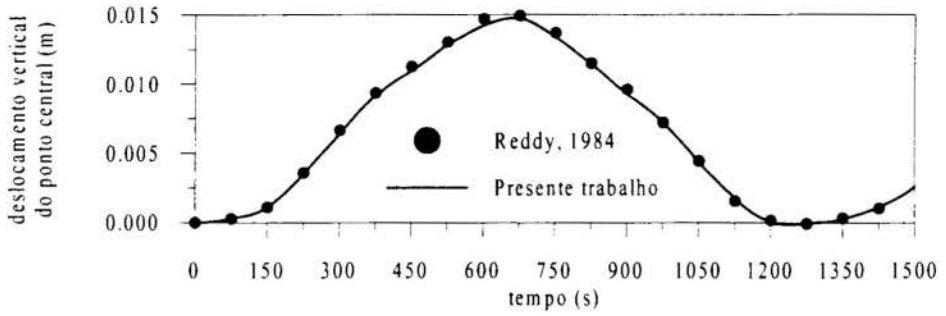


Figura 6: Gráfico deslocamento × tempo da placa circular.

5. CONCLUSÕES

Um elemento isoparamétrico hexaédrico com integração reduzida foi apresentado para a análise linear estática e dinâmica de placas e cascas, obtendo-se bons resultados. Para a análise dinâmica, um esquema explícito de Taylor-Galerkin foi utilizado; no mesmo, não é preciso um algoritmo especial para a inicialização do cálculo, como é o caso de Diferenças Centradas. O programa computacional foi vetorizado para sua utilização adequada no supercomputador CRAY YMP-2E do CESUP/UFRGS e uma boa *performance* foi alcançada.

Expansões para a análise não linear de materiais compósitos estão sendo implementadas.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Belytschko, T. & Bindeman, L. P. Assumed Strain Stabilization of the Eight Node Hexaedral Element, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 105, pp. 225-260, 1993.

Belytschko, T & Leviathan, I. Physical Stabilization of the 4-Node Shell Element with One Point Quadrature, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 113, pp. 321-350, 1994.

Belytschko, T., Ong, J. S., Liu, W. K. & Kennedy, J. M. Hourglass Control in Linear and Nonlinear Problems, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 43, pp. 251-276, 1984.

Flanagan, D. P. & Belytschko, T. A Uniform Strain Hexaedron and Quadrilateral with Orthogonal Hourglass Control, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 17, pp. 679-706, 1981.

Kosloff, D. & Frazier, G. A. Treatment of Hourglass Patterns in Low Order Finite Element Codes, *International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics*, vol. 2, pp. 57-72, 1978.

Liu, W. K., Hu, Y-K. & Belytschko, T. Multiple Quadrature Underintegrated Finite Elements, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 37, pp. 3263-3289, 1994.

Reddy, J. N. *An Introduction to the Finite Element Method*, McGraw-Hill, New York, 1984.

Teodorowitsch, R. *Otimização do Uso do Supercomputador CRAY Y-MP2E/232*, Publicação do Centro Nacional de Supercomputação (CESUP/UFRGS), 1995, 3ª ed.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB811

ANÁLISE ELASTOPLÁSTICA DE PLACAS SEMI-ESPESSAS COM NÃO-LINEARIDADES GEOMÉTRICA E MATERIAL UTILIZANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS / *ELASTIC-PLASTIC ANALYSIS OF THICK PLATES UNDERGOING LARGE DEFLECTIONS USING THE FINITE ELEMENT METHOD*

JOSÉ AGUIOMAR FOGGIATTO & CARLOS ALBERTO DE CAMPOS SELKE
NUPES Núcleo de Pesquisas em Engenharia Simultânea / NUPEM Núcleo de Pesquisas em Engenharia Mecânica - Departamento de Mecânica - CEFET-PR Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná CEP 80230-901 Curitiba, Paraná, Brasil - E-mail: foggiatt@damec.cefetpr.br
GRANTE Grupo de Análise de Tensões - Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC Universidade Federal de Santa Catarina CEP 88040-900 Florianópolis, Santa Catarina, Brasil - E-mail:carlos_selke@sirius.cnpq.br

Abstract

The finite element method is used to solve elastic-plastic problems of thick plates undergoing large deflections. Hill's variational principle, in its updated lagrangian form, is adopted in the formulation of the problem, since it has show to be efficient in the modelling of elastic-plastic materials, with isotropic hardening. The behavior of the elastic-plastic plates is modelled using the von Mises yield function and the flow rule associated with von Mises yield function. Due to its invariance with the rigid body rotation and displacements and because its leads to a symmetric stiffness matrix, the co-rotacional rate of Kirchhoff stress tensor is used in the formulation. The element obtained from this formulation is the nine node isoparametric quadrilateral Lagrangian finite element. The integration through the thickness of the element is numerically performed by the Gauss-Lobatto quadrature rule, which allows a better representation of the plastic process. This thick plate finite element is used to solve several non-linear elastic-plastic problems of plates and the results obtained are compared with analytical and numerical solutions available in the literature.

Keywords

Finite elements, plasticity, thick plates, quadrature rule, nonlinearities
Elementos finitos, plasticidade, placas semi-espessas, regra de quadratura, não-linearidades.

1. INTRODUÇÃO

O estudo de problemas elastoplásticos não lineares na mecânica estrutural tem sido objeto de grande interesse nas últimas décadas. A inexistência de soluções analíticas para grande parte destes problemas, tem motivado o aparecimento de inúmeras formulações que possibilitem a solução numérica desses casos, fazendo-se uso de algum método numérico consagrado, como, por exemplo, o Método dos Elementos Finitos. O desenvolvimento e a disponibilidade de computadores de altíssima capacidade de processamento, vêm tornando possível a implementação de modelos constitutivos cada vez mais realísticos. A modelagem de problemas de elastoplasticidade com grandes deflexões é, ainda hoje, considerada um tópico de difícil tratamento (Khan e Huang, 1995), visto que, além da complexidade matemática destas formulações, estas devem utilizar parâmetros materiais, obtidos experimentalmente, que levem a resultados numéricos compatíveis com a realidade.

O presente trabalho apresenta um estudo sobre o comportamento de placas semi-espessas, quando estas estão sujeitas a carregamentos que causam a plastificação de parte da estrutura e ainda provocam grandes deslocamentos, o que caracteriza o aparecimento de dois tipos de não-linearidades: a material e a geométrica. Uma formulação baseada no princípio variacional de Hill (1959) e adaptada por McMeeking e Rice (1975), para problemas com grandes deformações elastoplásticas e grandes deslocamentos, é utilizada na sua forma lagrangeana atualizada e o comportamento elastoplástico é modelado considerando-se o encruamento como sendo isotrópico, o critério de escoamento de von Mises e a regra de fluxo associada com a função de escoamento de von Mises.

O elemento finito isoparamétrico quadrilateral de nove nós é utilizado na discretização dos domínios das placas estudadas. Para evitar o aparecimento de uma rigidez excessiva, ou mesmo o travamento (*locking*) da estrutura, é utilizada a técnica de integração reduzida seletiva dos termos da matriz de rigidez do elemento, provenientes da consideração da deformação cisalhante transversal. A integração numérica da matriz de rigidez é feita usando-se duas regras de quadratura: Gauss-Legendre para a superfície e Gauss-Lobatto ao longo da espessura da placa.

2. PRINCÍPIO DOS TRABALHOS VIRTUAIS NA FORMA DE TAXA

O princípio dos trabalhos virtuais representa uma forma de se escrever as equações de equilíbrio em um corpo sujeito a determinadas condições de contorno. Para que o corpo esteja em equilíbrio, tem-se que garantir que o trabalho virtual total das forças externas seja igual a variação da energia interna.

O princípio dos trabalhos virtuais proposto por Hill (1959), dado em função da taxa do primeiro tensor tensão de Piola-Kirchhoff é expresso por (McMeeking e Rice, 1975)

$$\int_{V^o} \dot{T}_{ij}\delta\left(\frac{\partial \dot{u}_j}{\partial x_i}\right)dV^o = \int_{V^o} \dot{b}_i\delta\dot{u}_i dV^o + \int_{S^o} \dot{f}_i\delta\dot{u}dS^o, \qquad (1)$$

onde V^o e S^o são o volume e a superfície iniciais, $\partial\, \dot{u}_i$ é uma variação virtual arbitrária da taxa do deslocamento, $\dot{b}_i$ é o vetor taxa de força por unidade de área inicial, que pode ser expresso em função da taxa do primeiro tensor tensão de Piola-Kirchhoff e do vetor normal à superfície, na forma

$$\dot{f}_i = \dot{T}_{ij} n_j^o . \qquad (2)$$

O princípio variacional expresso por (1), pode ser adaptado a problemas envolvendo grandes deslocamentos, escolhendo-se um tensor tensão adequado para representar o campo de tensões. McMeeking e Rice (1975) sugerem o uso do tensor tensão co-rotacional de Kirchhoff, por ele ser mais adequado para a descrição das equações constitutivas, além de ser invariante às rotações de corpo rígido. Ao substituir-se este tensor na expressão (1) chega-se a (Ribeiro Jr., e Selke, 1995)

$$\int_V \left[\tau^*_{ij}\delta D_{ij} - \frac{1}{2}\sigma_{ij}\delta\left(2D_{ik}D_{kj} - \dot{u}_{k,i}\dot{u}_{k,j}\right)\right]dV = \int_V \dot{b}_i\delta\dot{u}_i dV + \int_S \dot{f}_i\delta\dot{u}_i dS . \quad (3)$$

A expressão (3) está escrita na configuração corrente e, portanto, adequada ao uso na formulação lagrangeana atualizada.

3. DISCRETIZAÇÃO DO PRINCÍPIO DOS TRABALHOS VIRTUAIS NA FORMA DE TAXA

Ao desenvolver-se o lado esquerdo da expressão (3) levando em conta a propriedade de simetria do tensor σ obtém-se

$$\int_V \left[\tau^*_{ij} \delta D_{ij} + \delta \dot{u}_{k,i} \sigma_{ij} \dot{u}_{k,j} - 2\delta D_{ik} D_{kj} \right] dV = \int_V \dot{b}_i \delta \dot{u}_i dV + \int_S \dot{f}_i \delta \dot{u}_i dS . \quad (4)$$

O primeiro termo do lado esquerdo da equação (4) produz a parcela correspondente à matriz de rigidez linear que, na forma discretizada, é dada por

$$K_l = \int_V B^T C B dV , \quad (5)$$

onde B corresponde à matriz deformação-deslocamento e C é a matriz constitutiva elasto-plástica dada por (Hinton e Owen, 1980)

$$C^{ep}_{ijkl} = C^e_{ijkl} - \alpha \frac{C^e_{ijmn} \left(\frac{\partial f}{\partial \sigma_{mn}} \right) \left(\frac{\partial f}{\partial \sigma_{pq}} \right) C^e_{pqkl}}{\left[H' + \left(\frac{\partial f}{\partial \sigma_{rs}} \right) C^e_{rstu} \left(\frac{\partial f}{\partial \sigma_{tu}} \right) \right]} , \quad (6)$$

sendo que α=0 para o regime elástico e α=1 para o regime elastoplástico. Referenciando-se ainda o lado esquerdo da expressão (4), o segundo e terceiro termos produzem a parcela correspondente à matriz de rigidez geométrica, que discretizada assume a forma (McMeeking e Rice, 1975)

$$\{\delta\dot{\psi}\} [K_\sigma] \{\Delta\dot{\psi}\} = \int_V \left[\delta \dot{u}_{k,i} \sigma_{ij} \dot{u}_{k,j} - 2\delta D_{ik} \sigma_{ij} D_{kj} \right] dV , \quad (7)$$

onde $\dot{\psi}$ representa o vetor taxa de variação dos graus de liberdade nodais e $\mathbf{K}_\sigma$ a matriz de rigidez geométrica.

Considerando o domínio dividido em *E* elementos, pode-se então chegar à seguinte forma discretizada do princípio dos trabalhos virtuais

$$\sum_{e=1}^{E} \{\delta u_1, \delta v_1, \delta w_1, \delta\theta_{x1}, \delta\theta_{y1}\} \left(\left[K^e_l \right] + \left[K^e_\sigma \right] \right) \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ \theta_{x1} \\ \theta_{y1} \end{Bmatrix} = \sum_{e=1}^{E} \{\delta u_1, \delta v_1, \delta w_1, \delta\theta_{x1}, \delta\theta_{y1}\} \left(\{\dot{P}^e\} + \{R^e\} \right), \quad (8)$$

sendo K^e_l a matriz de rigidez linear incremental do elemento, K^e_σ a matriz de rigidez geométrica do elemento, $\dot{P}^e$ o vetor taxa de carregamento externo, $\mathbf{R^e}$ o vetor resíduo e $\sum_{e=1}^{E}$ representando a superposição das matrizes e vetores de todos os elementos que compõem

a estrutura. Como os deslocamentos virtuais são arbitrários, a equação (8) pode ser escrita como

$$\sum_{e=1}^{E}\left(\left[K_f^e\right]+\left[K_\sigma^e\right]\right)\begin{Bmatrix}\dot{u}\\ \dot{v}\\ \dot{w}\\ \dot{\theta}_{xl}\\ \dot{\theta}_{yl}\end{Bmatrix}=\sum_{e=1}^{E}\left(\left\{\dot{P}^e\right\}+\left\{R^e\right\}\right) \tag{9}$$

ou

$$\left[K^G\right]\left\{\dot{u}^G\right\}=\left\{\dot{P}^G\right\}+\left\{R^G\right\} \tag{10}$$

denominada equação dos elementos finitos, que deve ser solucionada para cada incremento de carga ΔP^G.

4. INTEGRAÇÃO NUMÉRICA DAS MATRIZES DE RIGIDEZ

A integração numérica da matriz de rigidez sobre a superfície do elemento finito de placa é realizada usando a regra de quadratura de Gauss-Legendre. Visando evitar o fenômeno denominado travamento (*locking*), a parcela da matriz de rigidez incremental relacionada ao cisalhamento transversal é avaliada com um ponto de integração a menos em cada direção do que a chamada integração cheia, caracterizando assim a técnica de sub-integração seletiva. A utilização desta técnica pode levar ao aparecimento de modos espúrios, que são modos de energia nula. No entanto, para o elemento finito de placa lagrangeano de nove nós, apenas um modo espúrio pode aparecer (Hughes, 1987). Para os casos estudados neste trabalho não houve a manifestação deste modo, evitando assim a necessidade de implementar-se técnicas para o seu controle.

Nos problemas envolvendo flexão elastoplástica, a distribuição das tensões ao longo da espessura não permite que a integração possa ser efetivada de forma analítica. A solução é implementar uma regra de integração numérica na direção normal à placa. A regra de quadratura de Gauss-Lobatto foi utilizada neste trabalho por permitir uma maior sensibilidade ao início do processo de plastificação, visto que nesta regra existem pontos situados nas superfícies externas da placa.

5. ATUALIZAÇÃO DAS TENSÕES

O princípio variacional expresso por (4) pode ser utilizado na modelagem de problemas com materiais elastoplásticos com encruamento isotrópico e com sua relação constitutiva, expressa, de forma incremental, em termos do tensor tensão co-rotacional de Kirchhoff τ^* e do tensor taxa de deformação **D**, como (McMeeking e Rice,1975)

$$\left\{\Delta\tau^*\right\}=\left[C\right]\left\{\Delta D\right\} \tag{11}$$

A utilização de (11) permite a obtenção do incremento do tensor co-rotacional de Kirchhoff $\Delta\tau^*$ ao final de cada passo. No entanto, o tensor tensão que representa o estado real de tensão

num dado instante é o tensor tensão de Cauchy. Para obter o incremento de tensão de Cauchy $\Delta\dot{\sigma}_{ij}$, usa-se a relação

$$\Delta\tau_{ij}^{*} = \Delta\dot{\sigma}_{ij} - \Delta w_{ik}\sigma_{kj} + \sigma_{ik}\Delta w_{kj} + \sigma_{ij}\Delta D_{kk}, \tag{12}$$

onde Δw_{ij} representa os componentes da parte antissimétrica do tensor gradiente da taxa de deslocamento.

Para atualizar-se o tensor tensão de Cauchy, parte-se, da consideração que no intervalo (t, $t+\Delta t$) a taxa de tensão é constante, permitindo que a atualização possa ser realizada da forma (Kleiber, 1989)

$$\sigma_{ij}^{t+\Delta t} = \sigma_{ij}^{t} + \Delta\sigma_{ij}. \tag{13}$$

6. INTEGRAÇÃO DA MATRIZ CONSTITUTIVA

Para que se possa verificar se as equações de equilíbrio estão sendo satisfeitas, é necessária a obtenção da tensão de Cauchy a cada incremento de carga aplicado. No regime elástico o procedimento é simples, no entanto se algum ponto de integração atingir o escoamento, será necessário empregar a relação (11) em um processo de integração, de modo que se possa levar em conta a história do carregamento. Desta forma, pode-se obter o incremento do tensor tensão co-rotacional de Kirchhoff através da expressão

$$\Delta\tau_{ij}^{*} = \int_{D}^{D+\Delta D} C_{ijkl}^{ep}\, dD_{kl}. \tag{14}$$

Neste trabalho utilizou-se o algoritmo sugerido por Hinton e Owen (1980), para integrar-se numericamente a expressão (11), considerando sua facilidade de implementação numérica.

7. RESULTADOS NUMÉRICOS

Com o objetivo de verificar se a formulação desenvolvida é adequada para a modelagem de problemas de análise estrutural, nos quais são consideradas não-linearidades geométrica e material, dois problemas típicos de elastoplasticidade serão apresentados e comparados com soluções analíticas e numéricas encontradas na literatura.

7.1 Placa quadrada engastada submetida a um carregamento distribuído

Este problema consiste em uma placa fina engastada, submetida a um carregamento transversal uniformemente distribuído na superfície, conforme mostra a Figura 1, que também apresenta características geométricas e materiais da placa.

A Figura 2 mostra graficamente uma comparação entre os resultados obtidos neste trabalho e os obtidos por outros autores utilizando outras teorias, ou utilizando o mesmo arcabouço teórico aqui utilizado, com pequenas modificações. Observa-se que os resultados são bastante próximos, evidenciando a validade da presente formulação. A Tabela 1 mostra os valores dos deslocamentos transversais do ponto central que foram plotados na Figura 2. A Figura 3 mostra as configurações de tensão, na superfície externa da placa, para os passos 1, 5, 7 e 10. A região branca representa a região já plastificada e o início da plastificação se dá no ponto **A**.

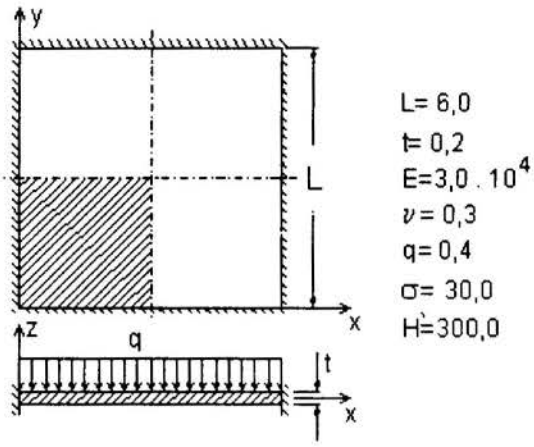


Figura 1: Placa engastada submetida a um carregamento distribuído.

Tabela 1: Deslocamento central *w (mm)* de uma placa quadrada sujeita a não-linearidade material.

Carga P (N)	Presente formulação	Owen e Figueiras (1983)	Ribeiro Jr e Selke (1992)	Imaeda e Selke (1992)
0,16	0,0122	0,0123	0,0122	0,0124
0,20	0,0156	0,0159	0,0153	0,0160
0,22	0,0175	0,0179	0,0169	0,0182
0,24	0,0199	0,0200	0,0187	0,0206
0,26	0,0226	0,0223	0,0210	0,0237
0,28	0,0258	0,0254	0,0241	0,0275
0,30	0,0297	0,0279	0,0279	0,0324
0,32	0,0353	0,0318	0,0328	0,0388
0,34	0,0426	0,0370	0,0397	0,0484

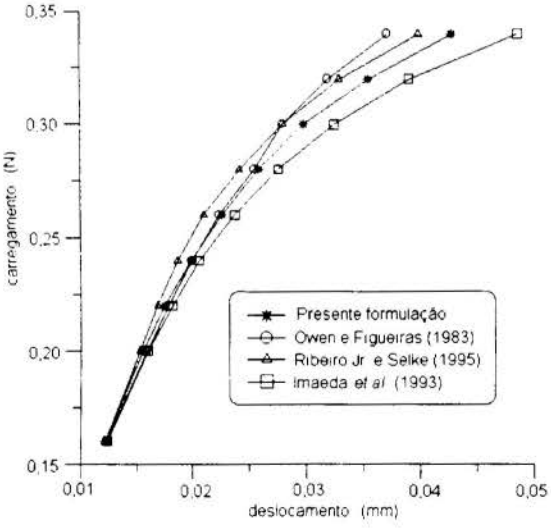


Figura 2 : Deslocamento do ponto central da placa quadrada.

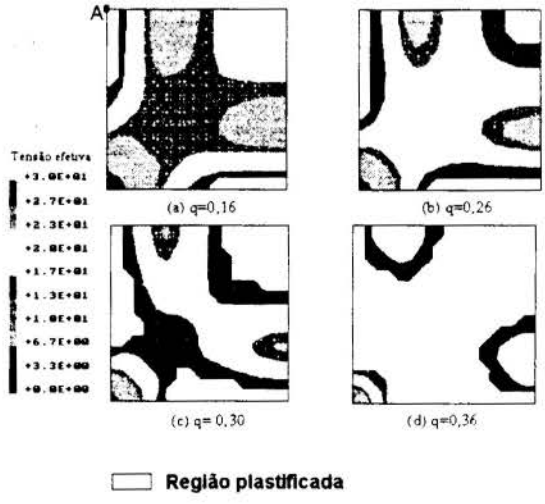


Figura 3 : Evolução da frente plástica da superfície externa superior de uma placa quadrada.

7.2 Placa com Furo Circular flexionada com não-linearidade geométrica e material

Com o intuito de verificar se a formulação resolve de forma adequada problemas com não-linearidades material e geométrica, simultaneamente, uma placa retangular furada (Figura 4) foi submetida a um carregamento de flexão pura, conforme mostra a Figura 5.

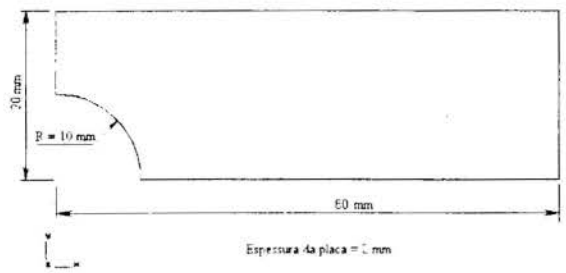


Figura 4 : Geometria da placa retangular com furo circular.

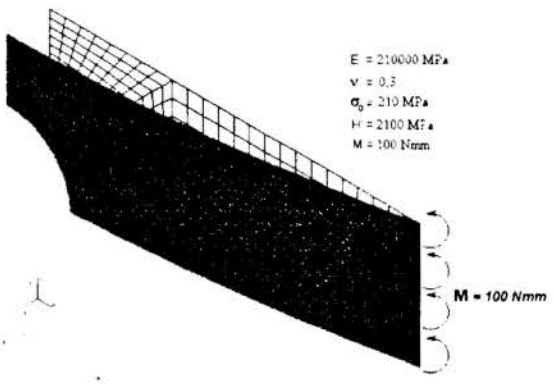


Figura 5 : Placa retangular com furo circular sob flexão pura.

Tabela 2: Deslocamento Central *w* (mm) de uma Placa Retangular Quadrada sujeita a flexão.

Carregamento (Nmm)	Presente trabalho
10	0,16432
20	0,32863
30	0,49293
40	0,65721
50	0,82147
60	0,98571
70	1,15009
80	1,32442
90	1,51233
100	1,71541

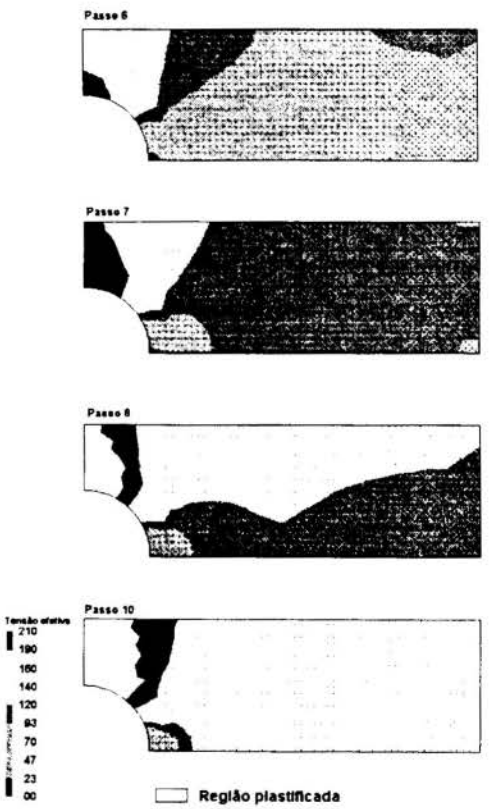


Figura 6 : Evolução da frente plástica em uma placa retangular com furo central fletida

8. CONCLUSÕES

Este trabalho foi desenvolvido tendo por finalidade estudar e implementar um elemento finito de placa semi-espessa, a ser usado na resolução de problemas com não-linearidades

geométrica e material. Foi observado que a formulação de um elemento finito lagrangeano de nove nós, baseada no princípio variacional de Hill (1959), mostrou-se eficiente.

A regra de quadratura de Gauss-Lobatto, na integração na espessura, garantiu maior sensibilidade na representação do processo de plastificação. O único modo espúrio esperado não se manifestou nos casos estudados, dispensando a necessidade da implementação de procedimentos para o controle ou eliminação do mesmo. A regra de encruamento isotrópico foi escolhida, seguindo orientação do trabalho de McMeeking e Rice (1975). Verificou-se que a escolha correta dos tensores tensão-deformação é de grande relevância para representar corretamente o comportamento não-linear da estrutura.

Existe uma grande carência, na literatura, de soluções analíticas e resultados numéricos abrangendo elastoplasticidade finita em placas semi-espessas. Isso impossibilitou a comparação dos resultados obtidos no segundo caso apresentado. No entanto, estes resultados numéricos podem servir de referência para trabalhos futuros.

9. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao CEFET-PR e a CAPES-PICD pelo suporte financeiro para realização deste trabalho.

10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

HILL, R. Some basic principles in mechanics of solids without a natural time, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, vol. 7, pp. 209-225, 1959.

HINTON, E. & OWEN D.R.J. *Finite Elements in Plasticity*, Pineridge Press Limited, Swansea, 1980.

HUGHES, T.J.R. *The Finite Element Method - Linear and Dinamic Finite Element Analysis*, Prentice Hall, New Jersey, 1987.

IMAEDA F.T., SELKE C.A.C. & BLASS A. Análise elastoplástica de estruturas utilizando um elemento finito de casca fina, *Anais do XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, vol. 1, pp. 169-172, Brasília, 1993.

KHAN, A.S.& HUANG S. *Continuum Theory of Plasticity*, John Wiley & Sons, New York, 1995.

KLEIBER, M. *Incremental Finite Element Modelling in Non-linear Solid Mechanics*, John Wiley & Sons, New York, 1989.

McMEEKING R.M. & RICE J.R. Finite element formulations for problems of large elastic-plastic deformation, *International Journal Solids and Structures*, vol. 11, pp. 601-616, 1975.

OWEN, D.R.J. & FIGUEIRAS, J.A. Anisotropic elastic-plastic finite element analysis of thick and thin plates and shells, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 19, pp. 541-546, 1983.

RIBEIRO Jr A.S. & SELKE C.A.C. Uma formulação para análise elastoplástica de cascas semi-espessas utilizando o método dos elementos finitos, Anais do XVI Congresso Ibero Latino-Americano sobre Métodos Computacionais para Engenharia, vol. 1, pp. 226-235, Curitiba, 1995.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB823

ANÁLISE DE CARGAS CRÍTICAS DE CHAPAS PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS/*ANALYSIS OF CRÍTICAL LOADS OF PLATES BY THE FINITE ELEMENTS METHODS*

PAULO SHIGUEME IDE, REYOLANDO M. L. R. F. BRASIL & HENRIQUE DE BRITTO COSTA
Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
CEP 37.500-000 Itajubá- MG, Brasil - E-Mail: shigueme@iem.efei.rmg.br

Abstract

This paper presents a determination of critical loads of compression of plates under several conditions of boundary. However, it will be necessary a formulation geometrically nonlinear to obtain diferential equations of equilibrium.
The numerical solution of diferential equations of equilibrium is obtained by Finite Elements Method(through Weighted Residual).
The problem of eigenvalues is solved through the Jacobi Method and the solution of nonlinear system through the Newton-Raphson Method.
Several examples are analysed varying boundary geometric parameters. Where possible, comparisons are presented with published results or obtained by commercial program.

Palavras-Chave

Cargas Criticas, Autovalores, Flambagem de Placas e Chapas, Método dos Elementos Finitos.
Critical Loads, Eigenvalues, Plates and Shells of Buckiling, Finite Elements Methods.

1. INTRODUÇÃO

A crescente utilização do Método dos Elementos Finitos associada ao avanço tecnológico dos computadores impulsionaram os estudos do comportamento mais real das estruturas, como por exemplo, a consideração da não-linearidade geométrica. Neste contexto, o objetivo deste trabalho é de avaliar cargas críticas de flambagem em chapas elásticas finas, que necessitam uma formulação não-linear.

O algoritmo desenvolvido realiza uma análise não-linear pelo método de Newton-Raphson para obtenção da configuração deformada de referência devido ao carregamento estático aplicado.

Para isso, a última matriz de rigidez tangente computada é usada juntamente com a matriz de massa, como dados de um problema generalizado de autovalores e autovetores. Esse problema é resolvido numericamente pelo método de Jacobi. Assim, pode-se avaliar as cargas de flambagem de chapas delgadas.

2. EQUAÇÕES DIFERENCIAIS DE EQUILÍBRIO

As equações diferenciais que governam o problema de estabilidade de chapas, considerando-se a não-linearidade geométrica, são obtidas segundo as hipóteses clássicas da teoria de segunda ordem das placas.

As expressões das equações do movimento e de seus diversos termos, bem como a sua derivação, podem ser encontradas em (IDE, 1995). As equações de equilíbrio obtidas são:

2.1 Movimento no Plano

$$\frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{xy}}{\partial y} + h\,(X - \rho\,\ddot{u}) = 0 \qquad (2.1)$$

$$\frac{\partial N_y}{\partial y} + \frac{\partial N_{xy}}{\partial x} + h\,(Y - \rho\ddot{v}) = 0 \qquad (2.2)$$

Onde:
N_x, N_y, N_{xy} são forças de membrana no elemento infinitesimal
h é a espessura da chapa
X, Y são as forças de volume no elemento infinitesimal
$\ddot{u}$ e $\ddot{v}$ são as acelerações nas direções x e y respectivamente
ρ é massa específica do material

2.2 Movimento na Transversal

$$\frac{\partial^2 Mx}{\partial x^2} - 2\frac{\partial^2 Mxy}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 My}{\partial y^2} = -\left[q - \rho h \ddot{w} + Nx\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + N_y\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + 2N_{xy}\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} + \right.$$

$$\left. - h(X - \rho\ddot{u})\frac{\partial w}{\partial x} - h(Y - \rho\ddot{v})\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\rho h^3}{12}\left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial t^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^2 \partial t^2} \right) \right] \qquad (2.3)$$

Onde:
M_x, M_y, M_{xy} são os momentos fletores e de torção solicitantes
q é a carga transversal por unidade de área
$\ddot{w}$ é a aceleração na direção w
t é o tempo

3. SEMI - DISCRETIZAÇÃO

Neste trabalho, aplicou-se o Método dos Resíduos Ponderados às equações diferenciais de equilíbrio, levando-se em consideração a hipótese de Galerkin com relação a função peso. Em seguida, o problema é discretizado pelo Método dos Elementos Finitos, obtendo-se as equações diferenciais ordinárias do movimento.

3.1 Movimento no Plano

$$\iint_\Omega \left(\frac{\partial \gamma}{\partial x} N_x + \frac{\partial \gamma}{\partial y} N_{xy} \right) dxdy = h \iint_\Omega \gamma(X - \rho\,\ddot{u})dxdy + h\int_{c_\sigma} \gamma \overline{X} ds \qquad (3.1)$$

$$\iint_\Omega \left(\frac{\partial \gamma}{\partial y} N_y + \frac{\partial \gamma}{\partial x} N_{xy} \right) dxdy = h \iint_\Omega \gamma (Y - \rho \ddot{v}) dxdy + h \int_{C_\sigma} \gamma \overline{Y} ds \qquad (3.2)$$

Onde:

Ω é o domínio da placa

γé uma função contínua e derivável

s é a direção no contorno da chapa

$\overline{X}, \overline{Y}$ são forças de superfície aplicadas em C_σ

C_σ é o contorno natural da chapa

3.2 Movimento na Transversal

$$D \iint_\Omega \left[\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + 2(1-\nu) \frac{\partial^2 \psi}{\partial x \partial y} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right] dx\, dy +$$

$$+ \iint_\Omega \left[\frac{\partial \psi}{\partial x} \left(N_x \frac{\partial w}{\partial x} + N_{xy} \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial \psi}{\partial y} \left(N_y \frac{\partial w}{\partial y} + N_{xy} \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] dxdy =$$

$$= \iint_\Omega \psi\, q\, dx\, dy - \int_{C_\sigma} \frac{\partial \psi}{\partial n} \overline{M}_n\, ds + \int_{C_\sigma} \psi\, \overline{V}_n\, ds + \iint_\Omega \psi \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} dx\, dy +$$

$$- \frac{\rho h^3}{12} \iint_\Omega \frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial \ddot{w}}{\partial x} dxdy - \frac{\rho h^3}{12} \iint_\Omega \frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial \ddot{w}}{\partial y} dxdy \qquad (3.3)$$

Onde:

D é a rigidez da placa à flexão

ψ é uma função arbitrária contínua e derivável

$\overline{V}_n$ é carga vertical de borda conhecida por unidade de comprimento em C_σ

$\overline{M}$ é o momento em C_σ

$\ddot{w}$ é aceleração na direção vertical

3.3 Método dos Elementos Finitos

O elemento finito utilizado será o elemento triangular com três nós e com cinco graus de liberdade em cada nó.

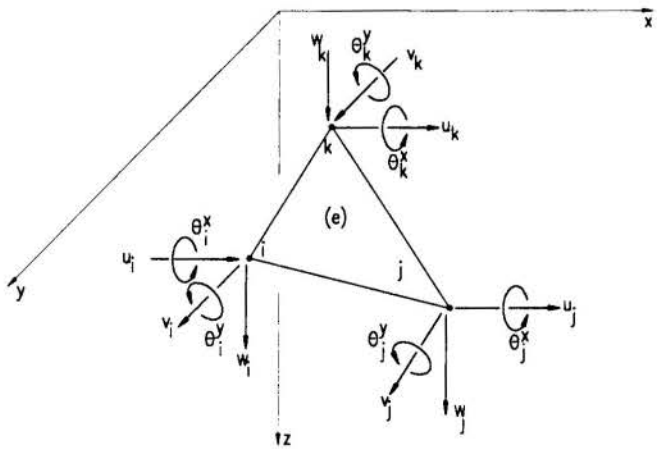


Figura1 - Elemento Triangular Utilizado.

Substituindo-se as soluções aproximadas,

$$u = u_j \gamma_j$$

$$v = v_j \gamma_j \qquad (3.4)$$

$$w = (\mathbf{a}^b)^t \Phi = \Phi^t \mathbf{a}^b$$

Onde:

u, v, w são os deslocamentos dos pontos do plano médio da placa

γ_j funções de forma correspondentes à u_j e v_j

$\mathbf{a}^b$ vetor de parâmetros nodais de placa

nas expressões (3.1), (3.2), (3.3) obtém-se na forma matricial, os seguintes sistemas de 2n e 3n equações diferenciais ordinárias a 5n incógnitas, respectivamente:

$$\mathbf{M}^p\,\ddot{\mathbf{a}}^p + \mathbf{K}_o^p\,\mathbf{a}^p + \mathbf{G}\,\mathbf{a}^b = \mathbf{f}^p \qquad (3.5)$$

$$\mathbf{M}^b\,\ddot{\mathbf{a}}^b + (\mathbf{K}_o^b + \mathbf{K}_g^b)\,\mathbf{a}^b = \mathbf{f}^b \qquad (3.6)$$

Onde:

$\mathbf{M}^p$ é a matriz de massa de chapa

$\mathbf{M}^b$ é a matriz de massa de placa

$\mathbf{a}^b$ é o vetor de parâmetros nodais de placa

$\mathbf{a}^p$ é o vetor de parâmetros nodais de chapa

$\mathbf{K}_o^p$ é a matriz de rigidez de primeira ordem de chapa

$\mathbf{K}_o^b$ é a matriz de rigidez de primeira ordem de placa

$\mathbf{K}_g^b$ é a matriz componente de **K**g

G é a matriz componente de $\Delta\mathbf{K}_O$

$\mathbf{f}^b$ é o vetor de esforços nodais equivalentes de placa

$\mathbf{f}^p$ é o vetor de esforços nodais equivalentes de chapa

4. SISTEMA RESULTANTE

Os dois sistemas de equações são acoplados e formam o sistema resultante de 5n equações a 5n incógnitas:

$$\mathbf{M}\,\ddot{\mathbf{a}} + \mathbf{K}\,\mathbf{a} = \mathbf{f} \qquad (4.1)$$

Onde:

K é a matriz de rigidez da estrutura
M é a matriz de massa da estrutura
f é a matriz de forças nodais da estrutura
a é a matriz de deslocamentos nodais da estrutura

5. RESULTADOS NUMÉRICOS

Serão analisadas chapas retangulares sob algumas condições de carregamento e de contorno, para se obter as cargas críticas.

Para obtenção dos valores das tabelas de cada um dos exemplos apresentados a seguir, as cargas de compressão foram sendo aumentadas gradativamente até que o autovalor se anulasse. Com esse autovalor nulo se obtém a correspondente carga crítica de flambagem.

5.1 Primeiro Exemplo

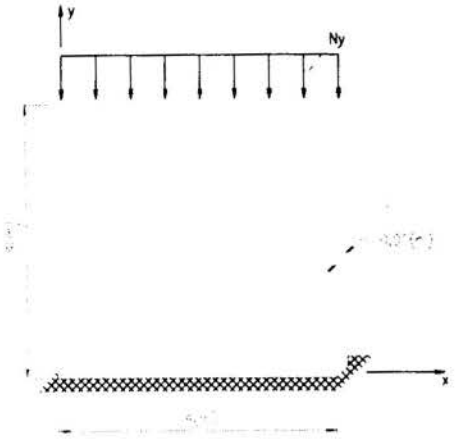


Figura 2 - Chapa quadrada sob compressão simples Ny

Tabela1 - Freqüências naturais adimensionais $\overline{\omega}=\omega a^2\sqrt{\rho h/D}$ versus forças de compressão $\overline{N}=N_y/N_{crit}$.

$\overline{N}=N_y/N_{crit}$	N_y [N/m]	$\overline{\omega}$
[Leissa]	0	3,49
0	0	3,41
0,180	500	3,12
0,360	1000	2,77
0,540	1500	2,37
0,720	2000	1,87
0,900	2500	1,13
0,971	2700	0,62
0,989	2750	0,40
1,000	N_{crit}=2780	0,15

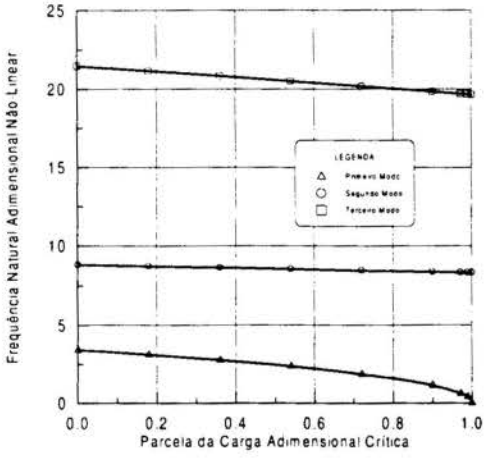


Figura 3 - Variação das freqüências naturais $\overline{\omega}$ com as forças de compressão simples $\overline{N}$.

Tabela 2 - Freqüências naturais $\overline{\omega}=\omega a^2\sqrt{\rho h/D}$ e forças de compressão adimensionais $\overline{N}=N_y/N_{crit}$.

$\overline{N}=N_y/N_{crit}$	N_y [N/m]	$\overline{\omega}$
[Leissa]	0	3,49
0	0	3,46
0,194	1432,31	3,41
0,880	6500	2,74
0,947	7000	1,92
0,988	7300	0,95
1,000	N_{crit}=7390	0,20

No primeiro exemplo as freqüências naturais não-lineares do primeiro modo diminuem com o aumento das forças de membrana até se anular para a carga crítica.

5.2 Segundo Exemplo

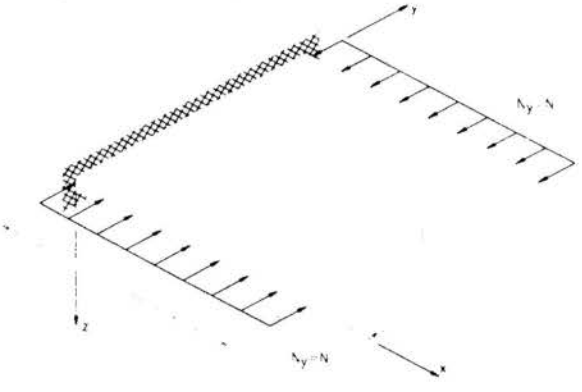


Figura 4 - Placa quadrada em balanço sob forças de compressão N_y.

Tabela 3- Resultados obtidos pelo programa comercial ANSYS

N_y [N/m]	$\overline{\omega}$
0	3,46
1432,31	3,46
2864,62	3,46
4296,93	3,46
5729,24	3,46
N_{crit}=7161,5	0

No segundo exemplo as freqüências naturais não-lineares também diminuem até se anular para a carga crítica e têm concordância com os valores obtidos pelo programa comercial ANSYS.

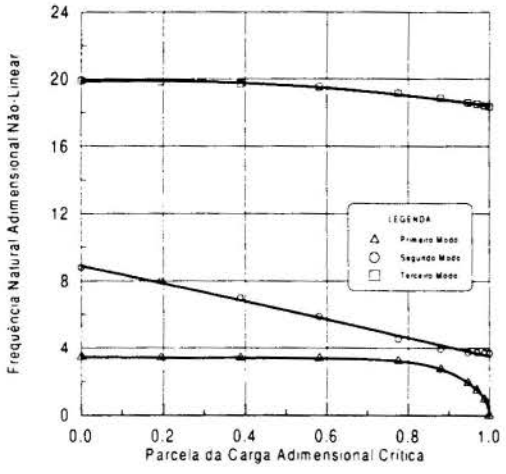


Figura 5 - Variação das freqüências naturais $\bar{\omega}$ com as forças compressão $\bar{N}$.

5.3 Terceiro Exemplo

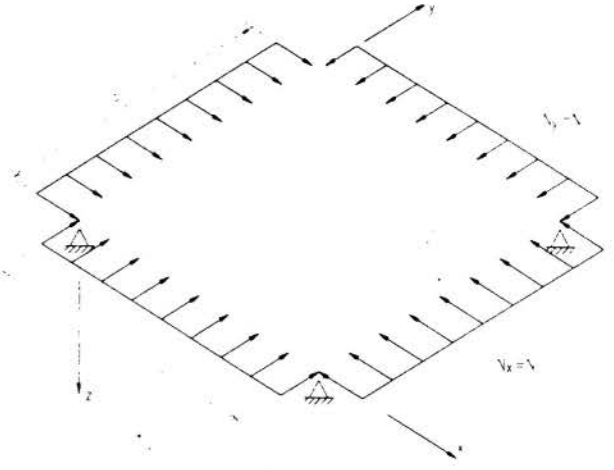


Figura 6 - Placa quadrada fixa em 4 vértices sob igual compressão em duas direções perpendiculares.

Tabela 4 - Freqüências naturais adimensionais não-lineares $\bar{\omega}=\omega a^2\sqrt{\rho h / D}$ versus forças de compressão $\bar{N}=N_y / N_{crit}$.

N [N/m]	$\bar{N}=N_y / N_{crit}$	$\bar{\omega}$
[Leissa]	0	7,12
0	0,00	6,93
2000	0,191	6,85
4000	0,383	6,77
6000	0,574	6,67
8200	0,785	6,56
9000	0,861	6,52
10000	0,957	4,09
10250	0,981	2,81
10350	0,990	2,08
10400	0,995	1,60
N_{crit}= 10450	1,000	0,90

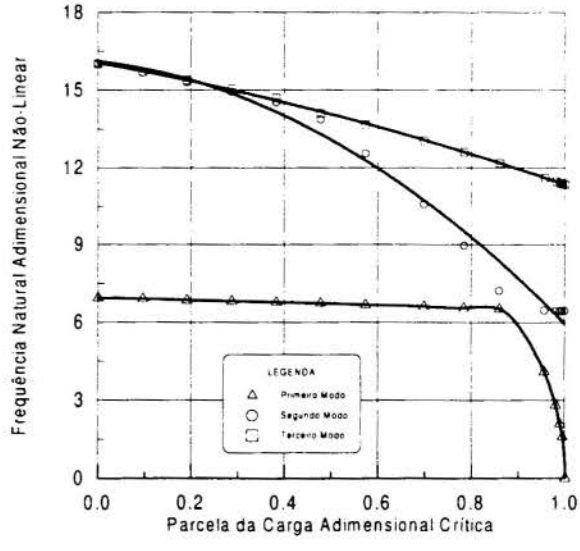


Figura 7 - Variação das freqüências naturais não-lineares adimensionais $\bar{\omega}$ com forças de compressão $\bar{N}$ em duas direções perpendiculares.

No terceiro exemplo, para cargas até da ordem de 80% da crítica as freqüências naturais não-lineares do primeiro modo permanecem iguais às freqüências naturais lineares, ou seja, as cargas de membrana não provocam variações nessas freqüências. A partir disso, as freqüências naturais não-lineares decrescem rapidamente até se anularem para a carga crítica de flambagem.

No quarto e quinto exemplo nota-se que as freqüências naturais não-lineares decrescem com o aumento das cargas de compressão até se atingir a carga crítica de flambagem(freqüência natural nula). Pode-se também perceber a influência que as condições de contorno produzem na carga crítica de flambagem.

5.4 Quarto Exemplo

Placa quadrada, engastada em 4 lados, sob forças de compressão iguais (Nx=Ny)

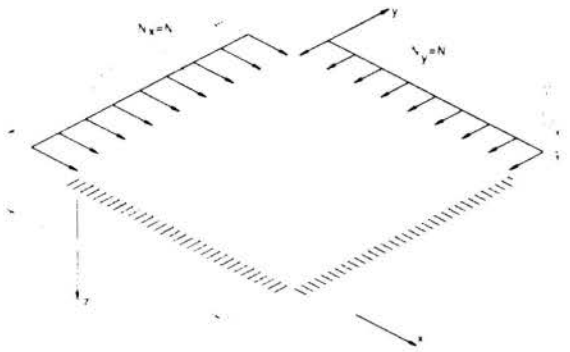


Figura 8 - Placa quadrada engastada em 4 lados sob forças de membrana de compressão iguais, $N_x = N_y$.

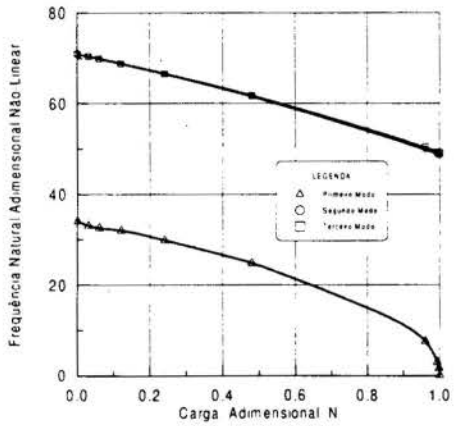


Figura 9 - Variação das freqüências naturais não-lineares adimensionais $\bar{\omega}$ com as forças de membrana de compressão $\bar{N}$.

Tabela 5- Freqüências naturais adimensionais não-lineares $\bar{\omega}=\omega a^2\sqrt{\rho h / D}$ para o primeiro modo, em função das forças de compressão $\bar{N}=N_y / N_{crit}$.

N/N_{crit}	$N_x = N_y$ [N/m]	$\bar{\omega}$
0	0	34,04
0,03	2250	33,01
0,06	4500	32,52
0,12	9000	31,99
0,24	18000	29,81
0,48	36000	24,83
0,96	72000	7,51
0,993	75000	2,93
0,998	75375	1,61
1,000	N_{crit}=75525	0,43(0)

5.5 Quinto Exemplo

Placa quadrada ,apoiada em 4 lados,sob forças de compressão iguais (Nx=Ny).

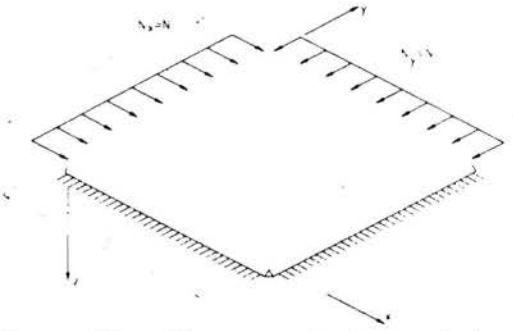


Figura 10 - Placa quadrada apoiada em 4 lados sob forças de membrana de compressão iguais, $N_x=N_y$.

Tabela 6 - Freqüências naturais $\bar{\omega}=\omega a^2\sqrt{\rho h / D}$ versus forças de compressão $\bar{N}=N_y / N_{crit}$.

$N_x = N_y$	N/N_{crit}	$\bar{\omega}$
0	0	18,86
9000	0,312	15,70
18000	0,624	11,65
22500	0,781	8,92
26250	0,911	5,70
28500	0,989	2,00
N_{crit}=28800	1,000	0,43(0)

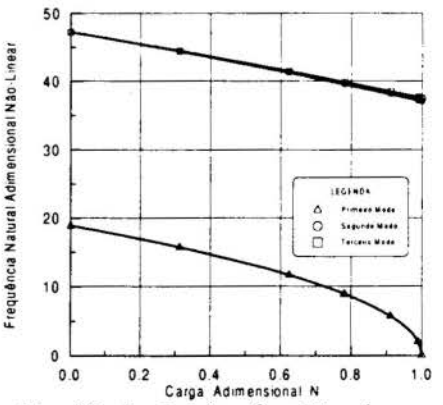


Figura 11 - Variação das freqüências naturais $\bar{\omega}$ com as forças de compressão $\bar{N}$.

6. CONCLUSÕES:

De uma maneira alternativa, as cargas críticas de chapas podem ser obtidas em função de freqüências naturais nulas. A carga correspondente à freqüência nula é a carga crítica.
Dos casos submetidos à análise, utilizando o programa desenvolvido, podemos dizer que o engenheiro deve estar atento ao comportamento dinâmico geometricamente não-linear de placas. Devido ao carregamento aplicado, a teoria não-linear pode conduzir a avaliações muito diferentes das previstas pela teoria linear, pois, as freqüências naturais não-lineares variam sob ação de cargas aplicadas e podem ser diferentes das freqüências naturais lineares.

REFERÊNCIAS

BRASIL, R.M.L.R.F.*Análise Dinâmica de Estruturas Aporticadas Planas de Comportamento Geometricamente Não-Linear*, Tese de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 1990.

COSTA, H.B. *Elementos Finitos (Via Resíduos Ponderados) na Resolução do Problema de Segunda Ordem das Placas*, Tese de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 1982.

GARZERI, F.J. *Elementos Finitos (Via Resíduos Ponderados) na Análise Dinâmica de Placas de Comportamento Linear,* Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 1991.

IDE, P.S. *Análise de Vibrações Livres em Torno de Configurações Deformadas em Placas de Comportamento Geometricamente Não-Linear pelo Método dos Elementos Finitos,* Tese de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo,1995.

LEISSA, A.W. *Vibration of Plates*, Washington, D.C., NASA SP-100, 1969, p. 41-160.

GORMAN, D.J. *Free Vibration Analysis of Rectangular Plates*, New York, Elsevier North Holland, 1982.

PAPPALARDO, A.J. *Uma Notável Simplificação na Análise de Segunda Ordem das Placas pelo Método dos Elementos Finitos*, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 1992.

TIMOSHENKO,S. P., WOINOWSKY &KRIEGER, S. *Theory of Plates and Shells*, McGraw Hill Kogakusha, Ltd.,Tokyo, 2nd ed.; 1959.

BATHE, K.J. *Finite Element Procedures*, Prentice Hall, 1982.

WEAVER, W. J. & JOHNSTON, P.R. *Structural Dynamics by Finite Elements, Englewood fs*, N.J., Prentice Hall, 1987..

Tema 76

Estruturas

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1357

INFLUÊNCIA DAS JUNTAS SEMI-RÍGIDAS NO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE PÓRTICOS PLANOS / *INFLUENCE OF SEMI-RIGID CONNECTIONS ON THE DYNAMIC BEHAVIOUR OF PLANE FRAMES*

CARMEN LUCIA SAHLIT & MILTON SOARES FILHO
Departamento de Engenharia Civil, Faculdade de Tecnologia
Universidade de Brasília
70910-900, Brasília, DF, Brasil - E-mail: lucbbran@rudah.com.br / miltonsf@guarany.cpd.unb.br

Abstract

The behaviour of framed structures with semi-rigid connections subjected to dynamic loads is studied. Attention is given to the effect of joint flexibility on the natural frequencies and corresponding mode shapes, as well as on the dynamic displacements and generalised stresses. The flexible connections are represented by zero-length rotational springs with linear moment-rotation relationship. The mass and stiffness matrices are developed as the sum of the conventional finite element matrices and correction matrices which incorporate the flexibility of the end joints. The problem of forced vibrations is then solved by means of the modal superposition method or, alternatively, by numerical integration of the motion equations. Numerical results are presented and it is shown that the consideration of semi-rigid connections alters significantly the dynamic behaviour of the structure.

Keywords

Estrutura reticulada, conexão semi-rígida, resposta dinâmica, análise de vibrações. / Framed structure, semi-rigid connection, dynamic response, vibration analysis.

1. INTRODUÇÃO

A conexão semi-rígida é aquela que possui uma capacidade de transmissão de momento intermediária entre a rígida e a flexível. Ela permite que, sob a ação de um carregamento, os elementos interligados apresentem uma rotação relativa e transmitam entre si parte do momento atuante. Pode-se modelar uma conexão viga-pilar de pórtico plano considerando os três graus de liberdade. No entanto, como a influência das deformações axial e cisalhante é , em geral, pequena em relação à deformação rotacional (Jones *et al.*, 1983), o comportamento da conexão semi-rígida é descrito, no presente trabalho, pela relação entre o momento transmitido pela mesma e a rotação relativa entre os dois elementos interligados.

Apesar do comportamento da maioria das conexões não ser linear ao longo de toda a curva momento-rotação, a aproximação linear é, em geral, suficiente para a análise de pórticos submetidos a cargas de serviço (Lui & Chen, 1987). Considera-se, portanto, a relação momento-rotação da conexão como sendo linear elástica.

O comportamento da conexão é um fator importante a ser considerado na análise de pórticos submetidos a cargas dinâmicas (Osman *et al.*, 1993). Entretanto, a literatura sobre a análise dinâmica de estruturas semi-rígidas é ainda muito limitada. Shi & Atluri (1989) e Chan

& Ming Ho (1994) propuseram métodos para análise de vibrações livres de pórticos semi-rígidos, sem contudo explicitar os coeficientes das matrizes elementares envolvidas. Suarez *et al.* (1996) estudaram o comportamento de estruturas reticuladas com conexões flexíveis, submetidas a excitações sísmicas, descrevendo o comportamento da junta em função de sua flexibilidade e de sua excentricidade. Estes autores observaram, no entanto, que o efeito do comprimento ou excentricidade das conexões é muito pequeno, podendo ser desprezado.

Realiza-se no presente trabalho a análise de estruturas reticuladas com conexões semi-rígidas, submetidas a excitações dinâmicas. A estrutura é discretizada em elementos de barra de comprimento finito, identificados pelos seus nós extremos. Admite-se que as conexões tenham comprimento nulo e assume-se como válido o regime de deslocamentos e deformações infinitesimais. O material estrutural é considerado linear elástico e as relações constitutivas correspondentes são descritas na forma rigidez. Utilizando-se as funções de forma convencionais de um elemento de viga, obtêm-se as matrizes de massa e de rigidez, modificadas pela inclusão da flexibilidade das conexões semi-rígidas. As matrizes globais para uma estrutura reticulada com juntas semi-rígidas são obtidas através da combinação das matrizes de todos os elementos. O problema de vibrações forçadas é então estudado através do método da superposição modal ou, alternativamente, pela integração numérica das equações de movimento.

2. MATRIZ DE RIGIDEZ MODIFICADA

Considera-se o elemento estrutural, de comprimento L, com conexões semi-rígidas, indicado na Figura 1, onde x_i^b é a deformação da barra, x_i^c é a deformação da conexão e x_i é a deformação total (rotação relativa entre os elementos ligados pela conexão), sendo i a extremidade do elemento (i=1, 2). Observa-se na Figura 1 que

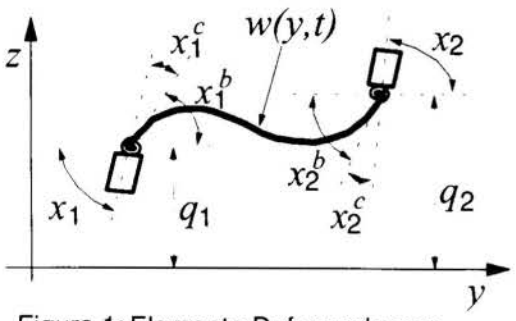


Figura 1: Elemento Deformado com Conexões Semi-Rígidas

$$x_i = x_i^b + x_i^c \tag{1}$$

onde a deformação x_i^c, causada pela flexibilidade da conexão, depende da rigidez k_i da mesma e do momento fletor atuante X_i, sendo igual a

$$x_i^c = \frac{X_i}{k_i} \tag{2}$$

Para a análise dinâmica de um elemento de viga, pode-se definir o campo dos deslocamentos $w(y, t)$ em termos de quatro funções de forma $\Psi_i(y)$ e dos deslocamentos nodais $q_1(t)$, $x_1^b(t)$, $q_2(t)$ e $x_2^b(t)$, no instante t, como

$$w(y,t) = \boldsymbol{\psi}(y)\boldsymbol{q}(t) = \begin{bmatrix}\Psi_1(y) & \Psi_2(y) & \Psi_3(y) & \Psi_4(y)\end{bmatrix}\begin{bmatrix} q_1(t) \\ x_1^b(t) \\ q_2(t) \\ x_2^b(t)\end{bmatrix} \tag{3}$$

onde

$$\Psi_1(y) = \frac{2y^3}{L^3} - \frac{3y^2}{L^2} + 1 \quad , \quad \Psi_2(y) = \frac{y^3}{L^2} - \frac{2y^2}{L} + y \qquad \text{(a, b)}$$

$$\Psi_3(y) = -\frac{2y^3}{L^3} + \frac{3y^2}{L^2} \quad , \quad \Psi_4(y) = \frac{y^3}{L^2} - \frac{y^2}{L} \qquad \text{(c, d)} \tag{4}$$

Levando-se em conta a rotação adicional devida à conexão, equação (2), pode-se escrever o campo de deslocamentos (3) para um elemento de viga com juntas semi-rígidas como

$$w(y,t)=\psi(y)\{\boldsymbol{u}(t)-\boldsymbol{Z}(t)\}=\begin{bmatrix}\Psi_1(y) & \Psi_2(y) & \Psi_3(y) & \Psi_4(y)\end{bmatrix}\left\{\begin{bmatrix}q_1(t)\\ x_1(t)\\ q_2(t)\\ x_2(t)\end{bmatrix}-\begin{bmatrix}0\\ \dfrac{X_1(t)}{k_1}\\ 0\\ \dfrac{X_2(t)}{k_2}\end{bmatrix}\right\} \tag{5}$$

Considerando as funções de forma (4), e substituindo-se (5) em

$$X_1(t)=-EIw''(y,t)\big|_{y=0} \quad , \quad X_2(t)=EIw''(y,t)\big|_{y=L} \tag{6a, b}$$

chega-se a

$$\begin{bmatrix}1+4W_1 & 2W_2\\ 2W_1 & 1+4W_2\end{bmatrix}\begin{bmatrix}X_1(t)\\ X_2(t)\end{bmatrix}=\frac{EI}{L^2}\begin{bmatrix}6 & 4L & -6 & 2L\\ 6 & 2L & -6 & 4L\end{bmatrix}\begin{bmatrix}q_1(t)\\ x_1(t)\\ q_2(t)\\ x_2(t)\end{bmatrix} \tag{7}$$

onde $R_i = L\,k_i / EI = 1/W_i$ representa o índice de rigidez da conexão na extremidade i (i=1, 2).

A partir de (7), e fazendo-se $\Delta=\left[(1+4W_1)(1+4W_2)-4W_1W_2\right]$, obtém-se

$$\begin{bmatrix}X_1(t)\\ X_2(t)\end{bmatrix}=\frac{EI}{L^2\Delta}\begin{bmatrix}6(1+2W_2) & 4L(1+3W_2) & -6(1+2W_2) & 2L\\ 6(1+2W_1) & 2L & -6(1+2W_1) & 4L(1+3W_1)\end{bmatrix}\begin{bmatrix}q_1(t)\\ x_1(t)\\ q_2(t)\\ x_2(t)\end{bmatrix} \tag{8}$$

Levando-se (8) na expressão (5) do campo de deslocamentos $w(y, t)$ e fazendo-se

$$\boldsymbol{B}_1{}^T=\begin{bmatrix}-\dfrac{6}{L}(W_1+2W_1W_2) & -4(W_1+3W_1W_2) & \dfrac{6}{L}(W_1+2W_1W_2) & -2W_1\end{bmatrix} \tag{9}$$

e

$$\boldsymbol{B}_2{}^T=\begin{bmatrix}-\dfrac{6}{L}(W_2+2W_1W_2) & -2W_2 & \dfrac{6}{L}(W_2+2W_1W_2) & -4(W_2+3W_1W_2)\end{bmatrix} \tag{10}$$

obtém-se

$$\boldsymbol{Z}(t)=\frac{-1}{\Delta}\boldsymbol{B}\boldsymbol{u}(t)=\frac{-1}{\Delta}\begin{bmatrix}\boldsymbol{0}^T\\ \boldsymbol{B}_1{}^T\\ \boldsymbol{0}^T\\ \boldsymbol{B}_2{}^T\end{bmatrix}\begin{bmatrix}q_1(t)\\ x_1(t)\\ q_2(t)\\ x_2(t)\end{bmatrix} \tag{11}$$

Pode-se então exprimir $w(y, t)$ em termos dos deslocamentos nodais $q_1(t)$ e $q_2(t)$ e das rotações de extremidades $x_1(t)$ e $x_2(t)$ como

$$w(y,t)=\psi(y)\left\{\boldsymbol{I}+\frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B}\right\}\boldsymbol{u}(t) \tag{12}$$

onde a matriz $\boldsymbol{B}$ reflete o efeito da flexibilidade das conexões semi-rígidas.

A expressão da energia potencial total W_T para um elemento de viga, com rigidez à flexão EI, é composta de duas parcelas, W_v e W_c, a primeira devida à deformação elástica da viga, a segunda devida à flexibilidade rotacional da conexão, sendo as mesmas iguais a

$$W_v=\frac{1}{2}\int_0^L EI\left[w''(y,t)\right]^2dy \quad , \quad W_c=\frac{1}{2}k_1\left[x_1^c\right]^2+\frac{1}{2}k_2\left[x_2^c\right]^2 \tag{13a, b}$$

Substituindo-se a segunda derivada de (12) em relação a y na equação (13a), chega-se a

$$W_v = \frac{1}{2}[\boldsymbol{u}(t)]^T \left[\boldsymbol{I} + \frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B}^T \right] \left\{ \int_0^L EI[\psi''(y)]^T [\psi''(y)] dy \right\} \left[\boldsymbol{I} + \frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B} \right] \boldsymbol{u}(t) \tag{14}$$

Sabendo-se que a integral em (14) representa a matriz de rigidez convencional $\boldsymbol{K}_0$ (por exemplo, Clough & Penzien, 1993), pode-se reescrever a expressão da energia potencial devida à deformação elástica da viga como

$$W_v = \frac{1}{2}[\boldsymbol{u}(t)]^T \{\boldsymbol{K}_0 + \boldsymbol{K}_1\} \boldsymbol{u}(t) \tag{15}$$

onde

$$\boldsymbol{K}_1 = \boldsymbol{K}_0 \frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B} + \frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B}^T \boldsymbol{K}_0 + \frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B}^T \boldsymbol{K}_0 \frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B} \tag{16}$$

Levando-se em conta (2), (8) e (11) obtém-se

$$x_i^c = \frac{-1}{\Delta}\boldsymbol{B}^T \boldsymbol{u}(t) \tag{17}$$

Substituindo-se (17) em (13b), pode-se reescrever a expressão da energia potencial devida à flexibilidade das conexões como

$$W_c = \frac{1}{2}[\boldsymbol{u}(t)]^T \left[k_1 \boldsymbol{B}_1 \boldsymbol{B}_1^T + k_2 \boldsymbol{B}_2 \boldsymbol{B}_2^T \right] \frac{\boldsymbol{u}(t)}{\Delta^2} = \frac{1}{2}[\boldsymbol{u}(t)]^T [\boldsymbol{K}_2] \frac{\boldsymbol{u}(t)}{\Delta^2} \tag{18}$$

A expressão da energia potencial total é, portanto,

$$W_T = W_v + W_c = \frac{1}{2}[\boldsymbol{u}(t)]^T \{\boldsymbol{K}_0 + \boldsymbol{K}_1 + \boldsymbol{K}_2\} \boldsymbol{u}(t) \tag{19}$$

onde $\boldsymbol{K}_1$ e $\boldsymbol{K}_2$ representam as matrizes de correção da matriz de rigidez convencional $\boldsymbol{K}_0$ para se levar em consideração a presença de conexões semi-rígidas. A matriz de rigidez $\overline{\boldsymbol{K}}$, modificada pela inclusão de juntas semi-rígidas, é dada portanto pela soma das três matrizes $\boldsymbol{K}_0$, $\boldsymbol{K}_1$ e $\boldsymbol{K}_2$. Como a presença das conexões semi-rígidas não afeta os coeficientes de rigidez correspondentes aos efeitos axiais, a matriz de rigidez de um elemento desconexo com juntas semi-rígidas é, finalmente,

$$\overline{\boldsymbol{K}} = \begin{bmatrix} \frac{EA}{L} & & & & & \\ 0 & \frac{4EI(B_{11}+B_{12}+B_{22})}{L^3} & & \text{simetrica} & & \\ 0 & \frac{2EI(2B_{11}+B_{12})}{L^2} & \frac{4EIB_{11}}{L} & & & \\ \frac{-EA}{L} & 0 & 0 & \frac{EA}{L} & & \\ 0 & \frac{-4EI(B_{11}+B_{12}+B_{22})}{L^3} & \frac{-2EI(2B_{11}+B_{12})}{L^2} & 0 & \frac{4EI(B_{11}+B_{12}+B_{22})}{L^3} & \\ 0 & \frac{2EI(B_{12}+2B_{22})}{L^2} & \frac{2EIB_{12}}{L} & 0 & \frac{-2EI(B_{12}+2B_{22})}{L^2} & \frac{4EIB_{22}}{L} \end{bmatrix} \tag{20}$$

onde

$$B_{11} = \frac{3P_1}{4 - P_1 P_2} \quad , \quad B_{12} = \frac{3P_1 P_2}{4 - P_1 P_2} \quad , \quad B_{22} = \frac{3P_2}{4 - P_1 P_2} \tag{21a-c}$$

e P_i é o fator de fixação da conexão semi-rígida na extremidade i (i =1, 2), definido em função do índice de rigidez R_i como $P_i = R_i / (3 + R_i)$. Vale observar que, se as conexões forem rígidas, então $P_1 = P_2 = 1.0$ e a matriz $\overline{\boldsymbol{K}}$ se reduz à matriz de rigidez convencional.

3. MATRIZ DE MASSA CONSISTENTE MODIFICADA

Para a obtenção da matriz de massa consistente de um elemento desconexo com juntas semi-rígidas, utiliza-se a expressão da energia cinética T para um elemento de viga com massa por unidade de comprimento $\overline{m}$, a qual é

$$T=\frac{1}{2}\int_0^L \overline{m}(y)\left[\dot{w}(y,t)\right]^2 dy \tag{22}$$

Fazendo-se a primeira derivada em relação ao tempo da expressão (12) do campo de deslocamentos, e substituindo-se o resultado em (22), tem-se

$$T=\frac{1}{2}\left[\dot{\boldsymbol{u}}(t)\right]^T\left[\boldsymbol{I}+\frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B}^T\right]\left\{\int_0^L \overline{m}(y)\left[\boldsymbol{\psi}(y)\right]^T\boldsymbol{\psi}(y)dy\right\}\left[\boldsymbol{I}+\frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B}\right]\dot{\boldsymbol{u}}(t) \tag{23}$$

A integral em (23) denota a matriz de massa consistente convencional $\boldsymbol{M}_0$ (por exemplo, Clough & Penzien, 1993), podendo-se reescrever (23) como

$$T=\frac{1}{2}\left[\dot{\boldsymbol{u}}(t)\right]^T\left\{\boldsymbol{M}_0+\boldsymbol{M}_0\frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B}+\frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B}^T\boldsymbol{M}_0+\frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B}^T\boldsymbol{M}_0\frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B}\right\}\dot{\boldsymbol{u}}(t) \tag{24}$$

A energia cinética é então expressa como

$$T=\frac{1}{2}\left[\dot{\boldsymbol{u}}(t)\right]^T\left\{\boldsymbol{M}_0+\boldsymbol{M}_1\right\}\dot{\boldsymbol{u}}(t) \tag{25}$$

onde

$$\boldsymbol{M}_1=\boldsymbol{M}_0\frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B}+\frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B}^T\boldsymbol{M}_0+\frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B}^T\boldsymbol{M}_0\frac{1}{\Delta}\boldsymbol{B} \tag{26}$$

representa a matriz de correção da matriz de massa consistente convencional para se levar em consideração a presença de conexões semi-rígidas. A matriz de massa consistente $\overline{\boldsymbol{M}}$ modificada pela inclusão de juntas semi-rígidas, é dada portanto pela soma das duas matrizes $\boldsymbol{M}_0$ e $\boldsymbol{M}_1$.

Da mesma forma que na matriz de rigidez, a presença das juntas semi-rígidas não afeta os coeficientes de rigidez relacionados aos efeitos axiais. Assim sendo, a matriz de massa de um elemento com juntas semi-rígidas é

$$\overline{\boldsymbol{M}}=\frac{\overline{m}L}{420D^2}\begin{bmatrix} 140D^2 & & & \text{simetrica} & & \\ 0 & 4f_1(P_1,P_2) & & & & \\ 0 & 2Lf_2(P_1,P_2) & 4L^2f_5(P_1,P_2) & & & \\ 70D^2 & 0 & 0 & 140D^2 & & \\ 0 & 2f_3(P_1,P_2) & Lf_4(P_2,P_1) & 0 & 4f_1(P_2,P_1) & \\ 0 & -Lf_4(P_1,P_2) & -L^2f_6(P_1,P_2) & 0 & -2Lf_2(P_2,P_1) & 4L^2f_5(P_2,P_1) \end{bmatrix} \tag{27}$$

onde

$D = 4 - P_1 P_2$

$f_1(P_1, P_2) = (560 + 224P_1 + 32P_1^2 - 196P_2 - 328P_1P_2 - 55P_1^2P_2 + 32P_2^2 + 50P_1P_2^2 + 32P_1^2P_2^2)$

$f_2(P_1, P_2) = (224\,P_1 + 64\,P_1^2 - 160\,P_1\,P_2 - 86\,P_1^2\,P_2 + 32\,P_1\,P_2^2 + 25\,P_1^2\,P_2^2)$

$f_3(P_1, P_2) = (560 - 28\,P_1 - 64\,P_1^2 - 28\,P_2 - 184P_1P_2 + 5\,P_1^2\,P_2 - 64P_2^2 + 5\,P_1\,P_2^2 + 41\,P_1^2\,P_2^2)$

$f_4(P_1, P_2) = (392\,P_2 - 100\,P_1\,P_2 - 64\,P_1^2\,P_2 - 128\,P_2^2 - 38\,P_1\,P_2^2 + 55\,P_1^2\,P_2^2)$

$f_5(P_1, P_2) = (32\,P_1^2 - 31\,P_1^2\,P_2 + 8\,P_1^2\,P_2^2)$ (28a-g)

$f_6(P_1, P_2) = (124\,P_1\,P_2 - 64\,P_1^2\,P_2 - 64\,P_1\,P_2^2 + 31\,P_1^2\,P_2^2)$

Ressalta-se ainda que quando P_i assume o valor 1.0 (engaste perfeito) ou 0.0 (rótula perfeita), a matriz $\overline{\boldsymbol{M}}$ se reduz à matriz de massa consistente convencional $\boldsymbol{M}_0$.

4. EQUAÇÃO DE MOVIMENTO PARA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES FORÇADAS

A equação de movimento para a análise de vibrações forçadas de uma estrutura com conexões semi-rígidas, expressa matricialmente, é dada por

$$\overline{M}_g \ddot{u}(t) + \overline{C}_g \dot{u}(t) + \overline{K}_g u(t) = \lambda_g(t) \qquad (29)$$

onde $\overline{M}_g$, $\overline{C}_g$ e $\overline{K}_g$, de ordem ($n \times n$), são, respectivamente, as matrizes de massa, de amortecimento e de rigidez globais da estrutura, obtidas a partir das matrizes dos elementos estruturais, devidamente modificadas pela presença das juntas semi-rígidas; $\ddot{u}$, $\dot{u}$ e u, de ordem ($n \times 1$), são os vetores de acelerações, velocidades e deslocamentos nodais da estrutura; e $\lambda_g(t)$ é o vetor, de ordem ($n \times 1$), de cargas nodais aplicadas. Convém salientar que, no caso de cargas distribuídas ao longo dos elementos, o vetor $\lambda_g(t)$ deve ser também modificado para levar em conta a flexibilidade das juntas, como descrito, por exemplo, em Wang (1989).

O sistema (29) é resolvido, no presente trabalho, pelo método da superposição modal ou, alternativamente pela integração numérica utilizando-se o esquema de Newmark.

Quando não houver forças aplicadas na estrutura, $\lambda_g(t) = \mathbf{0}$, a solução de (29) recai em um problema característico ou de autovalor, cuja resolução fornece os valores das freqüências naturais ω_j e correspondentes modos naturais de vibração ϕ_j (j =1, ..., n). No presente trabalho utiliza-se o método de Jacobi para o cálculo dos autovalores e autovetores associados (Clough & Penzien, 1993).

5. EXEMPLOS NUMÉRICOS

Exemplo 1 - Considera-se o pórtico metálico de dez pavimentos da Figura 2, estudado anteriormente por Suarez *et al.* (1996), com conexões semi-rígidas somente nas ligações das vigas com os pilares. Os perfis metálicos utilizados estão indicados na referida figura, bem como as dimensões de cada peça. O módulo de elasticidade e a densidade do aço utilizados são, respectivamente, E = 210.00 x 10^6 KN/m^2 e ρ = 78.255 KN/m^3. Objetiva-se estudar a influência das conexões semi-rígidas no que diz respeito aos valores das freqüências naturais de vibração e formas modais correspondentes. A Figura 3(a) indica a variação do valor normalizado das cinco primeiras freqüências naturais de vibração ao se modificar a rigidez das conexões. Conforme se pode observar, a flexibilidade das conexões altera significantemente os valores das freqüências naturais, sendo esta influência mais acentuada nas freqüências mais baixas.

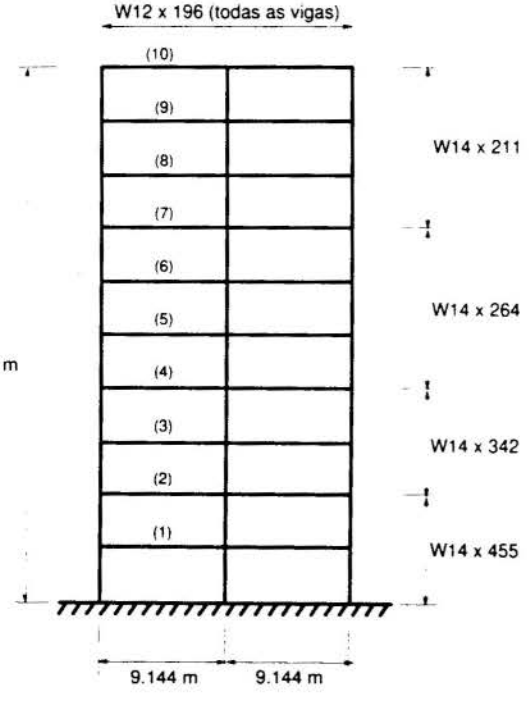
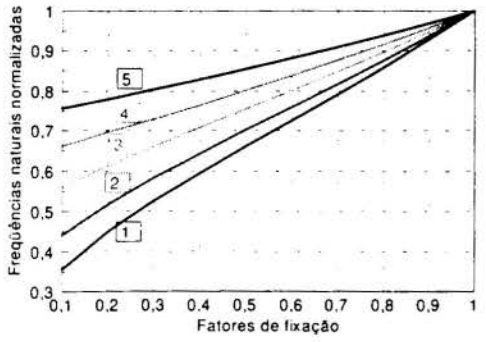


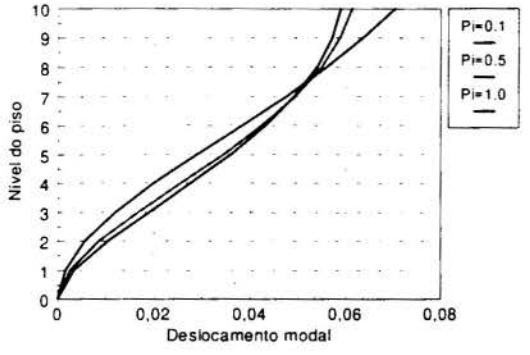
Figura 2: Pórtico Metálico de 10 Pavimentos

A Figura 3(b) mostra os deslocamentos modais dos nós da coluna esquerda da estrutura, permitindo que se verifique a variação sofrida pelo primeiro modo natural de vibração ao se considerar a

flexibilidade das conexões com fatores de fixação $P_i = 0.1$, $P_i = 0.5$ e $P_i = 1.0$. Para o primeiro modo de vibração em estudo, quanto mais flexível for a conexão, tanto maiores serão os deslocamentos modais nos pavimentos mais altos, ocorrendo o contrário nos andares mais baixos.



(a) Efeito da flexibilidade das juntas nas freqüências



(b) Variação do primeiro modo de vibração

Figura 3: Freqüências e Primeiro Modo de Vibração

Convém salientar que os valores das freqüências e a primeira forma modal de vibração encontrados no presente trabalho, para os diversos fatores de fixação considerados, coincidem com os apresentados em Suarez *et al.* (1996).

Exemplo 2 - Considera-se o pórtico plano, indicado na Figura 4, com as seguintes propriedades: $A = 240\text{x}10^{-3}$ m^2, $E = 30\text{x}10^3$ KN/m^2, $I = 0.0128$ m^4, $\overline{m}_{\text{viga}} = 3.0581$ KN s^2/m^2 e $\overline{m}_{\text{pilar}} = 0.5872$ KN s^2/m^2. A estrutura apresenta uma taxa de amortecimento $\xi = 0.05$ e está submetida a uma carga dinâmica vertical uniformemente distribuída, de valor $P(y, t) = 30.0\ sen\ 100.0\ t$ (KN). As conexões semi-rígidas são consideradas somente nas ligações das vigas com os pilares. Objetiva-se fazer a análise dinâmica da estrutura, estudando-se a influência da flexibilidade das conexões nos deslocamentos e esforços internos.

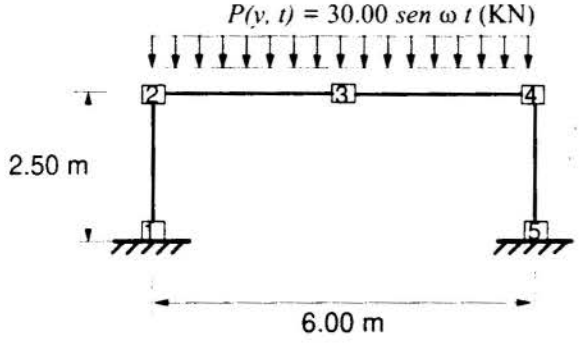


Figura 4: Pórtico Plano para Análise de Vibrações Forçadas

As evoluções do deslocamento vertical do nó 3, obtidas pelo método da superposição modal e pelo esquema de Newmark, são indicadas na Figura 5. São considerados quatro fatores de fixação de extremidade, ocorrendo deslocamentos máximos iguais a 0.0827 m para $P_i = 0.0$, 0.0671 m para $P_i = 0.4$, 0.0593 m para $P_i = 0.7$ e 0.0503 m para $P_i = 1.0$. Observa-se que os deslocamentos e os períodos de vibração são tanto maiores quanto mais flexíveis forem as conexões, havendo conseqüentemente uma defasagem entre os instantes de deslocamentos máximos. Verifica-se ainda que as evoluções do deslocamento, no exemplo em questão, são igualmente amortecidas, qualquer que seja o fator de fixação considerado.

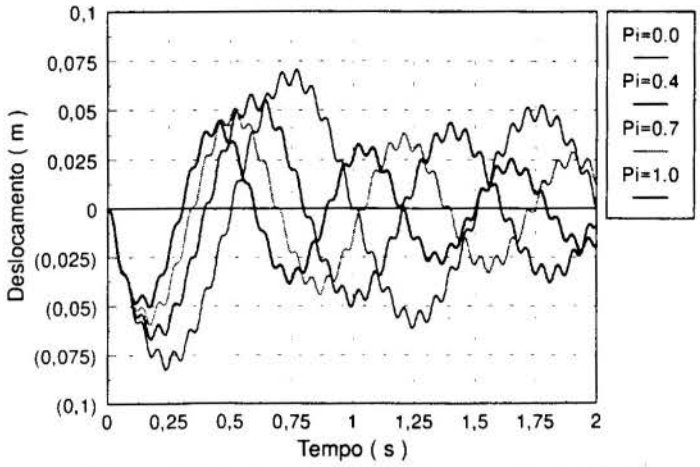


Figura 5: Evoluções do Deslocamento do Nó 3

Na Tabela 1, pode-se observar o efeito da flexibilidade das conexões nos valores dos momentos fletores máximos em três seções distintas da estrutura. Verifica-se que os momentos fletores máximos, os quais atuam nos pontos críticos da viga, ou seja, no meio do vão para conexões rotuladas e nas extremidades no caso de engaste, tornam-se mais equilibrados quando são adotadas conexões semi-rígidas. Esta constatação pode resultar no dimensionamento de uma viga mais leve. Entretanto, para o dimensionamento ótimo do pórtico deve-se levar em conta que os momentos nos pilares também sofrem alteração.

Tabela 1: Momentos Fletores Máximos (kN x m)

	fator de fixação da conexão			
nó	P_i=0.0	P_i =0.4	P_i =0.7	P_i =1.0
1	0.0000	1.0075	3.4055	5.0891
2	0.0000	3.5175	6.1030	8.5784
3	11.8674	10.4819	9.4273	9.8101

6. CONCLUSÕES

Verificou-se no presente trabalho que a semi-rigidez das conexões pode alterar significantemente as freqüências naturais, os correspondentes modos de vibração, os deslocamentos máximos e as distribuições de esforços. Assim sendo, a não consideração do efeito das juntas semi-rígidas pode introduzir erros inaceitáveis na análise dinâmica estrutural.

7. REFERÊNCIAS

CHAN, S. L. & MING HO, G. W., NonlinearVibration Analysis of Steel Frames with Semi-Rigid Connections, *Journal of Structural Engineering*, vol.120, pp.1075-1087, 1994.

CLOUGH, R. W. & PENZIEN, J., *Dynamics of Structures*, 2ed., McGraw-Hill, Inc, New York, 1993.

JONES, S. W., KIRBY, P. A. & NETHERCOT, D. A., The Analysis of Frames with Semi-Rigid Connections - A State-of-the-Art Report, *Journal of Constructional Steel Research*, vol.3(2), pp.2-13, 1983.

LUI, E. M. & CHEN, W. F., Steel Frame Analysis with Flexible Joints, *Journal of Constructional Steel Research,* vol.8, pp.161-202, 1987.

OSMAN, A., GHOBARAH, A. & KOROL, R. M., Seismic Performance of Moment Resisting Frames with Flexible Joints, *Engineering Structures,* vol.15, pp.117-134, 1993.

SHI, G. & ATLURI, S. N., Static and Dynamic Analysis of Space Frames With Non-Linear Flexible Connections, *International Journal for Numerical Methods in Enginnering*, vol.28, pp.2635-2650, 1989.

SUAREZ, L. E., SINGH, M. P. & MATHEU, E. E., Seismic Response of Structural Frameworks with Flexible Connections, *Computer & Structures*, vol.58, pp.27-41, 1996.

WANG, C. K., *Intermediate Structural Analysis,* 6ed., Mc Grawl-Hill, chapter 20, pp.721-741, 1989.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB179

FORMULAÇÃO LAGRANGEANA ATUALIZADA PARA ANÁLISE NÃO-LINEAR GEOMÉTRICA DE ESTRUTURAS RETICULADAS PLANAS VIA M.E.F. / *UP DATE LAGRANGEAN FORMULATION TO ANALYSE GEOMETRIC NON-LINEAR PLANE FRAMED STRUCTURES THROUGH USING F.E.M.*

Rogério de Oliveira Rodrigues[1] & Wilson Sergio Venturini[2]
[1]*Departamento de Engenharia Civil, Faculdade de Engenharia - UNESP/FEIS*
CEP 15.385-000 Ilha Solteira - S.P., Brasil - Av. Brasil Centro, 56
[2]*Departamento de Estruturas, Escola de Engenharia de São Carlos - USP/EESC*
CEP 13.560-250 São Carlos - S.P., Brasil - Av. Dr. Carlos Botelho, 1465

Abstract

This work deals with up dated Lagrangean formulation to analyse geometric non-linear plane trusses and frames, using finite elements. The equilibrium is enforced at the actual position, allowing to compute internal efforts using the true displacement field. Appropriate shape functions are adopted to each type of element, giving therefore the corresponding normal strain component represented by the complete Green-Lagrange tensor. For the truss formulation, all terms are taken into account to derive the global stiffness matrix, while for frames, some terms of higher orders have been neglected. The Lagrangean formulation is used to write the equilibrium at the position giving the final tangent and secant incremental stiffness matrices. Static and dynamic numerical examples are shown to illustrate the accuracy of the proposed formulation.

Keywords

Structural analysis; Non-linear behaviour / Análise estrutural; Comportamento não-linear.

1. INTRODUÇÃO

A análise não-linear geométrica de um sistema estrutural se faz necessária quando a configuração do sistema deformado difere significativamente da sua configuração inicial, de tal modo que a magnitude do acréscimo das forças internas, em relação à análise linear, não possa ser desprezada.

Neste caso, o estabelecimento do equilíbrio final do sistema estrutural é dado em relação à sua configuração deformada, de tal forma que os deslocamentos ocorridos sejam considerados no cálculo das forças internas. Para isto, deve-se definir adequadamente um sistema de coordenadas, uma relação não-linear entre deformação x deslocamento e as funções de forma para os elementos finitos. Uma vez definida tais componentes, pode-se obter as matrizes elementares não-lineares de rigidez, conforme será visto a seguir.

2. FORMULAÇÃO LAGRANGEANA ATUALIZADA

Dado um sistema estrutural discreto em equilíbrio estático, formado por um conjunto de elementos contidos no plano (X,Y), as forças restauradoras de tal sistema e suas respectivas

derivadas são obtidas, respectivamente, através da primeira e segunda derivações da energia de deformação em relação aos deslocamentos nodais, como mostram as equações (1) e (2).

$$\underset{\sim}{F_R}\left(\underset{\sim}{D}\right)=\frac{\partial U}{\partial D_j} \tag{1}$$

$$\frac{\partial \underset{\sim}{F_R}\left(\underset{\sim}{D}\right)}{\partial D_i}=\frac{\partial^2 U}{\partial D_i \partial D_j} \tag{2}$$

Neste trabalho, optou-se pela escolha da formulação Lagrangeana atualizada para descrever a posição de equilíbrio do sistema estrutural ao longo do processo de resolução numérica. Tal formulação preconiza que ao final de cada incremento de carregamento deva ser feita uma atualização das coordenadas do sistema, através de uma sucessão de posições de equilíbrio conforme ilustra a figura (1), permitindo que o mesmo possa vir a ter grandes deslocamentos.

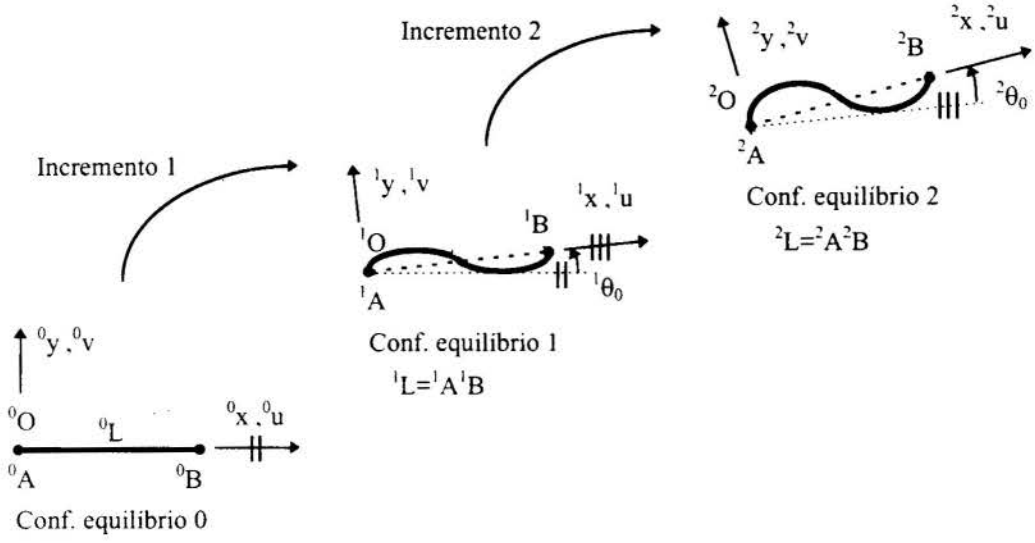


Figura 1: Atualização de coordenadas para um elemento genérico.

Dessa forma, a energia de deformação de cada elemento, considerando-se o problema como sendo incremental, é dada pela equação (3).

$$U_e=\frac{1}{2}\int_{V_e} E\left({}^{m+1}\varepsilon_x\right)^2 d\,V_e \tag{3}$$

onde "$^{m+1}\varepsilon_x$" é a deformação total do elemento ocorrida até a configuração de equilíbrio "m+1".

Expressando-se a variação da deformação que ocorre durante o incremento "n", tem-se:

$$\Delta\,{}^{n}\varepsilon_x = {}^{m+1}\varepsilon_x - {}^{m}\varepsilon_x \tag{4}$$

onde "$^{m}\varepsilon_x$" é a deformação total do elemento ocorrida até a configuração de equilíbrio "m".

Substituindo-se a equação (4) na equação (3) e efetuando-se as operações matemáticas, obtém-se a equação mostrada na seqüência.

$$U_e = \frac{1}{2}\int_{V_e} E\left(\Delta^n \varepsilon_x{}^2 + 2\Delta^n \varepsilon_x {}^m\varepsilon_x + {}^m\varepsilon_x{}^2\right) d\,V_e \tag{5}$$

Como "$^m\varepsilon_x$" não depende dos deslocamentos ocorridos durante o incremento "n", qualquer derivação sua em relação à esses deslocamentos se anula. Para incrementos suficientemente pequenos valem as simplificações impostas pela adoção de pequenas rotações, com isso pode-se reescever a expressão da energia de deformação em função das parcelas que contribuem na rigidez, CORRÊA(1991), como mostra a equação (6):

$$U_e = \frac{1}{2}\int_{V_e} E\Delta^n \varepsilon_x{}^2\, d\,V_e + {}^m\varepsilon_x \int_{V_e} E\Delta^n \varepsilon_x\, d\,V_e \tag{6}$$

onde a primeira parcela fornecerá o acréscimo de energia ocorrido durante cada incremento "n" e a segunda parcela fornecerá a energia acumulada até a configuração de equilíbrio "m", valendo a relação "n=m+1".

Já o campo de deformações para um elemento de barra simples é dado pela equação (7), RODRIGUES(1997).

$$\varepsilon_x = \frac{u_2 - u_1}{L} + \frac{1}{2}\left(\frac{u_2 - u_1}{L}\right)^2 = \varphi + \frac{1}{2}\varphi^2 \tag{7}$$

Substituindo-se a equação (7) em (6) e efetuando-se o desenvolvimento matemático da mesma, obtém-se a energia de deformação de cada elemento em função da soma de cinco parcelas. Substituindo-se o resultado na equação (1), derivando-se cada uma das parcelas obtidas em relação aos deslocamentos nodais após a integração das mesmas e organizando-se o resultado na forma matricial, obtém-se a equação de equilíbrio do sistema dada por:

$$\left\{\frac{E\,A}{{}^mL}\begin{bmatrix}1 & -1\\ -1 & 1\end{bmatrix} + \frac{1}{2}\frac{E\,A}{{}^mL}\begin{bmatrix}3\Delta\varphi & -3\Delta\varphi\\ -3\Delta\varphi & 3\Delta\varphi\end{bmatrix} + \frac{1}{3}\frac{E\,A}{{}^mL}\begin{bmatrix}\frac{3\,\Delta\varphi^2}{2} & -\frac{3\,\Delta\varphi^2}{2}\\ -\frac{3\,\Delta\varphi^2}{2} & \frac{3\,\Delta\varphi^2}{2}\end{bmatrix} + \frac{{}^mN}{{}^mL}\begin{bmatrix}1 & -1\\ -1 & 1\end{bmatrix}\right\}\begin{Bmatrix}\Delta^n u_1\\ \Delta^n u_2\end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix}-{}^mN\\ {}^mN\end{Bmatrix} = {}^{m+1}\underset{\sim}{f}_E \tag{8}$$

Dessa forma, a matriz de rigidez secante de cada elemento fica definida pela equação (9), na qual as várias parcelas correspondem aos termos que aparecem entre os dois primeiros colchetes da equação (8).

$${}^n\underset{\sim}{k}_S = {}^n\underset{\sim}{k}_0 + \frac{1}{2}\,{}^n\underset{\sim}{k}_1 + \frac{1}{3}\,{}^n\underset{\sim}{k}_2 + {}^n\underset{\sim}{k}_G \tag{9}$$

De forma análoga, a matriz de rigidez tangente é dada pela seguinte equação:

$${}^n\underset{\sim}{k}_T = {}^n\underset{\sim}{k}_0 + {}^n\underset{\sim}{k}_1 + {}^n\underset{\sim}{k}_2 + {}^n\underset{\sim}{k}_G \tag{10}$$

onde "$^n\underset{\sim}{k}_0$", "$^n\underset{\sim}{k}_1$", "$^n\underset{\sim}{k}_2$" e "$^n\underset{\sim}{k}_G$" são as mesmas matrizes dadas em (8), ou seja:

$$ {}^{n}\underset{\sim}{k}_T = \frac{EA}{{}^{m}L}\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} + \frac{EA}{{}^{m}L}\begin{bmatrix} 3\Delta\varphi & -3\Delta\varphi \\ -3\Delta\varphi & 3\Delta\varphi \end{bmatrix} + \frac{EA}{{}^{m}L}\begin{bmatrix} \frac{3\Delta\varphi^2}{2} & -\frac{3\Delta\varphi^2}{2} \\ -\frac{3\Delta\varphi^2}{2} & \frac{3\Delta\varphi^2}{2} \end{bmatrix} + \frac{{}^{m}N}{{}^{m}L}\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \qquad (11) $$

Tratamento análogo pode ser feito para os elementos de treliça plana e pórtico plano, através da consideração dos campos de deformações fornecidos pelas equações (12) e (13), respectivamente.

$$ \varepsilon_x = u' + \frac{v'^2}{2} + \frac{u'^2}{2} \qquad (12) $$

$$ \varepsilon_x = u' + \frac{1}{L}\int_0^L \frac{v'^2}{2} dx - y\,v'' + \frac{u'^2}{2} - y\,u'\,v'' \qquad (13) $$

Com isso, pode-se obter as matrizes de rigidez incrementais para tais elementos, conforme mostrado por RODRIGUES & VENTURINI(1997a,b).

Convém ressaltar que neste procedimento a soma entre as matrizes de rigidez elástica "$ {}^{n}\underset{\sim}{k}_0 $" e geométrica "$ {}^{n}\underset{\sim}{k}_G $" permanece constante durante todas as iterações necessárias para a obtenção do equilíbrio, visto que as mesmas só dependem de parâmetros relativos à configuração de equilíbrio anterior. Já as matrizes de rigidez incrementais são atualizadas a cada iteração pelos acréscimos de deslocamentos que ocorrem durante a aplicação do incremento de carregamento, conforme ilustra a figura (2). Cabe ressaltar que este mecanismo também é válido para o cálculo da matriz de rigidez secante.

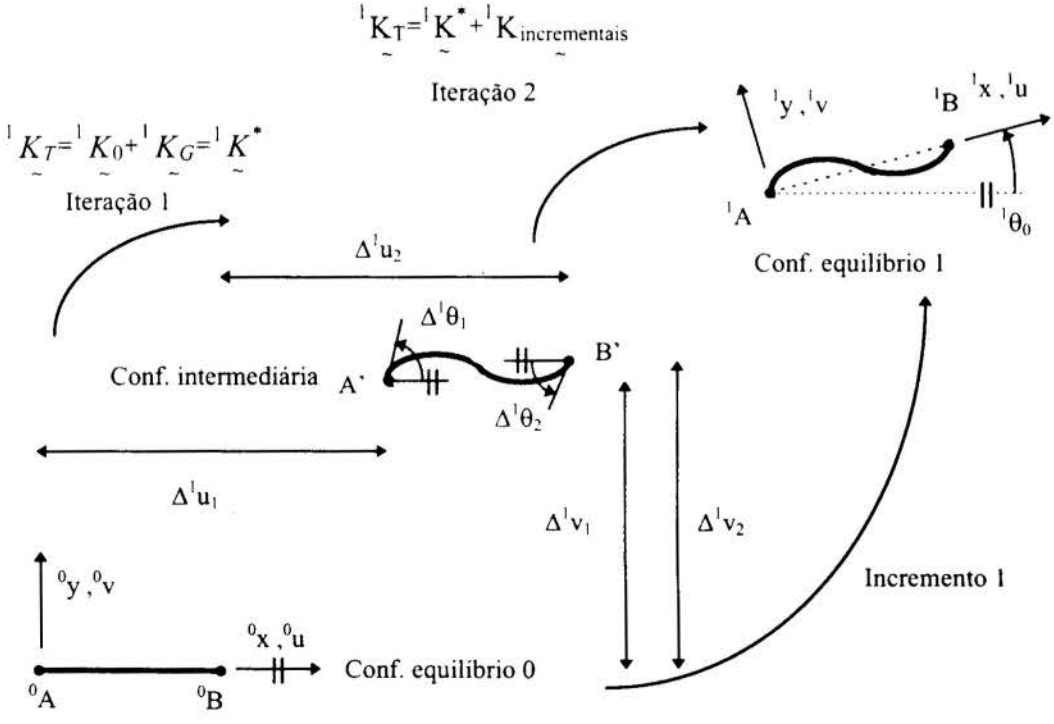


Figura 2: Atualização da matriz de rigidez tangente para um elemento genérico.

3. EXEMPLOS

3.1. Estrutura Treliçada

A estrutura treliçada deste exemplo é composta por dois elementos finitos, solicitada por uma força "F" aplicada no nó de união entre os elementos, conforme ilustra a figura (3).

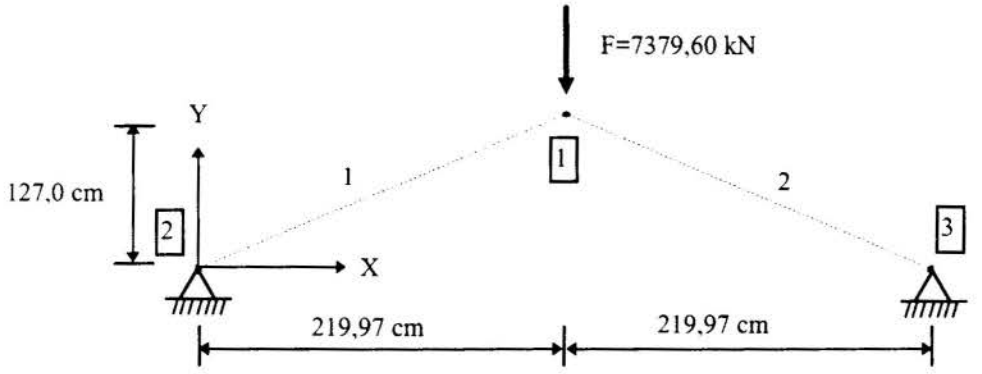


Figura 3: Treliça constituída por dois elementos.

As características físicas e geométricas dos dois elementos são dadas por:

$A=6,45\ cm^2$; $E=20684,27\ kN/cm^2$; $E_T=5000,00\ kN/cm^2$

Efetuando-se uma análise estática de tal forma que a força seja aplicada incrementalmente em 80 passos iguais, obtém-se a resposta da estrutura conforme ilustra a figura (4).

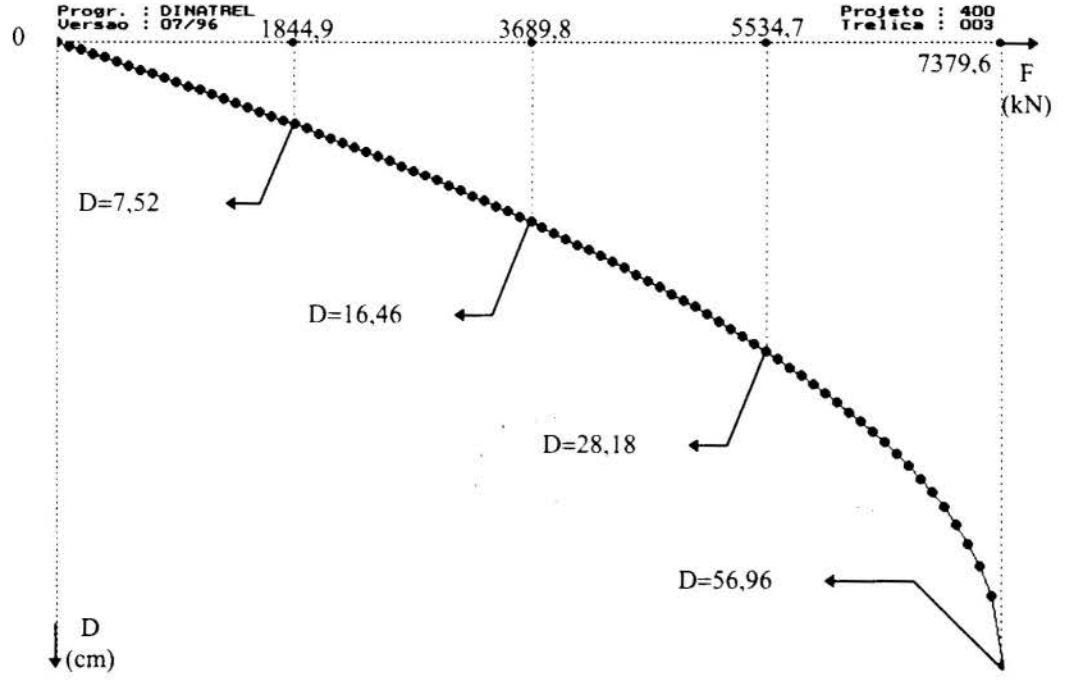


Figura 4: Gráfico força x deslocamento do nó "1".

O gráfico contido na figura (4) mostra o comportamento não-linear geométrico da estrutura treliçada, onde praticamente foi atingido o ponto de bifurcação do equilíbrio do sistema. Este resultado é exato e pode ser comprovado através da comparação com os resultados obtidos por ORAN et al.(1976), comprovando a eficácia do procedimento adotado.

3.2. Estrutura Aporticada em Balanço

Este exemplo é composto por uma viga em balanço discretizada por dez elementos solicitada por uma força "F" aplicada na extremidade livre, conforme ilustra a figura (5).

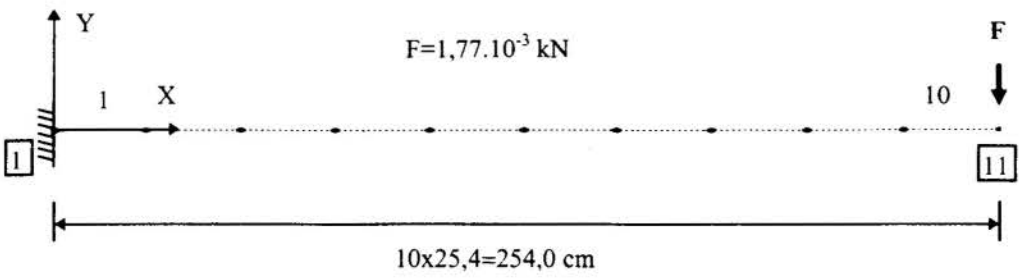


Figura 5: Viga em balanço constituída por dez elementos.

As características físicas e geométricas de todos os elementos são dadas por:

$$b=733{,}23 \text{ cm} \quad ; \quad h=0{,}87 \text{ cm} \quad ; \quad E_C=0{,}6857 \text{ kN/cm}^2$$

Efetuando-se uma análise estática de tal forma que a força seja aplicada incrementalmente em 80 passos iguais, obtém-se a resposta da estrutura conforme ilustra a figura (6). O gráfico contido em tal figura mostra a influência da não-linearidade geométrica no comportamento da estrutura, uma vez que o deslocamento máximo obtido no nó "11" é da mesma ordem de grandeza que o seu comprimento.

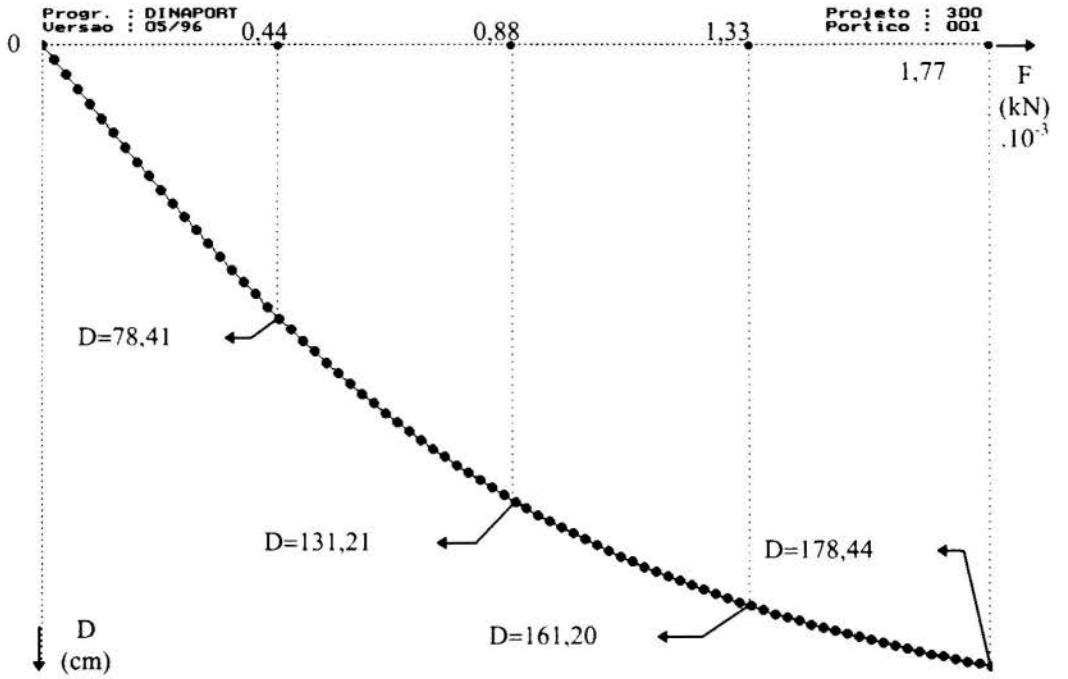


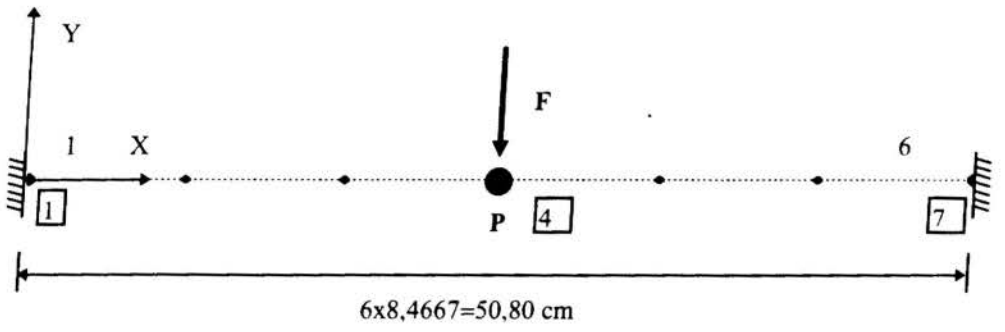
Figura 6: Gráfico força x deslocamento do nó "11".

A resposta contida na figura (6) coincide com os resultados obtidos por ORAN et al.(1976) via formulação incremental Euleriana, comprovando a eficácia do procedimento incremental adotado para o elemento de pórtico plano.

Um fato importante deve ser ressaltado quando se compara estes resultados com os obtidos via comportamento linear, pois quando se realiza este tipo de análise encontra-se um valor de deslocamento máximo (d_L=338,66 cm) muito maior que o valor encontrado (d_{NLG}=178,44 cm).

3.3. Estrutura Aporticada Biengastada

A estrutura aporticada deste exemplo é composta por uma viga biengastada discretizada por seis elementos finitos, solicitada por uma força "F" constante com o tempo, aplicada no nó central, sendo que neste mesmo ponto tem-se um peso "P" fixo, conforme ilustra a figura (7).



F=2,84 kN
P=7,41.10^{-4} kN
ω_1=609,05 rad/s

Figura 7: Viga biengastada discretizada por elementos finitos.

As características físicas e geométricas de todos os elementos são dadas por:

b=2,54 cm ; h=0,51 cm ; γ=1.10^{-15} kN/cm^3 ; E_S=0,0 kN/cm^2 ; E_C=6894,75 kN/cm^2

Efetuando-se uma análise dinâmica com não-linearidade geométrica, obtém-se a resposta da estrutura conforme ilustra a figura (8).

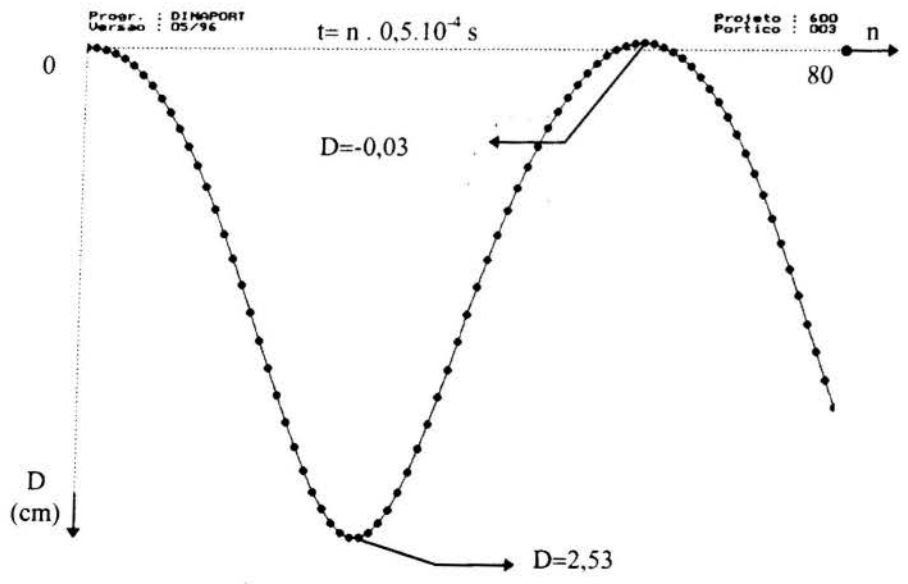


Figura 8: Gráfico tempo x deslocamento do nó "4".

O gráfico tempo x deslocamento contido na figura (8) mostra o comportamento de uma viga biengastada que possui um peso fixado no meio do vão, sendo que tal resultado é praticamente exato e pode ser comprovado através da confrontação com os resultados obtidos por ORAN et al.(1976). Efetuando-se o mesmo tipo de comparação feita ao final do exemplo 3.2, tem-se que o deslocamento obtido utilizando-se comportamento linear (d_L=20,31 cm) é bem maior que o valor obtido na análise que foi realizada (d_{NL}=2,53 cm), comprovando, mais uma vez, a necessidade de se efetuar uma análise mais realista.

4. CONCLUSÕES

No presente trabalho procurou-se ilustrar a formalidade da implementação da não-linearidade geométrica nas análises estática e dinâmica de estruturas reticuladas planas via formulação Lagrangeana atualizada.

Neste contexto, efetuando-se uma análise qualitativa, os exemplos que foram resolvidos mostram que a utilização de tal formulação é eficiente, uma vez que os resultados obtidos são exatos para o elemento de treliça e bem próximos do valor exato para o elemento de pórtico plano, lembrando-se que para este último elemento foram desprezados os produtos de parcelas de ordem superior da relação deformação x deslocamento.

Já em relação à análise quantitativa, é importante salientar que os deslocamentos obtidos via comportamento linear nem sempre são menores que os deslocamentos obtidos via comportamento não-linear, conforme mostrado nos exemplos 3.2 e 3.3. Dessa forma, se a análise estrutural for feita de forma inadvertida, os resultados obtidos podem conduzir o calculista de estruturas ao erro, pois o mesmo estará projetando outro tipo de estrutura e não aquela idealizada inicialmente.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CORRÊA, M.R.S.(1991). **Aperfeiçoamento de modelos usualmente empregados no projeto de sistemas estruturais de edifícios**. São Carlos. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

ORAN, C.; KASSIMALI, A.(1976). Large deformations of framed structures under static and dynamic loads. **Computers & Structures**, v.6, p.539-547.

RODRIGUES, R.O.(1997). **Análise dinâmica bidimensional não-linear física e geométrica de treliças de aço e pórticos de concreto armado**. São Carlos. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

RODRIGUES, R.O.; VENTURINI, W.S.(1997) **Análise dinâmica não-linear física e geométrica de treliças planas de aço utilizando-se a formulação lagrangeana atualizada**. XXVIII Jornadas Sul-Americanas de Engenharia Estrutural, São Carlos, 1997.

RODRIGUES, R.O.; VENTURINI, W.S.(1997) **Análise dinâmica não-linear física e geométrica de pórticos planos de concreto armado utilizando-se a formulação lagrangeana atualizada**. XXVIII Jornadas Sul-Americanas de Engenharia Estrutural, São Carlos, 1997.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB656

ANÁLISE ELASTO-PLÁSTICA DE LAJES UTILIZANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS E PROGRAMAÇÃO MATEMÁTICA / *ELASTO-PLASTIC ANALYSIS OF SLABS USING THE METHOD OF THE FINITE ELEMENTS AND MATHEMATICAL PROGRAMMING*

ALEXANDRE MIRANDA MONT'ALVERNE[1] & LUIZ ELOY VAZ[2]

[1] *Departamento de Engenharia Civil, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-Rio), Rio de Janeiro, RJ, CEP 22453-900, Brasil. E-mail: miranda@tecgraf.puc-rio.br, miranda@civ.puc-rio.br*

[2] *Departamento de Engenharia Civil, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-Rio), Rio de Janeiro, RJ, CEP 22453-900, Brasil. E-mail: eloy@civ.puc-rio.br*

Abstract

A elastoplastic analysis by non-linear Mathematical Programming is developed for thin and thick bending plates, under small deformations. The Finite Element Method is used to discretize the model. The equilibrium equations at the structural level are solved by a conventional Newton-Raphson technique. The elastoplastic constitutive problem is stated for stress variables at Gauss points of the discretized structure as a Mathematical Programming problem. The strength criteria proposed by Johansen and Velasco are used in this work. The tangent consistent matrix is used to update the elastoplastic stiffness matrix. A Newton-like interior point method is used to solve the Mathematical Programming problem.

Palavras Chaves

Lajes de Concreto Armado, Método dos Elementos Finitos, Análise Elasto-Plástica, Programação Matemática / *Slabs of Reinforced Concrete, Method of the Finite Elements, Elasto-Plastic Analysis. Mathematical Programming.*

1. INTRODUÇÃO

Uma estrutura é projetada e dimensionada para resistir as cargas e funcionar adequadamente em serviço, ou seja, de modo a afastar a possibilidade da sua ruína e atender as condições de utilização para cargas de serviço. A resistência do concreto submetido a um estado multiaxial de tensões depende da interação entre as tensões as quais este está submetido. Esta resistência é avaliada definindo-se um critério de resistência. Após isto, é necessário realizar uma análise do modelo para determinar os esforços solicitantes oriundos do carregamento aplicado considerando o comportamento plástico do material. Neste artigo é apresentada uma formulação para a análise elasto-plástica em placas à flexão utilizando o método dos elementos finitos e programação matemática. Os critérios de resistência propostos por Johansen (Johansen., 1962) e por Velasco (Velasco *et al.*,1994) são utilizados na análise. O objetivo deste artigo é desenvolver a análise elasto-plástica em painéis de lajes de concreto armado. As contribuições deste trabalho são a utilização pela primeira vez da superfície proposta por Velasco na análise elasto-plástica e a utilização pela primeira vez do método dos Pontos Interiores (Herskovits., 1995) como algoritmo de retorno das tensões na análise elasto-plástica.

2. CRITÉRIO DE RESISTÊNCIA

O critério de resistência é caracterizado por uma superfície de escoamento, definida como o lugar geométrico das combinações independentes das componentes do tensor das tensões ou das resultantes de tensões que provocam a plastificação do material. Matematicamente a superfície de escoamento pode ser definida pela expressão apresentada a seguir:

$$\pi(\sigma) = 0 \qquad (1)$$

Os postulados da plasticidade definem a superfície de escoamento como uma região contínua, convexa podendo ser regular ou não.

As superfícies de escoamento implementadas neste trabalho foram propostas por Johansen (Johansen., 1962), (Massonet *et al.*, 1972) e por Velasco (Velasco *et al.*,1994).

2.1 Critério de Resistência de Johansen

Segundo Johansen a condição de escoamento é baseada no seguinte critério físico proposto por (Massonet *et al.*, 1972): "O escoamento ocorre quando o momento fletor atuante em uma seção transversal de inclinação θ em relação ao eixo x atinge um certo valor que depende apenas do ângulo θ e dos momentos resistentes nas direções das armaduras".

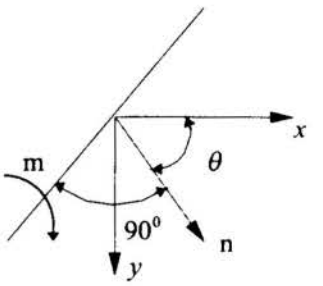


Figura 1: Parâmetros Básicos do Critério de Johansen.

2.1.1 Superfície de Escoamento de Johansen

A superfície de escoamento proposta por Johansen é freqüentemente utilizada para determinar a resistência última no projeto e dimensionamento de lajes de concreto armado (Johansen., 1962) e (Massonet *et al.*, 1972). A seguir são apresentadas as equações matemáticas que definem esta superfície.

$$\pi 1(\sigma) = (M_{px}^{+} - m_x) \times (M_{py}^{+} - my) - m_{xy}^{\ 2} = 0 \qquad (2)$$

$$\pi 2(\sigma) = (M_{px}^{-} + m_x) \times (M_{py}^{-} + m_y) - m_{xy}^{\ 2} = 0 \qquad (3)$$

Onde M_{px}^{+}, M_{py}^{+}, M_{px}^{-} e M_{py}^{-} são respectivamente os momentos de plastificação positivos e negativos por unidade de comprimento nas direções x e y.

A expressão (2) está associada a charneira plástica (linha de ruptura) positiva e a equação (3) está associada a charneira plástica (linha de ruptura) negativa.

As expressões (2) e (3) representam duas superfícies cônicas que combinadas definem a superfície de escoamento de Johansen.

2.2 Critério de Resistência de Velasco

Esta superfície é proposta por Velasco (Velasco *et al.*,1994) com objetivo de corrigir a superfície de escoamento de Johansen usualmente utilizada na determinação da resistência

última de lajes de concreto armado. Segundo recentes pesquisas a superfície de escoamento de Johansen superestima a resistência a torção pura da laje (Marti *et al.*, 1987). Com base em resultados experimentais e numéricos é necessário fazer uma correção na superfície de Johansen no caso do momento de torção possuir valores significativos em relação aos momentos de flexão e quando for utilizada uma alta taxa de armadura.

2.2.1 Superfície de Escoamento de Velasco

As equações que representam a superfície proposta por Velasco são apresentadas a seguir.

$$\pi 1(\sigma) = (M_{px}^{+} - m_x) \times (M_{py}^{+} - my) - m_{xy}^{\ 2} = 0 \quad (4)$$

$$\pi 2(\sigma) = (M_{px}^{-} + m_x) \times (M_{py}^{-} + m_y) - m_{xy}^{\ 2} = 0 \quad (5)$$

$$\pi 3(\sigma) = m_{xy}^2 \{(M_{px}^{+} + M_{py}^{+}) - (m_x + m_y)\}^2 - (M_{px}^{+} - m_x)(M_{py}^{+} - m_y) \times \frac{4 M_{px}^{+} M_{py}^{+}}{k_{xy}^2} = 0 \quad (6)$$

$$\pi 4(\sigma) = m_{xy}^2 \{(M_{px}^{-} + M_{py}^{-}) + (m_x + m_y)\}^2 - (M_{px}^{-} + m_x)(M_{py}^{-} + m_y) \times \frac{4 M_{px}^{-} M_{py}^{-}}{k_{xy}^2} = 0 \quad (7)$$

Onde:

$$k_{xy} = (1 + 4w_x^2)(1 + 4w_y^2) \quad (8)$$

$$\rho_x = \frac{a_x}{h};\ \rho_y = \frac{a_y}{h};\ w_x = \frac{\rho_x f_y}{f_c};\ w_y = \frac{\rho_y f_y}{f_c} \quad (9)$$

a_x e a_y são respectivamente as áreas das armaduras nas direções x e y, h é a altura da laje, f_y é a tensão de escoamento da barra de aço, f_c é a resistência a compressão reduzida do concreto ($fc = 0.45 fck$) e fck é a resistência característica do concreto.

As expressões (4) e (5) são as equações da superfície de Johansen. As expressões (6) e (7) representam uma superfície com altura constante, igual ao valor do momento de torção último de Johansen reduzido pelo coeficiente k_{xy}, ao longo da geratriz cuja a projeção faz um ângulo de 45^0 com os eixos m_x e m_y da superfície de Johansen. O momento de torção último é obtido da superfície que fornecer o menor valor.

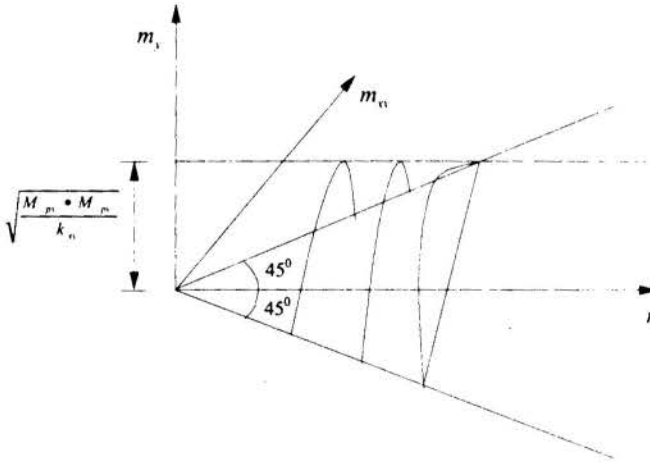


Figura 2: Superfície Corretora.

3. ANÁLISE ELASTO-PLÁSTICA UTULIZANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS E PROGRAMAÇÃO MATEMÁTICA

3.1 Algoritmos Utilizados em Análises Não-Lineares no Método dos Elementos Finitos

Os algoritmos utilizados em análises não-lineares físicas geralmente se propõem a resolver o seguinte problema: conhecido o campo de deslocamentos, deformações e tensões ($\mathbf{u}_0, \varepsilon_0$ e σ_0) de uma estrutura determinar o novo campo de deslocamentos, deformações e tensões (u, ε e σ) após um incremento de carga. Nesta solução são utilizadas as relações de compatibilidade e equilíbrio definidas na mecânica dos sólidos e as relações definidas na Teoria da Plasticidade.

A formulação geralmente adotada é resolver as equações de equilíbrio, deduzidas a partir do Princípio dos Trabalhos Virtuais e discretizadas pelo método dos elementos finitos, a nível global da estrutura. As relações da Teoria da Plasticidade são resolvidas a nível local, ou seja, para cada ponto da estrutura discretizada.

O equilíbrio global é obtido através de algoritmos de solução de sistemas de equações não lineares. Entre outros algoritmos, têm-se o de Newton-Raphson, o de Controle de Deslocamentos e o de Comprimento de Arco. Neste trabalho é utilizado o algoritmo de Newton-Raphson. Na atualização da matriz de rigidez elastoplástica é utilizada a matriz de rigidez tangente consistente (Simo *et al.*, 1988). A matriz de rigidez tangente consistente é usada com o objetivo de melhorar a convergência do algoritmo de Newton-Raphson.

3.1.1 Algoritmo Utilizado Para o Equilíbrio Local

Este algoritmo se propõe a resolver o seguinte problema: dado um estado inicial de tensão admissível σ_0, determinar o novo estado de tensão σ devido a um incremento de deformação $d\varepsilon$, respeitando as equações da Teoria da Plasticidade e o critério de resistência adotado $\pi(\sigma)$. A integração das equações da plasticidade pode ser encarada como a solução de um Problema de Valor Inicial com restrições. Este problema pode ser transformado em um problema de otimização com restrições através da utilização de um método de integração de equações diferenciais como Euler implícito.

A predição de um estado de tensão σ_e considerando o comportamento do material em regime elástico, obtido a partir de em estado de tensão admissível σ_0 após um incremento de deformação $d\varepsilon$ é determinada através da expressão apresentada a seguir:

$$\sigma_e = \sigma_0 + \mathbf{C} d\varepsilon \tag{10}$$

Aplicando o critério de resistência: Se $\pi(\sigma_e) \leq 0$, a suposição de regime linear-elástico é correta. Não houve deformação plástica e todo incremento de deformação é elástica, $d\varepsilon = d\varepsilon_e$. O preditor elástico σ_e é o estado de tensão solução σ. Se $\pi(\sigma_e) > 0$, o regime é elasto-plástico. O estado de tensão solução σ está na superfície de escoamento, ou seja, $\pi(\sigma) = 0$ e é determinado resolvendo-se o problema de programação matemática apresentado a seguir:

$$\begin{aligned} &\textit{minimizar} \quad s(\sigma) = \frac{1}{2}[(\sigma - \sigma_e)^T \mathbf{C}^{-1} (\sigma - \sigma_e)] \\ &\textit{sujeito a} \quad \pi(\sigma) \leq 0 \end{aligned} \tag{11}$$

Onde $\mathbf{C}$ é a matriz dos módulos de rigidez elásticos e $\pi(\sigma)$ é o critério de resistência adotado.

A função lagrangeana do problema de programação matemática apresentado pela expressão (11) é apresentada a seguir:

$$L(\sigma, d\lambda) = \frac{1}{2}[(\sigma - \sigma_e)^T \mathbf{C}^{-1} (\sigma - \sigma_e)] + d\lambda^T \pi \tag{12}$$

As condições de 1ª ordem necessárias para a existência de um mínimo local ou condições de *Kuhn-Tucker* são determinadas a partir da expressão (12) e estão descritas a seguir:

$$\mathbf{C}^{-1}(\sigma - \sigma_e) + d\lambda^T \frac{\partial \pi}{\partial \sigma} = \mathbf{0} \tag{13}$$

$$\pi(\sigma) \leq 0 \tag{14}$$

$$d\lambda \geq 0 \tag{15}$$

$$d\lambda' \, \pi(\sigma) = 0 \tag{16}$$

Onde $\frac{\partial \pi}{\partial \sigma}$ é avaliada no estado de tensão solução σ. Este ponto minimiza o problema de programação matemática indicado pela expressão (11).

Uma observação importante a fazer é que as equações de *Kuhn-Tucker* deste problema de programação matemática correspondem exatamente as equações da elasto-plasticidade perfeita com lei de fluxo associada desenvolvidas anteriormente. A expressão (15) corresponde a condição de não negatividade do parâmetro plástico. As expressões (14) e (16) correspondem respectivamente a condição de critério de resistência e a condição de complementaridade.

A solução deste problema de programação matemática é o estado de tensão σ e os multiplicadores de Lagrange $d\lambda$. Portanto a partir de um estado de tensão viável σ_0 obtêm-se o estado de tensão solução σ e os multiplicadores de Lagrange $d\lambda$ após um incremento de deformação $d\varepsilon$. A deformação plástica também fica determinada visto que os multiplicadores de Lagrange correspondem aos parâmetros de plastificação.

Neste trabalho é utilizado dois critérios de resistência: o critério de Johansen e o critério de Velasco. Em ambos os critérios o problema de programação matemática resulta em um problema de programação não-linear com restrições. Tanto a função objetivo quanto as restrições deste problema são não-lineares. Neste trabalho é utilizado o algoritmo do Método dos Pontos Interiores (Herskovits., 1995). Este algoritmo utiliza as equações de *Kuhn-Tucker* do problema de programação matemática indicado pela expressão (11). As vantagens deste algoritmo em relação a outros utilizados anteriormente para a solução deste problema é que ele tem se mostrado mais eficiente (Herskovits., 1995) por resolver diretamente as equações de *Kuhn-Tucker* do problema o que significa resolver um sistemas de equações não lineares. Uma outra vantagem é o número ilimitado de restrições que podem ser utilizadas neste problema sem a necessidade de mudança significativa no código computacional, possibilitando assim o tratamento de multi-superfícies de escoamento.

4.0 MÉTODO DOS PONTOS INTERIORES

O método dos pontos interiores é proposto por Herskovits (Herskovits., 1995). Este método pode ser aplicado para problemas de programação matemática com função objetivo e restrições não lineares. Para resolver este problema de programação matemática o algoritmo utiliza as suas condições de *Kuhn-Tucker*. O ponto inicial deve ser um ponto no interior da região viável. Este algoritmo gera uma seqüência de pontos no interior desta região até a convergência para a solução ótima. O algoritmo implementado demonstrou ser simples, robusto e eficiente. Não envolve funções de penalidade, conjunto ativo ou subproblemas de programação seqüêncial quadrática. Em linhas gerais, o algoritmo precisa apenas resolver dois sistemas lineares com a mesma matriz em cada interação e realizar uma busca linear sem muita precisão.

Considere o problema de programação matemática a seguir:

$$\begin{aligned} &min && f(x) \\ &sujeito\ a && g(x) \le 0 \end{aligned} \tag{17}$$

A função lagrangeana deste problema é apresentada a seguir:

$$L(x,\lambda) = f(x) - \lambda^T\, g(x) \tag{18}$$

As condições de *Kuhn-Tucker* são apresentadas a seguir:

$$\nabla f(x) + \nabla g(x)\lambda = 0 \tag{19}$$

$$G(x)\lambda = 0 \tag{20}$$

$$(\lambda \ge 0) \tag{21}$$

$$g(x) \le 0 \tag{22}$$

Onde G é a matriz diagonal com $G_{ii} \equiv g_i$. O método de Newton-Rapshon é utilizado para resolver o sistema de equações não lineares descrito pelas expressões (19), (20), (21) e (22).

$$\begin{bmatrix} H(x^k,\lambda^k) & \nabla g(x^k) \\ \Lambda^k \nabla g^t(x^k) & G(x^k) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x^{k+1} - x^k \\ \lambda_0^{k+1} - \lambda^k \end{bmatrix} = -\begin{bmatrix} \nabla f(x^k) + \nabla g(x^k)\lambda^k \\ G(x^k)\lambda^k \end{bmatrix} \tag{23}$$

Onde (x^k,λ^k) é o ponto inicial e $(x^{k+1},\lambda_0^{k+1})$ é uma estimativa da solução. Para a determinação de um novo ponto viável é realizada uma busca linear na direção $d^k = x^{k+1} - x^k$. Os passos detalhados do algoritmo podem ser encontrados em (Herskovits., 1995).

5.0 EXEMPLO

Uma laje quadrada simplesmente apoiada nos quatro bordos com carga concentrada variável aplicada no seu centro é analisada neste exemplo. O lado da laje é $l = 10m$. De acordo com a teoria das charneiras plásticas a carga de colapso à flexão desta laje é $P = 200\,KN$ uma vez que os momentos de plastificação das charneiras positivas nas duas

direções são $M_{px}^{+} = M_{py}^{+} = 25KNm$ e os momentos de plastificação das charneiras negativas nas duas direções são $M_{px}^{-} = M_{py}^{-} = -25KNm$. A altura da laje é $h = 0.15m$. O módulo elástico é de $E = 21 \times 10^{6}\ Mpa$ e o coeficiente de *Poisson* é de $\nu = 0.3$. Os valores das taxas de armaduras são $ax = ay = 0.0008/m$. $f_c = 30MPa$ e $f_y = 500MPa$.A seguir são apresentados os deslocamentos transversais W_c do centro da laje para valores crescentes das cargas e para os diferentes elementos e critérios de resistência.

Foi utilizada a dupla simetria do modelo para a análise por elementos finitos e foram utilizadas malhas com elemento DKT 4x4 e com elemento isoparamétrico com oito nós 4x4, 5x5 e 8x8. Para validação destes resultados foi utilizado o trabalho de Eboli (Eboli., 1994) que implementou o critério de resistência de Johansen. O programa de elementos finitos utilizado é o ***FEMOOP*** (Martha *et al.*, 1996). Este programa foi desenvolvido no Departamento de Engenharia Civil da PUC/Rio

Na tabela 1, a coluna 1 se refere aos resultados obtidos utilizando o critério de resistência de Johansen e o programa ***FEMOOP***. A coluna 2 se refere aos resultados obtidos por Eboli (Eboli., 1994). A coluna 3 se refere aos resultados obtidos utilizando o critério de resistência de Velasco e o programa ***FEMOOP***.

Tabela 1: Deslocamentos Transversais do Centro da Laje.

	$Wc\ (\times 10^{-2})$											
	DKT(4x4)			Q8(4x4)			Q8(5x5)			Q8(8x8)		
P	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
40	0.74	0.74	0.74	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72
140	3.6	3.5	3.6	3.4	3.4	3.4	3.6	3.6	3.6	3.9	-	3.9
180	6.2	6.1	6.2	5.9	5.9	5.4	6.3	6.3	6.3	6.9	-	7.1
200	7.9	7.8	8.2	7.6	7.6	7.8	8.1	8.0	8.6	9.0	8.9	9.8
202	8.1	-	8.8	7.8	-	8.1	8.3	-	9.1	9.3	-	-
208	8.7	8.7	-	8.4	8.4	9.2	9.0	9.1	11.5	-	-	-
212	9.3	9.3	-	8.8	8.8	10.7	9.7	9.7	-	-	-	-
214	9.8	10.3	-	9.1	-	11.7	10.0	-	-	-	-	-
216	-	-	-	9.4	9.5	-	10.5	10.6	-	-	-	-
220	-	-	-	10.1	10.1	-	-	-	-	-	-	-

A seguir é apresentada a distribuição dos momentos principais (M_2) obtida utilizando uma malha de 8x8 com elemento isoparamétrico quadrático com 8 nós. A superfície de escoamento utilizada foi a de Johansen.

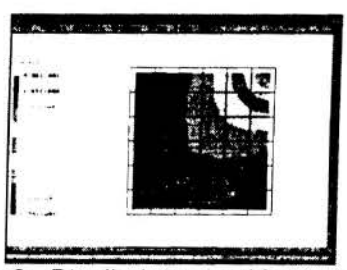


Figura 3 - Distribuição dos Momentos Principais com Carga Igual $P = 40KN$.

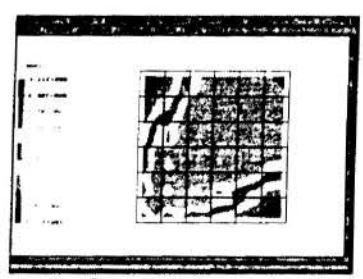


Figura 4 - Distribuição dos Momentos Principais com Carga Igual $P = 202KN$.

6.0 CONCLUSÕES

Os deslocamentos obtidos utilizando o critério de resistência de Johansen foram validados pela comparação com os resultados obtidos por Eboli. Os deslocamentos obtidos com o critério de resistência proposto por Velasco são maiores do que os deslocamentos obtidos pelo critério de resistência de Johansen quando a carga se aproxima da carga de colapso. Este fato ocorre porque o critério de resistência de Johansen superestima a resistência da laje quando os momentos de torção possuem valores da mesma ordem de grandeza aos momentos de flexão. Com o aumento da carga aplicada ocorre uma redistribuição nos momentos e os momentos de torção passam a ter valores significativos. A figura 4 apresenta a distribuição dos momentos principais com carga de colapso aplicada. É interessante notar a formação da charneira plástica ligando numa diagonal o centro da laje ao apoio, comprovando assim, os resultados obtidos pela Teoria das Charneiras Plásticas. A figura 3 apresenta a distribuição dos momentos principais com carga igual a $P = 40KN$. Notar que as regiões de maiores momentos são aquelas em torno do ponto de aplicação da carga.

7.0 REFERÊNCIAS

EBOLI, C.R., Análise Elasto-Plástica de Lajes via Programação Matemática, Dissertação de Doutorado, DEC - PUC - Rio,1994.

HERSKOVITS, J., *A View on Nonlinear Optimization*, Advances in Structural Optimization, pp 71-116, 1995.

JOHANSEN, K.W., Linhas de Ruptura: Teoria e Prática, Rio de Janeiro, Brasil, Ao livro técnico S.A., Tradução de Mascu, J., 1962.

MARTHA, L.F., MENEZES, I.F.M., LAGES, E.N., PARENTE JR., E. & PITANGUEIRA, R.L.S., *An OOP Class Organization for Materially Nonlinear Finite Element Analysis*, Anais do XVII CILAMCE, pp 229-232, Veneza, Itália, 1996.

MARTI, P. LEESTI, P. & KHALIFA, W.U., *Torsion Test on Reinforced Concrete Slab Elements*, Journal of Structural Engineering, Vol. 113, n° 5, 1987.

MASSONET, C.E. & SAVE, M.A., Cálculo Plástico de Las Construciones, Barcelona, Vol. 2, 1966

SIMO, J.C. & HUGHES, T.J.R. *Elastoplasticity and Viscoplasticity: Computational Aspects* (1988), a ser publicado.

VELASCO, M.S.L., VAZ, L.E. & AFONSO, S.M.B., Avaliação da Superfície de Colapso de Johansen Através de um Modelo Numérico, XV CILAMCE, Vol. 2, pp 1376-1385, 1994.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB657

ANÁLISE ESTÁTICA DE VIGAS LAMINADAS ORTOTRÓPICAS PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS/*STATIC ANALISYS OF ORTHOTROPIC BEAMS BY FINITE ELEMENT METHOD*

AMIR ELIAS ABDALLA KURBAN, ANDERSON DOLINSKI CAMPOS & HUMBERTO LIMA SORIANO

1 - Departamento de Engenharia de Fortificação e Construção, IME, R J, Brasil, amir@aquarius.ime.eb.br

2 - Departamento de Engenharia Mecânica, PEM, COPPE/UFRJ, R J, Brasil

3 - DME, EE/UFRJ e PEC,COPPE/UFRJ, R J, Brasil

Abstract

This paper presents a finite element formulation of multilayered orthotropic beams for static analysis. This formulation is developed based on a transverse shear deformation theory which accounts piecewise linear distribution across the interfaces between the layers of the displacement u and satisfies the contact conditions at the interfaces. The element is quite versatile and it can be used to analyse not only thin beams with negligible shear deformation but also thick beams and beams of sandwich construction in which shear effect is important. Numerical examples are worked out to complete the theoretical formulation.

Keywords

FEM, orthotropic beams, vigas ortotrópicas, multilayered beams, vigas laminadas

1. INTRODUÇÃO

Estruturas laminadas são constituídas por camadas unidas de, no mínimo, dois materiais que diferem em composição e / ou direção das fibras. A finalidade é combinar as melhores propriedades de seus constituintes, de modo a obter um componente estrutural adequado a uma determinada aplicação. Estas estruturas podem ser formadas por lâminas de material isotrópico, ortotrópico, anisotrópico ou um arranjo destes materiais.

Na maioria das aplicações atuais, as estruturas laminadas estão sendo fabricadas de materiais compósitos. Tais materiais são constituídos por fibras de alta resistência mecânica embebidas num material de menor resistência ou matriz. De certa forma, as fibras conferem resistência mecânica à estrutura, enquanto a matriz lhe confere rigidez. O grande propósito do empilhamento é adequar a rigidez e a resistência do material resultante às direções de maior esforço, realizando assim, em última análise o controle da anisotropia do material.. Exemplos da engenharia moderna, são: fuselagem de aviões, carros de combate e submarinos, estruturas espaciais, suspensão de automóveis, prótese médica e equipamentos de esporte.

Nos compósitos unidirecionais, a resistência longitudinal é dada pela propriedade das fibras, enquanto que a resistência transversal é determinada pela matriz. Em geral, a resistência transversal de tais compósitos apresenta-se insatisfatória do ponto de vista estrutural. Esta aparente limitação no uso de compósitos puramente unidirecionais é contornada pela formação de laminados a partir de camadas unidirecionais distintas.

Numa estrutura laminada as direções principais das fibras, em cada lâmina, são orientadas de forma a produzir um elemento estrutural capaz de resistir aos esforços nas direções a que será solicitado. A utilização de materiais compósitos laminados, em especial os reforçados por fibras contínuas unidirecionais, vem despertando considerável interesse nas últimas décadas devido à possibilidade de se minimizar peso de estruturas em inúmeros projetos. São incluídas ainda resistência à fadiga e isolamento térmico como características de sua potencialidade. Estruturalmente, utiliza-se laminados em várias formas e desenhos, sendo as mais comuns as de vigas, placas e cascas.

A resposta estática, assim como dinâmica dos materiais compósitos, reforçados por fibras contínuas unidirecionais, é função das direções em que as fibras são orientadas. O estudo teórico e o projeto de estruturas utilizando materiais compósitos requer o conhecimento da elasticidade anisotrópica, teoria estrutural e critérios de falha e dano. Ao contrário dos materiais isotrópicos, materiais anisotrópicos apresentam acoplamento entre deformações normais e deformações cisalhantes.

Vários pesquisadores, Lekhnitskii *et al* (1968), Di Sciuva (1987) e Kurban *et al* (1996) têm se dedicado ao desenvolvimento de métodos e teorias que melhor representem as respostas estática e dinâmica das estruturas laminadas. As principais razões são, por um lado, a necessidade do entendimento dos mecanismo que levam a falha da estrutura, por outro, a criação de critérios efetivos de projeto. De certa maneira, estruturas laminadas apresentam grande deformabilidade por força cortante. Neste sentido, fica claro que considerar tal efeito é imprescindível e leva a resultados mais confiáveis.

2. CAMPO DE DESLOCAMENTOS

Considere uma viga laminada consistindo de n lâminas perfeitamente unidas de material ortotrópico. As propriedades e espessuras variam de lâmina para lâmina. A superfície de referência é colocada no plano $z_0 = 0$ coincidente com uma das faces externas de acordo com a Figura 1. A suposição de perfeita união entre as lâminas exige que as seguintes condições de contato sejam satisfeitas na interface entre a k-ésima e a $(k+1)$-ésima camadas:

$$u^- = u^+ \quad \text{e} \quad w^- = w^+ \tag{1}$$

Além disso, para atender à continuidade da tensão cisalhante na interface entre lâminas adjacentes, é necessário que a seguinte condição seja obedecida:

$$\sigma_{xz}^- = \sigma_{xz}^+ \tag{2}$$

onde os símbolos $+$ e $-$ indicam os valores das grandezas para $z = z_K + 0$ e $z = z_K - 0$, respectivamente, onde z_K é coordenada da interface entre a k-ésima e $(k+1)$-ésima lâmina. O campo de deslocamentos é admitido da forma:

$$u(x, z) = \bar{u}(x) + z\,\bar{\theta}(x) + \bar{\phi}(x) \sum_{K=1}^{ni} a_K (z - z_K)\, Y(z - z_K) \tag{3}$$

$$w(x, z) = \bar{w}(x) \tag{4}$$

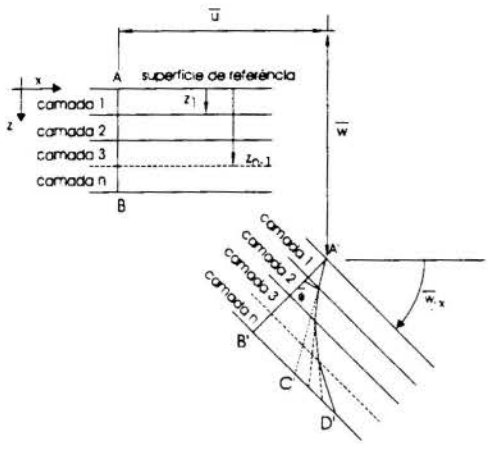


Figura 1: Campo de deslocamentos

onde o símbolo (¯) indica que essas grandezas estão associadas com o deslocamento e a rotação de pontos situados na superfície de referência. Aqui, $\bar{u}$ e $\bar{w}$ são os deslocamentos axial e transversal, respectivamente. $\bar{\phi}$ indica a rotação devida ao cisalhamento transversal no plano *xz* e $\bar{\theta}$ é a rotação total da normal, de forma que $(\bar{\theta} = \bar{\phi} - \bar{w}_{,x})$. A combinação linear destas grandezas fornece os componentes de deslocamentos u e w de pontos arbitrários localizados sobre a normal deformada. Ademais, $Y(z - z_K)$ é a função unitária de Heaviside, *ni* é o número de interfaces entre camadas e *n* é o número de camadas, de modo que *ni* = *n-1*. A constante a_k é determinada de forma a satisfazer a condição de continuidade da tensão cisalhante.

A Figura 1 apresenta os componentes de deslocamentos u e w. A linha A'B' indica os deslocamentos no caso da hipótese das seções continuarem planas e normais à superfície deformada. A linha A'C' mostra os deslocamentos no caso das seções permanecerem planas, mas não normais à superfície deformada. Para vigas isotrópicas este campo de deslocamentos leva a tensões cisalhantes iguais ao longo da altura. Para vigas laminadas tal situação ocorre quando os deslocamentos descrevem a poligonal A'D'.

3. RELAÇÕES DEFORMAÇÃO - DESLOCAMENTO

Considerando pequenos deslocamentos e que o movimento é restrito ao plano, define-se as duas únicas deformações existentes nesta teoria por

$$\varepsilon_{xx} = \bar{u}_{,x} + z\,\bar{\theta}_{,x} + \bar{\phi}_{,x} \sum_{K=1}^{ni} a_K\,(z - z_K)\,Y(z - z_K) \tag{5}$$

$$\varepsilon_{xz} = \bar{\phi}\,\left[\,1 + \sum_{K=1}^{ni} a_K\,Y(z - z_K)\,\right] \tag{6}$$

que denotam o componente axial e o cisalhante. Este estado de deformação representa uma simplificação do estado plano e é decorrente da consideração de um deslocamento transversal constante através da espessura do laminado. Ou seja, durante a deformação da viga não ocorre mudança na sua altura e a seção transversal de cada lâmina trabalha como um plano rígido.

4. RELAÇÃO TENSÃO - DEFORMAÇÃO

Como resultado das suposições realizadas anteriormente todas as tensões, exceto duas, são nulas. Assim, a relação constitutiva para cada camada individual possui a seguinte forma:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{xz} \end{Bmatrix}^{(K)} = \begin{bmatrix} C_{11} & 0 \\ 0 & C_{55} \end{bmatrix}^{(K)} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{xz} \end{Bmatrix}^{(K)} \tag{7}$$

onde C_{11} e C_{55} são os coeficientes elásticos do material e o sobrescrito *K* está associado à camada em questão. Neste trabalho, cada lâmina é um compósito unidirecional de fibras

paralelas inseridas em uma matriz. Em geral, as direções principais de ortotropia de uma lâmina não coincidem com o sistema de eixos geométricos conveniente para a resolução de um dado problema matemático. Assim, é necessário calcular as constantes elásticas do material no novo sistema de coordenadas. Segundo Lekhnitskii et al, os coeficientes elásticos do material em função das constantes de engenharia referentes aos eixos geométricos são

$$C_{11} = \frac{1}{c_{11}} \qquad C_{55} = \frac{1}{c_{55}}$$

onde

$$c_{11} = \frac{1}{E_{11}} \cos^4\theta + \left(\frac{1}{G_{12}} - \frac{2\,\nu_{12}}{E_{11}}\right) \operatorname{sen}^2\theta \cos^2\theta + \frac{1}{E_{22}} \operatorname{sen}^4\theta \tag{8}$$

$$c_{55} = \frac{1}{G_{12}} + \left(\frac{1+\nu_{12}}{E_{11}} + \frac{1+\nu_{12}}{E_{22}} - \frac{1}{G_{12}}\right) \operatorname{sen}^2 2\theta \tag{9}$$

onde θ é o ângulo formado entre a direção das fibras e o eixo x. Os subscritos das constantes referem-se às direções principais do material.

5. DETERMINAÇÃO DE a_K

A constante a_K apresentada na Equação (3) é determinada de forma a satisfazer a condição de compatibilidade da tensão cisalhante na interface correspondente. Em teorias clássicas de laminados, onde admite-se a hipótese de uma normal indeformada (linha A'C' da Figura 1), tal condição não é preenchida e, em conseqüência, o equilíbrio de forças horizontais na interface não é verificado. Tendo em vista a diferença dos materiais constituintes de cada lâmina, para que haja equilíbrio entre as tensões de cisalhamento, é preciso que as distorções variem de lâmina para lâmina, linha A'D', de tal forma que

$$C_{55}^{(K)}\, \varepsilon_{xz}^{(K)} = C_{55}^{(K+1)}\, \varepsilon_{xz}^{(K+1)} \tag{10}$$

Substituindo (6) em (10) e desenvolvendo a expressão resultante, é possível provar através de uma manipulação algébrica que

$$a_K = C_{55}^{(1)} \left[\frac{1}{C_{55}^{(K+1)}} - \frac{1}{C_{55}^{(K)}} \right] \tag{11}$$

Torna-se visível, que se camadas adjacentes têm os mesmos materiais, a_K é nulo, não havendo, portanto, ajuste na distorção da normal nesta interface.

6. PRINCÍPIO DOS TRABALHOS VIRTUAIS

Seja um corpo elástico em equilíbrio submetido a um sistema de esforços generalizados e a condições de contorno quaisquer. Se aos deslocamentos reais do corpo é superposto um conjunto arbitrário de deslocamentos virtuais, sem violar as condições geométricas de contorno, a seguinte equação pode ser escrita

$$\int_V (\sigma_{xx}\, \delta \varepsilon_{xx} + \sigma_{xz}\, \delta \varepsilon_{xz})\, dV - \int_\Gamma (\bar{q} \cdot \delta r + \bar{p} \cdot \delta r)\, d\Gamma = 0 \qquad (12)$$

sendo σ_{xx} e σ_{xz} os componentes da tensão normal e cisalhante, ε_{xx} e ε_{xz} os componentes da deformação normal e cisalhante , $\bar{q}(x,z)$ e $\bar{p}(x,z)$ os vetores de esforços externos nas superfícies laterais e superfícies superior e inferior, respectivamente, δr o vetor cujos componentes são os deslocamentos virtuais de u e w e Γ o contorno do corpo sobre o qual forças externas são prescritas.

6.1 Energia de deformação

A variação da energia de deformação, específica para este modelo plano unidimensional é dada por

$$\delta \Phi = b \int_0^L \left[\sum_{K=1}^{n} \int_{Z_{K-1}}^{Z_K} \{\varepsilon^{(K)}\}^T \, [C^{(K)}] \, \{\delta \varepsilon^{(K)}\} \, dz \right] dx \qquad (13)$$

onde 0 e L denotam as duas extremidades da viga, o subscrito K a lâmina, b, a largura da viga e C, a matriz de coeficientes elásticos. Expressando as equações (5) e (6) na forma matricial

$$\{ \varepsilon \} = [H] \{ \Delta \} \qquad (14)$$

onde

$$H = \begin{bmatrix} 1 & -z & Z_K & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A_K \end{bmatrix} \quad ; \quad A_K = 1 + \sum_{j=1}^{K-1} a_j \, Y(z - z_j) \qquad (15, 16)$$

$$\{ \Delta \} = \begin{Bmatrix} \bar{u}_{,x} \\ \bar{w}_{,xx} \\ \bar{\phi}_{,x} \\ \bar{\phi} \end{Bmatrix} : \qquad Z_K = z + \sum_{j=1}^{K-1} a_j \, (z - z_j) \, Y(z - z_j) \qquad (17, 18)$$

Substituindo (14) em (13), a variação da energia de deformação fica expressa por

$$\delta \Phi = b \int_0^L \left[\{\Delta\}^T \, [D] \, \{\delta \Delta\} \right] dx \qquad (19)$$

onde

$$[D] = \sum_{K=1}^{n} \int_{Z_{K-1}}^{Z_K} \begin{bmatrix} C_{11}^{(K)} & -z\, C_{11}^{(K)} & Z_K\, C_{11}^{(K)} & 0 \\ -z\, C_{11}^{(K)} & -z^2\, C_{11}^{(K)} & -z\, Z_K\, C_{11}^{(K)} & 0 \\ Z_K\, C_{11}^{(K)} & -z\, Z_K\, C_{11}^{(K)} & Z_K^2\, C_{11}^{(K)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A_K^2\, C_{55}^{(K)} \end{bmatrix} dz \qquad (20)$$

Pode-se verificar que na matriz D, o termo D_{11} representa a rigidez longitudinal da viga; D_{12} e D_{21}, a rigidez de acoplamento entre curvatura e deformação axial; D_{22}, a rigidez à flexão e D_{44}, a rigidez ao cisalhamento.

7. FORMULAÇÃO DO ELEMENTO FINITO

O elemento finito desenvolvido possui três nós e oito graus de liberdade, de acordo com a Figura 2.

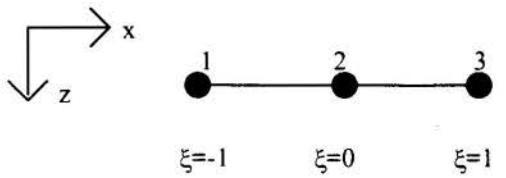


Figura 2: Elemento Finito

Os graus de liberdade são expressos em cada nó, pelo vetor de deslocamento nodal

$$\{ X \}^T = \{ u_1, w_1, \theta_1, w_2, \theta_2, u_3, w_3, \theta_3 \} \tag{21}$$

Estes graus de liberdade são interpolados por

$$u(\xi) = \sum_{i=1}^{2} N_i^*(\xi)\, u_{2i-1} \quad ; w(\xi) = \sum_{i=1}^{3} N_i(\xi)\, w_i \quad ; \theta(\xi) = \sum_{i=1}^{3} N_i(\xi)\, \theta_i \tag{22, 23, 24}$$

onde

$$N_1^* = 0.5(1-\xi) \; ; N_2^* = 0.5(1+\xi) \tag{25, 26}$$

$$N_1 = 0.5\,\xi\,(\xi-1) \; ; N_2 = (1-\xi^2) \; ; N_3 = 0.5\,\xi\,(\xi+1) \tag{27, 28, 29}$$

Pode-se relacionar as deformações com os deslocamentos nodais e as derivadas das funções de interpolação pela expressão abaixo

$$\{ \Delta \} = [B] \{ X \} \tag{30}$$

onde

$$[B]^T = \begin{bmatrix} N_1^{*},_x & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_1,_{xx} & N_1,_{xx} & N_1,_x \\ 0 & 0 & N_1,_x & N_1 \\ 0 & N_2,_{xx} & N_2,_{xx} & N_2,_x \\ 0 & 0 & N_2,_x & N_2 \\ N_2^{*},_x & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_3,_{xx} & N_3,_{xx} & N_3,_x \\ 0 & 0 & N_3,_x & N_3 \end{bmatrix} \tag{31}$$

Substituindo (30) em (19) tem-se

$$\delta \Phi = \{ X \}^T \left[b \int_0^L [B]^T [D] [B] \, dx \right] \{ \delta X \} \tag{32}$$

A expressão entre colchetes é a matriz de rigidez que, para um elemento típico é dada por

$$[K]^e = b \int_{-1}^{1} [B]^T [D] [B] \; \det J \, d\xi \tag{33}$$

Desta maneira, a variação da energia de deformação do elemento tem a forma

$$\delta \Phi = \{ X \}^T [K]^e \{ \delta X \} \qquad (34)$$

sendo que o sobrescrito *e* se refere a um elemento genérico.

8. EXEMPLOS NUMÉRICOS

Os exemplos a seguir buscam validar a formulação e o código computacional desenvolvido neste trabalho. O primeiro exemplo trata de uma viga homogênea isotrópica, onde os valores obtidos são comparados com os das teorias tradicionais. No segundo exemplo é analisada uma viga laminada cujo empilhamento das lâminas possui direções variadas.

8.1 Viga Homogênea Isotrópica

A viga da Figura 3 é discretizada com 10 elementos. Para efeito de análise, é calculado o deslocamento transversal da extremidade livre para várias relações L/h, onde o comprimento da viga L é mantido constante enquanto sua altura h é variada.

$$E_{aço} = 210\ \text{GPa},\ G_{aço} = 84\ \text{GPa},\ \theta = 0^o,\ L = 5\text{m}$$

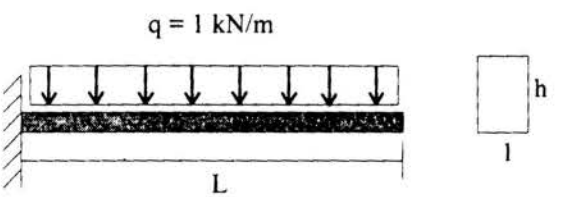


Figura 3: Viga homogênea isotrópica de aço

Para vigas de materiais isotrópicos, os módulos de elasticidade longitudinal e transversal são os elementos da matriz constitutiva presente na equação (7). A análise da Tabela 1 indica uma boa concordância entre os valores obtidos analiticamente segundo Bernoulli e pelo elemento aqui formulado quando a relação L/h é grande, pois neste caso o efeito da flexão é dominante. Como a teoria de Bernoulli não considera o efeito de cisalhamento, a diferença entre os referidos resultados torna-se maior para pequenas relações L/h. Nota-se que o modelo desenvolvido neste trabalho torna-se igual ao correspondente à viga de Timoshenko no caso de uma viga que não apresente variação de propriedades elásticas ao longo da espessura, já que assim não há ajuste na distorção da normal deformada, linha A'C' da Figura 1.

Tabela 1: Deslocamentos transversais na extremidade livre.

L/h	Teoria de Bernoulli	Elementos Finitos	Diferença
5	4.4642×10^{-6}	4.6015×10^{-6}	3.10 %
10	3.5714×10^{-5}	3.5919×10^{-5}	0.57 %
15	1.2053×10^{-4}	1.2067×10^{-4}	0.12 %
20	2.8571×10^{-4}	2.8557×10^{-4}	0.05 %
25	5.5803×10^{-4}	5.5798×10^{-4}	0.03 %
30	9.6428×10^{-4}	9.6400×10^{-4}	0.01%

8.2 Viga Laminada Ortotrópica

Este exemplo analisa o comportamento de uma viga laminada constituídas de várias camadas e orientação das fibras. A malha de elementos finitos utilizada é de oito elementos. O objetivo é comparar os resultados obtidos a partir do presente modelo com aqueles de Lekhnitskii et al.

$$E_{11} = 210\ \text{GPa},\ E_{22} = 5.2\ \text{GPa},\ G_{13} = 3.1\ \text{GPa},\ \nu_{13} = 0.25$$

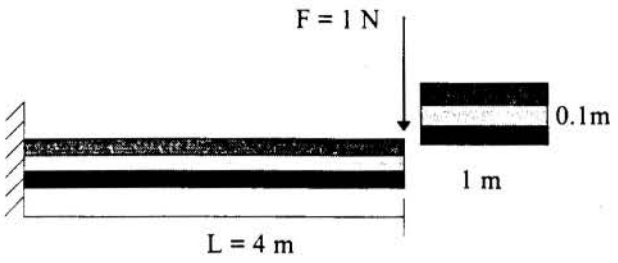


Figura 4: Viga laminada ortotrópica.

Na Tabela 2 é apresentado o valor do deslocamento transversal em x = L. São adotados diferentes números de lâminas e orientação das fibras. Para cada resultado, a viga é constituída de camadas com espessuras iguais, de tal forma que a altura h seja constante. O comprimento L é o mesmo para todos os resultados.

Tabela 2 : Valores de deslocamento transversal na extremidade livre

θ [GRAUS]	Lekhnitskii [m]	Elemento finito [m]	Diferença
0	4.870×10^{-9}	4.835×10^{-9}	0.68%
30	7.535×10^{-8}	7.512×10^{-8}	0.30%
$[\,0/90\,]_2$	1.149×10^{-8}	1.146×10^{-8}	0.28%
$[\,0/90\,]_{sim}$	5.575×10^{-9}	5.579×10^{-9}	0.07%
$[\,0/\pm45/90\,]_{sim}$	8.201×10^{-9}	9.000×10^{-9}	8.84%

Estes resultados ressaltam boa concordância entre os valores de deslocamento transversal obtidos a partir do elemento finito desenvolvido neste trabalho e os de Lekhnitskii.

9. CONCLUSÕES

O elemento é versátil e adequado para a análise de viga laminadas ortotrópicas tanto para os casos em que a deformação de cisalhamento não tem grande influência, como para os casos em que aquela deformação é importante.

10. REFERÊNCIAS

DI SCIUVA, M. An Improved Shear-Deformation Theory for Multilayered Thick Anisotropic Shells and Plates, *Journal of Applied Mechanics*, 1987, vol. 54, pp. 589-596

KURBAN, A. E. A., CAMPOS, A. D. & SORIANO, H. L., A Finite Element for Laminated Beams, *Anais do Third International Conference in Computational Structures Technology*, vol. Advances in Analysis and Design of Composites, pp. 33-37, Budapest, 1996.

LEKHNITSKII, S. G., TSAI, S. N. & CHUON, T., *Anisotropic Plates*, Gordon and Breach Science Publishers, 1968

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB661

ANÁLISE DE UM BANCO VEICULAR SUJEITO A GRANDES DEFORMAÇÕES POR COLISÃO / *ANALYSIS OF VEHICULAR SEAT SUBMITED TO LARGE DEFORMATIONS BY COLISION*

MAURO SPERANZA NETO[1], FERNANDO RIBEIRO DA SILVA[2] E JORGE DIAS LAGE[3]
[1]*Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio - E-mail: msn@mec.puc-rio.br*
[2]*Departamento de Engeharia Mecânica e de Materiais - IME - E-mail: d4fernan@epq.ime.eb.br*
[3]*Instituto Tecnológico - PUC-Rio - E-mail: jlage@venus.rdc.puc-rio.br*

Abstract

This work presents an analysis of a vehicle seat under dynamic load, during a colision. From the deformated seat after the colision, we determine the probable vehicle velocity just before the acident, using simple models, system dynamic tools and some engineering analysis procedures. We describe our methodology and discuss our analysis showing the most important results.

Keywords

Análise Dinâmica, Colisão de Veículos, Método dos Elementos Finitos, Simulação Dinâmica.
Dynamic Analysis, Vehicle Colisions, Finite Element Methods, Dynamic Simulation.

1. INTRODUÇÃO

A investigação das causas de acidentes automobilísticos atualmente tem se tornado cada vez mais científica. O emprego de sofisticados códigos computacionais que possilitam a simulação da trajetória dos veículos antes, durante e após a colisão; a verificação das consequências do choque na estrutura dos mesmos ou de elementos da rodovia, como postes ou "guard-rails"; e até a determinação do movimento dos passageiros dentro dos veículos durante o acidente. Estes estudos são do interesse de companhias de seguro, que procuram descobrir o responsável por um certo dano, ou da justiça, quando existem processos relacionados ao acidente, envolvendo as vítimas e suas famílias, e ainda das próprias indústrias automobilísticas, quando há suspeita ou acusação de falha de seus veículos nestes processos judicais.

Neste trabalho mostra-se como através de conceitos elementares de análise de sistemas dinâmicos, do emprego de um programa básico de elementos finitos e da determinação de algumas propriedades de materiais, pode-se estimar a velocidade mínima que um veículo possuia no momento do impacto, a partir da estrutura deformada do banco do motorista.

2. PROCEDIMENTOS ADOTADOS

O tipo de fenômeno ocorrido durante uma colisão deve ser classificado como de **natureza dinâmica**, pois é dependente do tempo, e pela deformação constatada na estrutura do banco, deve-se tratar o problema segundo as **leis da elasto-plasticidade** (Johnson, W. e Mellor, P.B.,1973 e Martin, J.B., 1975). Assim, o modelo mais apropriado seria o de uma **estrutura elasto-plástica dinâmica** (Cristecu, N., 1967), onde seriam considerados os efeitos inerciais e as propriedades de escoamento do material, além da evolução da carga ao longo do tempo.

Entretanto, tendo o material do banco um comportamento praticamente elasto-plástico ideal, com pequeno encruamento, conforme os resultados de ensaios, uma análise elástica linear é suficiente para predizer a iminência de escoamento, que nas regiões críticas (geometrias com concentradores de tensão) impõem à estrutura grandes deformações plásticas.

De acordo com esta caracterização conceitual, foi inicialmente desenvolvido um **modelo matemático dinâmico elástico linear** simplificado para a estrutura do banco, a fim de estabelecer o comportamento do sistema segundo uma carga de impacto.

Lembrando que **impulso ≡ quantidade de movimento**, pode-se estabelecer uma distribuição no tempo da força que ocorre durante o impacto, que é associada diretamente à velocidade que o veículo, ou o corpo do motorista, se encontrava no instante da colisão. A aplicação desta carga no modelo da estrutura possibilita determinar a mínima velocidade necessária para o banco atingir a deformação apresentada.

Observa-se que foi definido um carregamento para caracterizar a distribuição da massa do corpo do motorista sobre o banco, na condição normal de uso, de acordo com as especificações da NORMA ABNT - NBR 6059 e 6068.

Na análise dos resultados deste modelo dinâmico verificou-se que a estrutura do banco possui um tempo de resposta muito mais rápido do que o tempo de impacto, devido às suas altas freqüências naturais. Assim, a carga dinâmica pouco interfere na resposta do sistema (Meirovitch, 1986) e conseqüentemente pode-se adotar um **modelo matemático estático elástico linear** (não mais dependente do tempo), sem perda considerável de informação.

De modo a estimar a velocidade de impacto mais precisamente, com base nas tensões que ocorrem na estrutura, desenvolveu-se um modelo detalhado do banco, discretizando-o de modo mais adequado. Neste novo modelo aplicou-se uma distribuição de força equivalente à carga dinâmica, e procedeu-se a uma análise elástica linear até a iminência de plastificação e com isto determinou-se a velocidade mínima para ocorrer o colapso plástico da estrutura, nas condições normais de uso do banco.

Finalmente, devido aos resultados encontrados na análise acima mencionada, procurou-se determinar outras formas de distribuição de carga sobre o banco, que pudessem justificar como ocorreu a deformação apresentada. Para tanto, foi utilizado o mesmo modelo estático linear, alterando-se apenas a maneira pela qual a carga é aplicada na estrutura. Assim, conseguiu-se encontrar uma possível explicação para o que ocorreu com o banco no momento da colisão.

3. MODELO DINÂMICO

A Figura 1 apresenta um modelo dinâmico do tipo massa-mola-amortecedor com 1 grau de liberdade, com o objetivo de ilustrar a análise aqui realizada. De modo a caracterizar o impacto sobre o banco, supôs-se que há o choque de uma massa (corpo do motorista) a uma

determinada velocidade contra a estrutura (representada pelo conjunto mola-amortecedor), após o qual a massa permanece solidária ao banco.

Aplicando as leis básicas da mecânica para o sistema da Figura 1 chega-se à equação que define o seu comportamento dinâmico, dada por

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F \qquad (1)$$

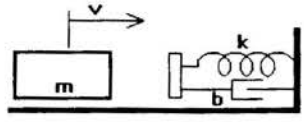


Figura 1 - Modelo Dinâmico de 1 Grau de Liberdade.

na qual a excitação, devida ao choque, é obtida a partir da relação *impacto=quantidade de movimento* (Clough e Penzien, 1993). Supondo que o perfil de carga no tempo é senoidal, ocorrendo apenas durante meio período, a força de impacto F pode ser definida pelo pulso

$$F = \frac{mv\pi}{2\Delta T} sen\left(\frac{\pi}{\Delta T} t\right) \qquad para \quad 0 < t < \frac{\pi}{\Delta T} \qquad (2)$$

onde m é a massa de impacto, v é a velocidade de impacto e ΔT é o intervalo de tempo durante o qual ocorreu o choque. Desta maneira é estabelecida uma relação entre o carregamento imposto ao sistema e a velocidade de impacto.

De modo a representar mais adequadamente a estrutura do banco, aplicou-se o Método dos Elementos Finitos (Reddy, J.N., 1984) para se obter um modelo equivalente que caracterizasse a elasticidade do banco através de um número reduzido de graus de liberdade. Considerando como pontos críticos da estrutura aqueles nos quais podem ocorrer rótulas plásticas (onde existem furos e concentradores de tensão), adotou-se um modelo discretizado com 7 graus de liberdade, conforme esquematizado na Figura 2. O percentual indicado nesta figura indica a distribuição de massa que foi definida de acordo com a NORMA ABNT NBR-6059, que estabelece condições de carregamento do banco para o motorista sentado na posição normal de uso.

O modelo matemático do sistema da Figura 2 é dado pela seguinte equação matricial

$$\underline{M}\,\ddot{\vec{X}} + \underline{B}\,\dot{\vec{X}} + \underline{K}\,\vec{X} = \vec{F} \qquad (3)$$

onde $\vec{X}$ é o vetor que define os graus de liberdade do sistema, $\vec{F}$ é o vetor que define o carregamento imposto à estrutura (com amplitude proporcional à distribuição de massas apresentada na Figura 2), $\underline{M}$ é uma matriz de massa diagonal, onde adotou-se uma massa de 100 kg para o motorista, $\underline{B}$ é a matriz de amortecimento proporcional, na qual se adotou um fator de amortecimento modal entre 1% e 8% comumente empregado para estruturas, e $\underline{K}$ é a matriz de rigidez equivalente, obtida pela discretização da estrutura pelo Método dos Elementos Finitos.

O carregamento aplicado é mostrado na Figura 3, onde se supôs que o choque tem um intervalo de duração de 0,3 segundos. Esta estimativa foi baseada na observação de *crash tests* em veículo reais e nas informações contidas na publicação "*Crash Test. Davide contro Golia*".

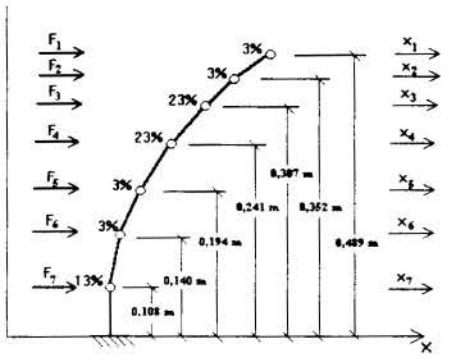


Figura 2 - Modelo Dinâmico com 7 Graus de Liberdade. Distribuição do percentual de massa associado ao carregamento sobre o banco.

A solução numérica deste modelo conduz aos deslocamentos apresentados na Figura 4, na qual pode-se notar que a dinâmica da estrutura, associada às oscilações de mais alta freqüência, tem um período de ocorrência muito inferior ao do impacto. Isto possibilita a adoção de um **modelo estático** para a estrutura, uma vez que sua dinâmica pouco influencia no comportamento do sistema. De modo a compensar os sobrevalores devidos às oscilações, foi adotado um fator de carga dinâmica de 1,1.

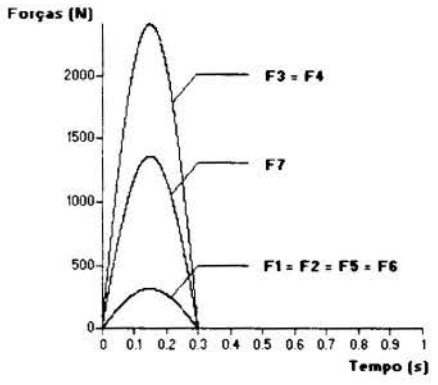


Figura 3 - Carregamento para $\Delta t = 0,3$ segundos.

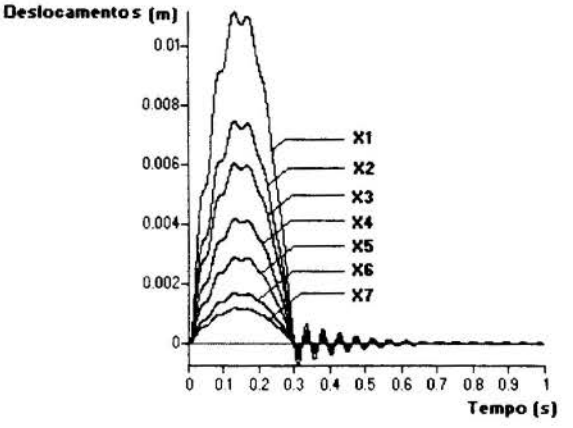


Figura 4 - Deslocamentos da Estrutura.

4. MODELO ESTÁTICO

Esta análise visa a determinar as possíveis situações de carregamentos sobre a estrutura do banco que tenham propiciado a configuração deformada, apresentada após o acidente. Tendo em vista as irregularidades apresentadas pela estrutura, utilizou-se o Método dos Elementos Finitos para se determinar com boa precisão os valores de tensões e deslocamentos ocorrentes na estrutura.

Com base nos desenhos reais do banco, pela inspeção visual e análise dimensional de sua configuração deformada, procedeu-se a um levantamento topológico da estrutura, definindo-se a discretização apresentada na Figura 5. Esta discretização foi realizada considerando-se os seguintes aspectos: a estrutura é simétrica; o carregamento não é simétrico; existem concentradores de tensões e o elemento finito de placa com tensões membranais é o mais adequado para este tipo de estrutura.

Conforme discutido anteriormente, foram adotados modelos estáticos de carregamento que fossem equivalentes aos dinâmicos e, após algumas simulações preliminares, concluiu-se que a consideração de um carregamento impulsivo com duração de 0,3 segundos seria representativo das solicitações que estariam atuando sobre a estrutura, caso a deformada ocorresse pelo efeito de uma colisão sem capotamento do veículo. Na hipótese de capotamento ou de qualquer movimento do motorista dentro do veículo durante o acidente, a consideração de uma distribuição de carga atuante em pontos estratégicos da estrutura fornece as condições mais desfavoráveis para seu comportamento.

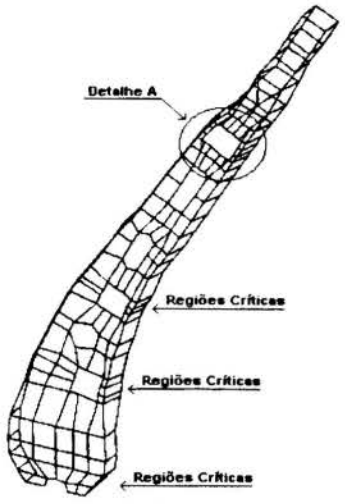


Figura 5 - Discretização da Estrutura.

Considerou-se também uma situação na qual todo o esforço se concentrasse no tubo rígido da estrutura e no apoio-de-cabeça.

Assim, as quatro condições de carregamento consideradas foram:

1) A colisão do veículo acarreta o impacto do corpo do motorista contra o banco a uma velocidade que leve a estrutura a apresentar uma rótula plástica no ponto crítico
2) Considerou-se a possibilidade das cargas ocorrerem a percentuais diferenciados de massa, o que caracteriza um forçamento sobre o banco para uma condição em que o motorista possa sair do assento e ser atirado contra o encosto.
3) Uma carga de 100 kg_f subitamente aplicada na extremidade superior do banco, segundo duas condições. Numa primeira situação considerou-se esta carga aplicada a 45° com os eixos de referência. Numa segunda condição considerou-se a possibilidade de um carregamento perpendicular à estrutura, o que levaria a tensões maiores na região crítica do banco.
4) A aplicação de uma carga de 70 kg_f, metade atuante no tubo rígido da estrutura e metade no apoio-de-cabeça.

Nos três primeiros casos as cargas foram majoradas em 10% para caracterizar o efeito dinâmico e considerou-se um carregamento lateral correspondente a 20% da carga total para simular a condição apresentada pela deformada real. Nota-se que o principal objeto de estudo foi a plastificação ocorrida na parte superior do banco, na região do furo, local em que há um alto nível de tensões graças ao concentrador de tensões ali presente.

5. RESULTADOS

Após várias simulações referentes à primeira condição de carga, obteve-se a velocidade que, de acordo com o modelo adotado, limita o comportamento elástico da estrutura na região em estudo, isto é, a velocidade acima da qual ocorreria a rótula plástica. Dentre as várias simulações realizadas, relacionam-se na Tabela 1 as forças aplicadas de acordo com a distribuição de massas, apresentada na Figura 2, para três velocidades distintas. Utilizou-se a estratégia de um carregamento gradual crescente para se chegar à velocidade limite desejada.

Para se analisarem as tensões ocorrentes na região mais crítica (detalhe A da Figura 5), determinou-se a tensão de Von Mises correspondente aos elementos vizinhos do concentrador de tensões. A Tabela 2 mostra os resultados de simulação para os elementos em destaque na Figura 6 (Elementos 1, 2, 3, 4, 5 e 6) que representa a ampliação do detalhe A da Figura 5.

Tabela 1: Esforços aplicados sobre a estrutura

ESFORÇOS (kg_f)			
Força Horiz.	**72 km/h**	**120 km/h**	**150 km/h**
F1	33,02	55,00	68,80
F2	33,02	55,00	68,80
F3	264,00	240,00	550,00
F4	264,00	240,00	550,00
F5	33,02	55,00	68,80
F6	33,02	55,00	68,80
F7	151.96	253,20	296,60

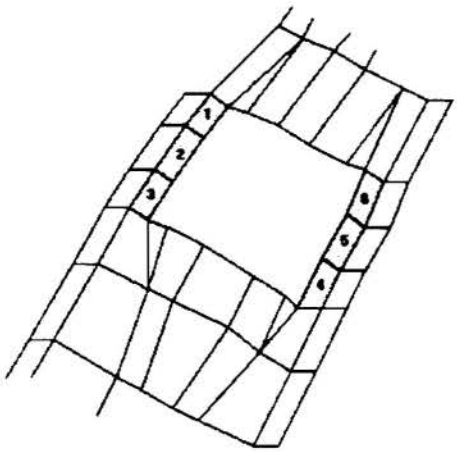


Figura 6 - Ampliação do detalhe A da Figura 5.

Tabela 2: Tensões de Von Mises referidas aos Elementos da Figura 5.

TENSÕES DE VON MISES (MPa)			
Elementos	**Velocidades**		
	72 km/h	**120 km/h**	**150 km/h**
1	168	282	352
2	157	262	327
3	126	210	262
4	120	200	249
5	123	205	256
6	98	164	205

Por estes resultados tem-se que no caso da velocidade de 150 km/h, praticamente todos os elementos plastificaram, o que permite concluir ser esta a velocidade acima da qual ocorrerá a rótula plástica. Conclui-se também que a colisão do veículo ocorreu de tal modo que o choque entre o corpo do motorista e o encosto do banco se deu a uma velocidade de, no mínimo, 150 km/h. O perfil de tensões principais, associado a esta velocidade é apresentado na Figura 7.

As seguintes conclusões podem ser tiradas com base nos resultados acima:

1) A uma velocidade de choque entre o corpo do motorista e o encosto do banco acima de 150 km/h, o banco poderá apresentar a deformada real e, em caso contrário, aquela região não deverá apresentar falha estrutural que conduza a uma rótula plástica. É importante observar que para a estrutura apresentar a configuração deformada, o esforço deve ser aplicado no sentido da dianteira para a traseira do veículo. Este fato está associado a uma grande desaceleração no sentido contrário, o que significa que a velocidade de impacto de 150 km/h é a velocidade de retorno do corpo do motorista contra o banco, após uma colisão frontal do veículo, ou uma colisão

na parte traseira do mesmo, àquela velocidade.

2) Embora a análise tenha sido realizada no regime elástico, pode-se concluir que após o inicio da plastificação na região do furo, o comportamento da estrutura será o de gerar uma rótula plástica, tendo em vista as pequenas dimensões da seção reta naquela região, o que poderia caracterizar a deformada apresentada pelo banco.

Procurando caracterizar uma relação entre a distribuição do carrregamento sobre a estrutura do banco e a velocidade de impacto, realizaram-se simulações onde a distribuição de massa foi alterada, visando a determinar-se possíveis situações de solicitação que também poderiam levar a estrutura a falhar.

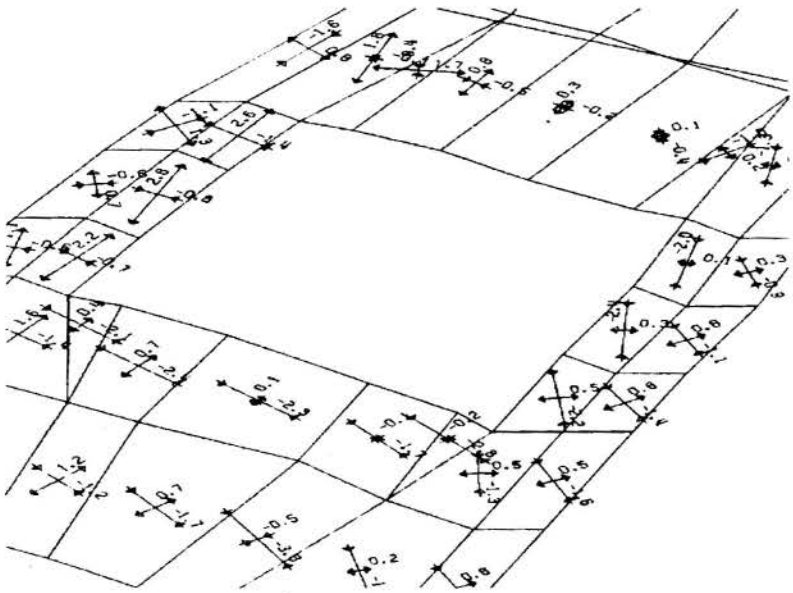


Figura 7. Perfil das Tensões Principais no furo (Detalhe A da Figura 5).
Obs.: Tensões em t/cm^2 (1 t/cm^2 = 100 MPa)

Consideraram-se as possibilidades em que o motorista pudesse solicitar o banco com uma concentração dos esforços no entorno da sua região mais crítica, isto é, simularam-se situações onde o percentual de massa fosse cada vez maior nas proximidades do concentrador de tensões. A Tabela 3 apresenta, na forma progressiva de solicitações, os percentuais de massa relativos às 3 forças próximas do concentrador (F_1 F_2 e F_3 - Figura 2) e às velocidades que levariam o banco a falhar, segundo a mesma interpretação dada ao caso anterior.

A terceira condição de carregamento considera todo o peso do motorista aplicado subitamente na parte superior da estrutura. Nos dois casos, mencionados anteriormente, as tensões de Von Mises são da ordem de 200 a 250 MPa, o que coloca a estrutura na iminência de plastificar-se. Assim, pode-se concluir que uma carga súbita de 100 kg_f aplicada no suporte

Tabela 3: Distribuição de Massa x Velocidade de Colisão.

CASOS	PERCENTUAIS DE MASSA (%) E FORÇAS CORRESPONDENTES (kg_f)						VELOCIDADE LIMITE
	%	F_1	%	F_2	%	F_3	(km/h)
1	3	65,45	3	65,45	23	501,78	150

2	3	28,80	23	220,78	23	220,78	66
3	23	100,36	23	100,36	3	13,09	30
4	35	101,81	35	101,81	5	14,54	20
5	50	130,90	20	52,36	5	13,09	18
6	75	141,81	0	0,00	0	0,00	13
7	100	145,44	0	0,00	0	0,00	10

rígido (tubular), tanto a 45° como perpendicular à estrutura (27°), é considerada danosa ao banco, podendo também levá-lo à configuração deformada apresentada. Na simulação da quarta condição de carregamento pode-se perceber que a estrutura não resistiria, pois apresentou tensões elásticas da ordem de 300 a 400 MPa, isto é, seguramente ocorreu plastificação da região em estudo.

6. COMENTÁRIOS FINAIS

Os resultados da inspeção visual no banco indicaram que este permaneceu ancorado à carroceria após a colisão, devido à ausência de indícios de deformação plástica nos furos existentes nos trilhos do banco, onde se encaixam os parafusos de fixação à estrutura da carroceria. A deformação plástica, verificada visualmente, concentrada na região do furo de geometria retangular - estrutura lateral do encosto - corrobora a evidência de que essa região é a que apresenta maiores probabilidades de colapso plástico, na presença de solicitações mecânicas propícias, no que diz respeito ao projeto da estrutura do encosto do banco.

Para distribuições de massa diferentes das preconizadas pelas normas, o colapso plástico poderia ocorrer a velocidades inferiores a 150 Km/h. Por exemplo, para uma distribuição que concentra aproximadamente 50% da massa do motorista na parte superior da estrutura, a velocidade de impacto do corpo contra o banco seria da ordem de 30 km/h. Para a ocorrência desta situação, é necessário admitir que as condições de contorno do acidente (movimento do veículo e posicionamento do motorista em relação ao banco) possibilitassem o deslocamento do corpo do motorista no banco. A última hipótese considerada nessa análise demonstrou que o colapso plástico poderia ocorrer ainda no caso de um carregamento estático (velocidade aproximadamente nula) que representasse toda a massa do motorista concentrada na parte superior do banco.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

JOHNSON, W. E MELLOR, P.B., *Engineering Plasticity*, Van Nostrand Reinhold, 1973.

MARTIN, J.B., *Plasticity: Fundamentals and General Results*, The MIT Press, 1975.

CRISTECU, N., *Dynamic Plasticity*, North Holland, 1967.

ABNT - NBR 6059, *Emprego do Dispositivo Tridimensional para Posicionamento de Ocupantes em Veículos Rodoviários. Procedimento*, 1989.

ABNT - NBR 6068, *Pesos e Dimensões de Adultos para uso em Veículos Rodoviários. Padronização*, 1979.

MEIROVITCH, L., *Elements of Vibration Analysis*, McGraw-Hill, 1986.

REDDY, J.N., *An Introduction to the Finite Element Method*, McGraw-Hill, 1984.

CLOUGH, R.W. E PENZIEN, J., *Dynamics of Structure*, McGraw-Hill, 1993.

_____, *Crash Test. Davide contro Golia*, Publicação da FIAT Automóveis sobre segurança veicular, pp. 110-115, 1995.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB831

STRESS STIFFENING EFFECTS ON LAMINATED TIMOSHENKO BEAMS WITH PIEZOELECTRIC ACTUATORS

DONATUS C. D. OGUAMANAN
University of Toronto- Institute for Aerospace Studies
4925 Dufferin St., Downsview, Ont., Canada M3H 5T6

SÉRGIO FRASCINO MÜLLER DE ALMEIDA
Instituto Tecnológico de Aeronáutica - Div. Engª Mecânica-Aeronáutica
12228-900 São José dos Campos - SP - E-mail: frascino@mec.ita.cta.br

JORN S. HANSEN
University of Toronto- Institute for Aerospace Studies
4925 Dufferin St., Downsview, Ont., Canada M3H 5T6

Abstract

The effectiveness of using piezoelectric elements to control the mechanical performance of laminated structures by inducing favorable in-plane stresses is investigated. A finite element formulation is presented for the analysis of laminated Timoshenko beams with an arbitrary number of piezoelectric actuators and/or sensors placed along the length of the beam. Von Kàrmàn non-linear strain-displacement relations are used and ideal linear behavior is assumed for the piezoelectric actuation. It is shown that with proper boundary conditions the piezoelectric actuators induce in-plane stresses that may significantly affect the mechanical behavior of the beam. It is shown that the stress stiffening is more pronounced for slender beams. A configuration with a piezoelectric actuator at the top of a slender beam and a sensor at the bottom is analyzed. It is demonstrated that neglecting the stress stiffening effects may lead to large errors in both the static and dynamic analyses of this widely used configuration. Further, the stiffness of the beam can be electrically tuned to a desired value with interesting applications in active structures.

Keywords

Piezoelectric, finite elements, stress stiffening, vibration

1. INTRODUCTION

There has been an increasing interest in the use of piezoelectric materials in smart structures in the last few years. Direct and converse piezoelectric effects can be effectively used to produce either sensors or actuators for the active control of structures. The proposed applications include shape control, active damping and acoustic noise suppression. The design of such active systems require accurate models of the electromechanical interaction between the structure and piezoelectric sensors or actuators. Several electromechanical analytical models have been proposed to simulate a wide class of structures, such as, beams (Crawley & Anderson, 1990; Di Sciuva & Icardi, 1995), plates (Batra, Liang & Yang, 1996), cylindrical shells (Sonti & Jones, 1996) and general shells (Tzou & Ye, 1996) with bonded or embedded

piezoelectric sensors and actuators. Most of these analyses are based on geometrically linear theories.

On the other hand, Almeida and Hansen (1997) showed that properly tailored thermal residual stresses may significantly enhance the mechanical behavior of thin plates. Using a similar approach, piezoelectric actuators can be used to produce favorable in-plane stresses to enhance the mechanical behavior of structural systems. The analysis of this effect requires a geometrically non-linear analysis. Apparently, Di Sciuva and Icardi (1995) were the first to propose a geometrically non-linear theory for composite beams with piezoelectric actuators. They derived variationally consistent non-linear equations governing the mechanical behavior of laminated Timoshenko beams with piezoelectric actuators/sensors layers. Their theory is limited to the case of uniform beams that can be treated analytically. Their numerical examples consider only very short beams where stress stiffening effect is negligible.

The objective of this work is to investigate the effectiveness of using piezoelectric elements to enhance the mechanical performance of laminated structures by inducing favorable in-plane stresses. A finite element formulation is presented for the analysis of laminated Timoshenko beams with an arbitrary number of piezoelectric actuators and/or sensors placed along the length of the beam. The analysis uses Von Kàrmàn non-linear strain-displacement relations and ideal linear theory for the piezoelectric actuation.

It is shown that with proper boundary conditions the piezoelectric actuators induce in-plane stresses that may significantly affect the mechanical behavior of the beam. It is also shown that the importance of the stress stiffening is greater for slender beams. A configuration with a piezoelectric actuator at the top of a slender beam and a sensor at the bottom is analyzed. It is demonstrated that neglecting the stress stiffening effects may lead to large errors for this common configuration.

2. PROBLEM FORMULATION

Let us consider a laminated beam with rectangular cross-section A, length l and uniform width b. The beam may be non-uniform with total thickness t_b. It is assumed that the beam is constructed such that there is no coupling between bending and extension anywhere along its length. Furthermore, it is assumed that equal piezoelectric elements may be symmetrically bonded to the top and bottom surfaces of certain sections of the beam.

The thin piezoelectric elements have thickness t_p and are perfectly bonded to the beam.

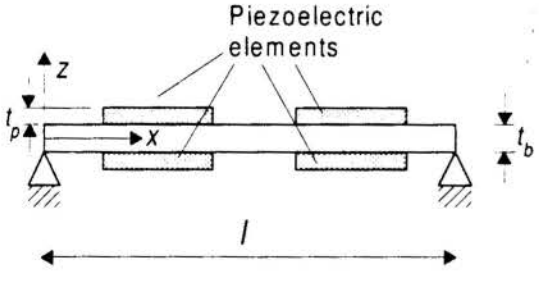


Figure 1. Typical arrangement of piezoelectric elements on the beam

They may be used either as actuators or sensors. Figure 1 shows a possible arrangement of the piezoelectric elements on the beam and the coordinate axes used in the analysis. The total thickness of the beam is $t = t_b + 2t_p$.

The beam is assumed to be elastic and moderately thick and adequately modelled by the Timoshenko beam theory. Therefore, the in-plane displacement field $\bar{u}$ is assumed to vary linearly through the thickness and the transverse displacement

$\overline{w}$ is assumed constant through the thickness. The assumed displacement field can be written as:

$$\begin{aligned}\overline{u}(x,y,z) &= u(x) - z\psi(x)\\ \overline{w}(x,y,z) &= w(x)\end{aligned} \tag{1}$$

where u and w are the displacements in the x and z directions, respectively, and ψ is the rotation of the cross section about y. In the above, the overline indicates a quantity at an arbitrary point (x,y,z) in the beam and quantities without the overline are defined on the x-y plane at the beam middle-surface.

A Von-Kàrmàn approximation is used to represent the strain-displacement relations:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \overline{u}_{,x} + \frac{1}{2}\overline{w}_{,x}^2 = u_{,x} - z\psi_{,x} + \frac{1}{2}w_{,x}^2\\ \gamma_{xz} &= \overline{w}_{,x} + \overline{u}_{,z} = w_{,x} - \psi\end{aligned} \tag{2}$$

where ε_x and γ_{xz} are the longitudinal and transverse shear strain components, respectively. The notation $(\cdot)_{,x}$ denotes derivative with respect to x. The longitudinal strain component includes a non-linear term that makes the present formulation geometrically non-linear.

The electro-elastic constitutive relations for all materials are assumed to be linear. It is also assumed that the piezoelectric elements are thin and that the electric field is parallel to z. Also, E_3 is constant within each piezoelectric element and is approximately given by $E_3 = V/t_p$, where V is the voltage at the piezoelectric element. Hence:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= Q_{11}\varepsilon_x - e_{31}E_3\\ \tau_{xz} &= Q_{44}\gamma_{xz}\\ D_3 &= e_{31}\varepsilon_x + \xi_{33}E_3\end{aligned} \tag{3}$$

where σ_x and ε_x are the longitudinal stress and strain components, respectively; τ_{xz} and γ_{xz} are the shear stress and strain components, respectively; Q_{ij} are the elastic coefficients, e_{31} is the piezoelectric constant, E_3 is the transverse component of the electric field, D_3 is the transverse component of the induction vector, and ξ_{33} is the dielectric permittivity. The constitutive relations for the composite layers are a special case of the previous equation with the electrical variables set to zero.

The present formulation is based on a finite element model of the beam. Expressions for the total potential energy of the beam and its kinetic energy will now be derived. The total potential energy of the beam is given by:

$$V = \frac{1}{2}\int_v (\sigma_x\varepsilon_x + \tau_{xz}\gamma_{xz})dv - \frac{1}{2}\int_v D_3E_3dv \tag{4}$$

The electric field in the top actuator is given by $E_3 = V_T / t_p$, where V_T is the voltage applied to the top actuator. That is, $E_3 = V_T/t_p$ for $t_b/2 \le z \le t/2$. Similarly, $E_3 = V_B/t_p$ for $-t/2 \le z \le -t_b/2$, where V_B is the voltage applied to the bottom actuator. Also, we define:

$$(A_{ii}, B_{ii}, D_{ii}) = \int_{-t/2}^{t/2}(1, z, z^2)Q_{ii}dz \tag{5}$$

$$N_0 = \int_{-t/2}^{t/2}\left[Q_{11}(u_{,x} - z\psi_{,x}) - e_{31}E_3\right]dv = A_{11}u_{,x} - B_{11}\psi_{,x} - e_{31}(V_T + V_B) \tag{6}$$

Substituting Eqns. (1)-(3) into Eqn. (4), and using the above definitions, yields:

$$V = \frac{b}{2}\int_0^l \left[A_{11}u_{,x}^2 - 2B_{11}u_{,x}\psi_{,x} + D_{11}\psi_{,x}^2 + A_{44}\left(w_{,x}+\psi\right)^2 \right] dx + \frac{b}{2}\int_0^l N_0 w_{,x}^2 dx$$
$$- 2b\int_0^l \left[e_{31}u_{,x}\left(\frac{V_T+V_B}{2}\right) - e_{31}\psi_{,x}\left(\frac{t_b+t_p}{2}\right)\left(\frac{V_T-V_B}{2}\right) \right] dx - \frac{b}{2}\int_0^l \frac{\xi_{33}}{t_p}\left(V_T^2+V_B^2\right) dx \quad (7)$$

where higher order terms have been neglected.

Assuming that the center of mass of the cross section coincides with the middle-surface of the beam, it can be shown that the kinetic energy of the beam is given by:

$$T = \frac{1}{2}\int_0^l \left(mu_{,t}^2 + I\psi_{,t}^2 + mw_{,t}^2 \right) dx \quad (8)$$

where m is the mass per unit length of the beam and I is the moment of inertia of the cross-section which are given by:

$$(m, I) = \int_A \left(1, z^2\right)\rho dA \quad (9)$$

where A is the cross section area of the beam.

3. FINITE ELEMENT FORMULATION

The problem formulated in the previous section was solved using a finite element approach. A two-node linear element using standard interpolation functions (Zienkiewicz and Taylor, 1989) was developed and implemented in a FORTRAN code. The mechanical nodal variables are the displacements u and w and the rotations ψ. Therefore, each element has a total of 6 mechanical and 2 electrical degrees of freedom. The displacements at an arbitrary point within the domain of the p-th element are given by $\{\delta\} = [N]\ \{\delta\}_p$, where $[N]$ is a 3×6 matrix of linear interpolation functions, the vector of displacement fields $\{\delta\}^T = [\ u\ \ w\ \ \psi\ ]$, and $\{\delta\}_p$ is a 6×1 vector of mechanical nodal variables arranged as:

$$\{\delta\}_p^T = \left[u_1 \quad w_1 \quad \psi_1 \quad u_2 \quad w_2 \quad \psi_2 \right] \quad (10)$$

Using the above and Eqn. (7), it can be shown that the total potential energy of the p-th element can be expressed as:

$$V_p = \frac{1}{2}\{\delta\}_p^T\left[K_{ff}\right]_p\{\delta\}_p + \frac{1}{2}\{\delta\}_p^T\left[K_g\right]_p\{\delta\}_p - \{V\}_p^T\left[K_{vf}\right]_p\{\delta\}_p - \frac{1}{2}\{V\}_p^T\left[K_{vv}\right]_p\{V\}_p \quad (11)$$

where $\{V\}_P^T = [V_T \quad V_B]$ is the vector of electrical variables for the p-th element; $[K_{ff}]_p$ is element structural stiffness matrix; $[K_g]_p$ is the element geometric stiffness matrix; $[K_{vf}]_p$ is the element electromechanical coupling matrix; and $[K_{vv}]_p$ is the element electrical matrix. Matrix $[K_{ff}]_p$ is computed using a shear correction factor assumed equal to *5/6*. Reduced integration was used in the derivation of the shear terms of the structural stiffness matrix to avoid shear locking. Closed form expressions can be obtained for all element matrices but are not presented here due to space limitation. Similarly, using the previous definitions and Eqn. (8), the kinetic energy of the p-th element can be expressed as:

$$T_p = \frac{1}{2}\{\dot{\delta}\}_p^T[M]_p\{\dot{\delta}\}_p \quad (12)$$

where $[M]_p$ is the mass matrix of the p-th element.
together with Hamilton's principle yield the equations of motion for the system:

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [K_{ff}]\{\delta\} + [K_g]\{\delta\} = [K_{vf}]^T\{V\} + \{F\} \tag{13}$$

where $\{F\}$ is the vector of applied nodal forces. In the previous expression, all matrices and vectors are global quantities obtained by using standard finite element assembling techniques (Zienkiewicz and Taylor, 1989).

It should be noted that Eqn. (13) is non-linear because the geometric matrix $[K_g]$ depends on the in-plane stress resultant N_0 that is a function of the structural displacements and electrical variables, as shown in Eqn. (6). Therefore, in general, a non-linear iterative procedure should be used to solve Eqn. (13).

However, if the beam is constructed with a symmetric laminate and the piezoelectric elements are symmetrically bonded to the top and bottom surfaces of the beam the solution is greatly simplified. In this particular case, there is no coupling between extensional and bending deformations and, these two problems can be solved independently. The extensional and bending problems are associated with symmetric and anti-symmetric loads imposed by the piezoelectric actuators, respectively. The piezoelectric actuation can be decomposed into symmetric and anti-symmetric terms by writing $V_T = v_0 + \Delta v$ and $V_B = v_0 - \Delta v$. The symmetric component v_0 causes extensional deformation only while the anti-symmetric component Δv causes bending deformation. Therefore, the problem of a structural symmetric system can be solved in two steps: (1) the extensional problem is solved using the symmetric component v_0 and longitudinal loads; thereafter the in-plane stress resultant N_0 is computed from this analysis; and (2) the geometric matrices are computed and Eqn. (13) is solved with the anti-symmetric component Δv and external transverse loads.

It must be emphasized that if one of the ends of the beam is not restrained longitudinally then the in-plane stress resultant N_0 is identically zero and no stress stiffening occurs. In this case, Eqn. (13) is linear.

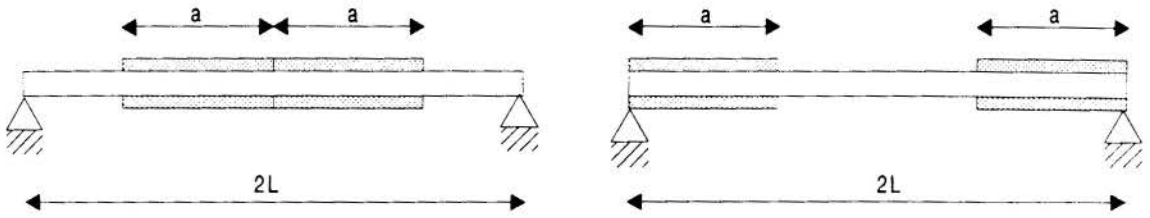
4. ANALYSIS OF LAMINATED BEAMS WITH STRESS STIFFENING EFFECTS

In order to illustrate the effect of the piezoelectrically induced stress stiffening on the mechanical behavior of a composite beam, we consider a graphite epoxy beam with PZT actuators. The beam is restrained in the longitudinal direction at both ends. The basic laminate for the analysis has six graphite/epoxy unidirectional tape layers, with the fiber direction along x axis. The material properties used in the analysis are listed in Table 1.

Table 1 - Physical properties of the materials used

property	PZT	graphite /epoxy
Young's moduli, E_{11} (GPa)	63.0	154.0
Young's moduli, E_{22} (GPa)	63.0	11.13
Poisson's ratio, ν_{12}	0.3	0.304
Shear moduli, G_{12} (GPa)	24.2	6.98
Shear moduli, G_{13} (GPa)	24.2	6.98
Shear moduli, G_{23} (GPa)	24.2	3.36
Laminate thickness (mm)	0.050	0.150
Density, ρ (Kg/m^3)	7600	1560
PZT constants, d_{31} (pm/V)	254	–

Two geometric arrangements for a beam with length $2L$ are considered. Piezoelectric elements of length a are symmetrically bonded to the top and bottom surfaces of the beam. The piezoelectric elements are bonded either at the central portion or at the ends of the beam; Figure 2 depicts the analyzed configurations.



(a) piezoelectric elements at the center of the beam (b) piezoelectric elements at the sides of the beam

Figure 2. Configurations analyzed.

The first analysis is intended to assess the stress stiffening caused by the piezoelectric actuation. In this case, all piezoelectric elements are assumed to be actuators and subjected to a voltage $V_T = V_B$. That is, $V_T = V_B = v_0$ and $\Delta v = 0$. A unit transverse load P is applied at the center of the beam. The results are presented in terms of non-dimensional variables:

$$V_0 = \frac{N_0 l^2}{D_{11}} \quad \text{and} \quad \delta^* = \frac{bD_{11}}{Pl^3}\delta \tag{14}$$

where $l = 2L$ is the length of the beam and δ is the transverse displacement at the center of the beam. Figure 3 shows the results for both geometric arrangements described in Fig. 2. The results for all analyses are presented for three different values of the parameter a/L: 0.2, 0.4 and 1.0.

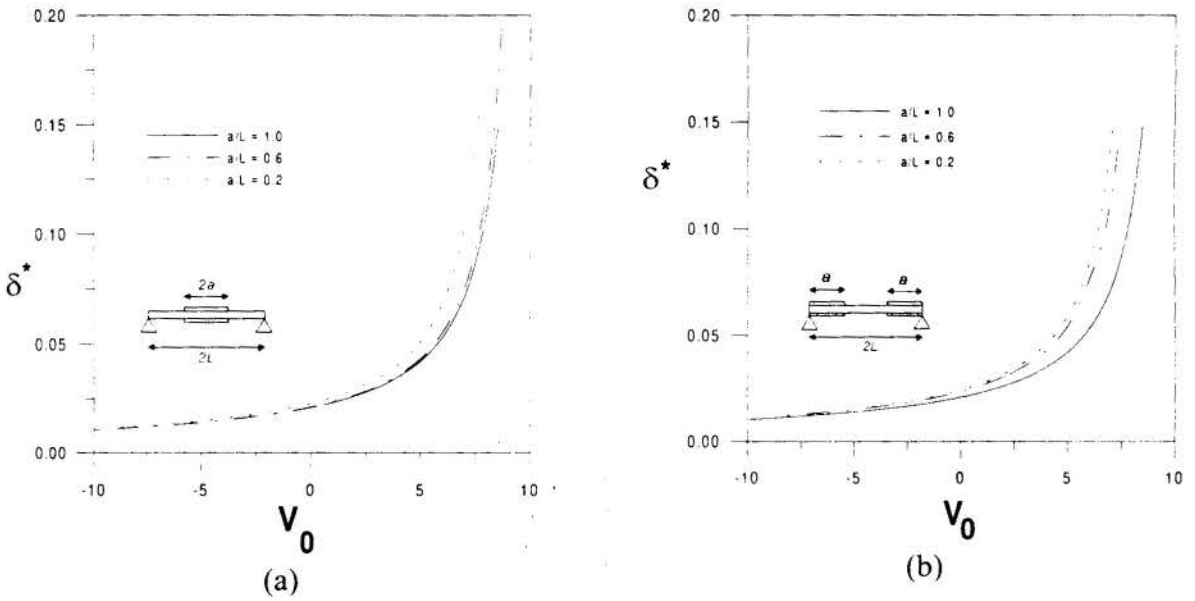


Figure 3. Non-dimensional transverse displacement at the center of the beam as a function of the non-dimensional voltage applied for a unit transverse load.

The second analysis considers a situation where the piezoelectric elements at the top surface are actuators and those at the bottom surface are sensors. The voltage in the actuators is V_T and no force is caused by the sensors. Therefore, $v_0 = \Delta v = V_T/2$. The v_0 component introduces stiffening and the Δv component causes the beam to bend. The stiffening effect is not taken into account by the usual linear theory that yields biased results. The results are presented in terms of the non-dimensional displacement g defined as the ratio between the deflection at the center of the beam including the stress stiffening and the value computed

when stress stiffening is ignored. The non-dimensional displacement g is presented in Fig. 4 for both arrangements considered.

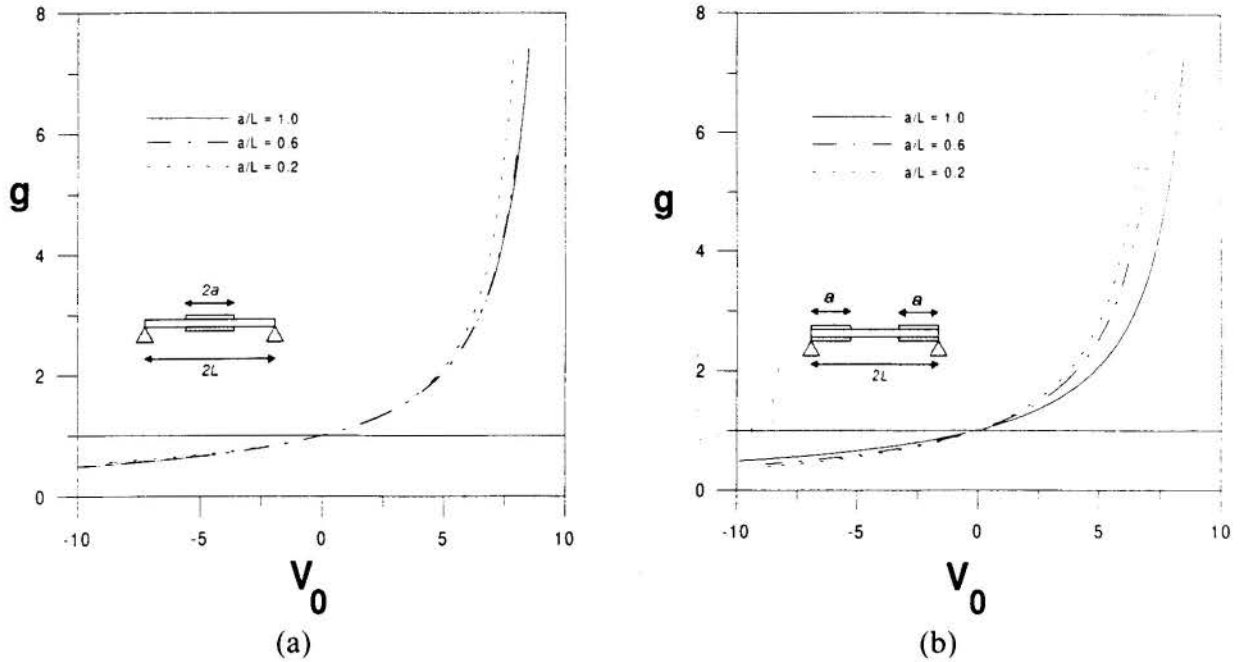


Figure 4. Non-dimensional transverse displacement at the center of the beam as a function of the non-dimensional voltage applied for a voltage applied to the top elements only.

A third analysis considers the first natural frequencies of the beam with all piezoelectric elements assumed to be actuators and subjected to the a voltage $V_T = V_B$. That is, $V_T = V_B = v_0$ and $\Delta v = 0$. The results are presented in Fig. 5 for both arrangements considered in terms of a non-dimensional frequency:

$$f_1^* = \sqrt{\frac{ml^4}{bD_{11}}} f_1 \tag{15}$$

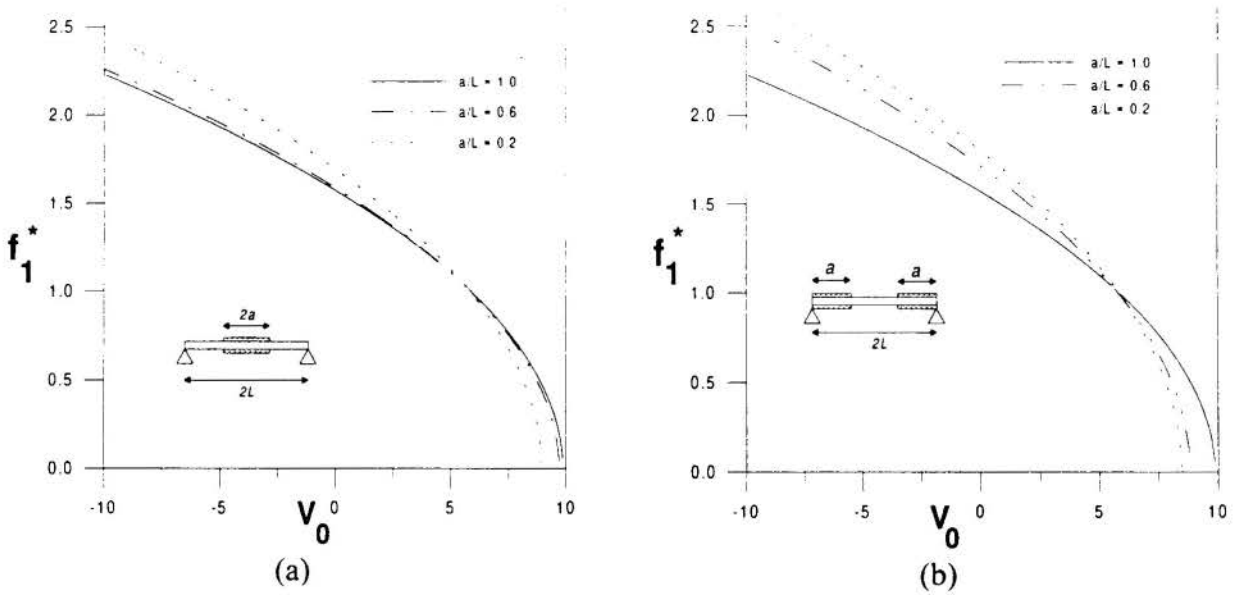


Figure 5. Non-dimensional first natural frequency as a function of the non-dimensional voltage.

5. DISCUSSION AND CONCLUSIONS

A finite element formulation for the analysis of arbitrary laminated Timoshenko beams with piezoelectric actuators and/or sensors placed along its length was presented. The formulation was used to assess the effectiveness of using piezoelectric elements to control the mechanical performance of laminated structures by inducing in-plane stresses.

The analysis of the case in which all piezoelectric elements are assumed to be actuators and a unit transverse load P is applied at the center of the beam reveals that the stiffness of the beam may be significantly changed by the piezoelectric actuation. The stiffness increases for tensile in-plane loads and decreases for compressive in-plane loads. The beam buckles for sufficiently high compressive loads. The non-dimensional parameter V_0, defined in Eqn. (14), increases with the square of the length of the beam. Considering that the voltage applied to the actuator is limited to the breakdown voltage, the effect of stress stiffening is more pronounced for slender beams. The configuration with the piezoelectric elements at the center is stiffer because of the contribution of the piezoelectric elements at the central portion of the beam.

Figure 4 shows that the linear theory may be inadequate to analyze the situation where the piezoelectric elements at the top surface are actuators and those at the bottom surface are sensors. If the beam is longitudinally restrained at both ends, in-plane stresses develop and large errors in the prediction of the behavior of the beam may occur because linear theory would predict $g = 1$ for all cases in Fig. 4. Again, the configuration with the piezoelectric elements at the center is slightly stiffer.

The first natural frequency of the beam may be tuned with piezoelectric actuators. Fig. 5 shows that it may be significantly increased or decreased depending on the sign of the applied voltage. Despite being stiffer, the configuration with the piezoelectric elements at the center has smaller first natural frequency because of the added mass at the center of the beam.

The results obtained in this work are presented in terms of non-dimensional variables and are valid for slender beams. In the case of short beams, shear deformation becomes important and the curves depend on the length of the beam.

6. REFERENCES

ALMEIDA, S. F. M. & HANSEN, J. S. Enhanced elastic buckling loads of composite plates with tailored thermal residual stresses, *J. of Appl. Mech.*, to appear, 1997

BATRA, R. C., LIANG, X. Q. & YANG, J. S. Shape control of vibrating simply supported rectangular plates, *AIAA Journal*, Vol. 34, No. 1, pp. 116-122, 1996

CRAWLEY, E.F. & ANDERSON, E. H. Detailed models of piezoceramic actuation beams, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 1, pp. 4-25, 1990

DI SCIUVA, M. & ICARDI, U. Large deflection of adaptive multilayered Timoshenko beams, *Composite Structures*, Vol. 31, pp. 49-60, 1995.

SONTI, V. R. & JONES, J. D. Dynamic effects of piezoactuators on the cylindrical shell response, *AIAA Journal*, Vol. 34, No. 4, pp. 795-801, 1996

TZOU, H. S. & YE, R. Analysis of piezoelastic structures with laminated piezoelectric triangle shell elements, *AIAA J.*, Vol. 34, No. 1, pp. 110-115, 1996

ZIENKIEWICZ, O. C. & TAYLOR, R. L. The finite element method, 4th ed., McGraw Hill, New York, 1989

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB832

AXISYMMETRIC ACTUATION OF COMPOSITE CYLINDRICAL SHELLS WITH PIEZOELECTRIC RINGS

ALFREDO ROCHA DE FARIA
University of Toronto- Institute for Aerospace Studies
4925 Dufferin St., Downsview, Ont., Canada M3H 5T6 E-mail: faria@bach.utias.utoronto.ca

SÉRGIO FRASCINO MÜLLER DE ALMEIDA
Instituto Tecnológico de Aeronáutica - Div. Engª Mecânica-Aeronáutica
12228-900 São José dos Campos - SP - E-mail: frascino@mec.ita.cta.br

Abstract

Axisymmetric static and frequency analyses of anisotropic cylindrical shells with one and two perfectly bonded ring piezoactuators are performed. The shell is assumed to be linear elastic and made of laminated composite materials. The electroelastic constitutive relations for the piezoelectric materials are also assumed to be linear. A simple closed-form solution of the equilibrium equations is obtained for the case of a infinite shell with one or two actuators. The finite element method with class C^1 continuity elements is then applied to obtain the stiffness and mass matrices required for the static and dynamic analyses of arbitrary cylindrical shells with piezoelectric actuators. Good agreement is reached between the analytical solution found and the numerical procedure implemented. Results indicate that the maximum normalized displacement and its location vary according to the actuator length. Furthermore, a frequency analysis is carried on in a broad range of frequencies to investigate the effect of mass properties on the response of a simply supported cylindrical shell.

Keywords

Cylindrical Shell, Piezoelectric Actuation, Composite Materials

1. INTRODUCTION

Piezoceramics and their applications in active and shape control of isotropic and composite beams and plates have been the subject of intensive research for many years (Ha, Keilers and Chang, 1992; Ghosh and Batra, 1995; Batra, Liang and Yang, 1996). It has been shown that piezoceramics can be effectively used as actuators/sensors in the control of structures. Their light weight, relatively low cost, small size and good frequency response make them an attractive alternative to conventional point actuators commonly used in shape control and noise suppression.

Recently, the applicability of piezoelectric actuators in shell structures, particularly in cylindrical shells, has been brought into the attention of designers of structural and control systems (Ghaedi and Misra, 1995; Sonti and Jones, 1996). Models for prediction of induced deformation produced by actuators of circular shells have been formulated with the aid of an

equivalent distributed pressure load applied transversely to the piezoelectric actuator such that the self-equilibrium principle of integrated structures is not violated.

In all the previous works, analytical or closed-form solutions to the curvilinear models and shell structures have been found (Tzou, 1991). Either for their complexity or restraints regarding the assumptions made, these analyses tend to be numerically inefficient or limited to a special class of problems, despite the elegance of their deductions.

The objective of this work is to provide a simple and effective model for the electro-mechanical axisymmetric cylindrical shell element. A finite element formulation that incorporates the electro-mechanical effects is proposed and its performance compared to an ideal closed-form solution for the infinitely long shell case. The use of piezoelectric actuators for the shape control of cylindrical shells is studied. The effect of the actuator length on the shell deformation is investigated. It is shown that the shape and magnitude of the resulting deformation depend on the actuator length. Two different arrangements of piezoelectric actuators are analyzed to demonstrate that, for the same electrical potential energy, a more effective actuation can be achieved with proper choice of the configuration.

In order to investigate the effect of the mass properties, a frequency analysis, where the excitation is a sinusoidal electrical potential applied to the PZT rings, is carried on. The harmonic response of the structure is then assessed and conclusions based on the shell natural frequencies drawn.

2. PROBLEM FORMULATION

The static and frequency responses of a composite cylindrical shell with piezoelectric rings perfectly bonded to the outside surface, all around the circumference, are investigated.

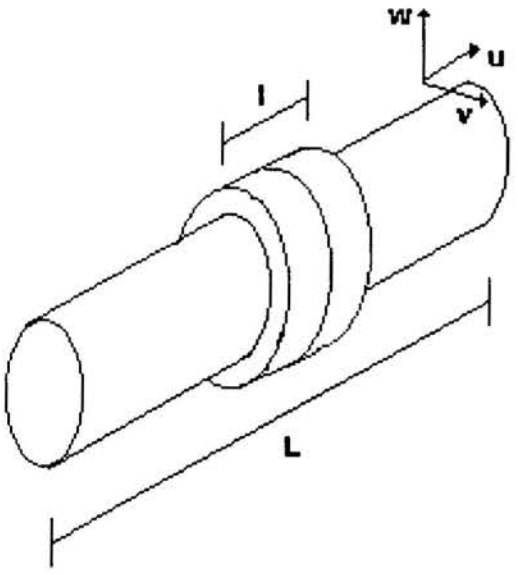


Figure 1: Cylindrical shell with outside surface-bonded ring piezoactuators

When excited by the piezoactuator, the shell will experience elastic deformations. The electric field applied along the z direction will ultimately cause the piezoelectric actuator to deform along the x and y directions. This pattern of actuation can be compared to a distributed transversal pressure load combined with a equivalent axial force (Lalande, Chaudhry, Rogers, 1995).

Both the shell and piezoelectric materials are assumed to exhibit linear elastic behavior. The electro-mechanical constitutive equations for the piezoelectric material (Ha, Keilers and Chang, 1992) are:

$$\begin{aligned} \{\bar{\varepsilon}\} &= [S_E]\{\bar{\sigma}\} + [d]^T\{E\} \\ \{D\} &= [d]\{\bar{\sigma}\} + [\xi]\{E\} \end{aligned} \qquad (1)$$

where $\{\bar{\sigma}\}$ is the mechanical stress vector, $\{\bar{\varepsilon}\}$ the mechanical strain vector, $\{D\}$ the electric displacement vector, $\{E\}$ the electric field vector, $[S_E]$ the elastic compliance matrix under constant electric displacement, $[d]$ the piezoelectric matrix and $[\xi]$ the dielectric matrix.

Figure 2 presents a sketch of the problem under consideration and some geometrical properties.

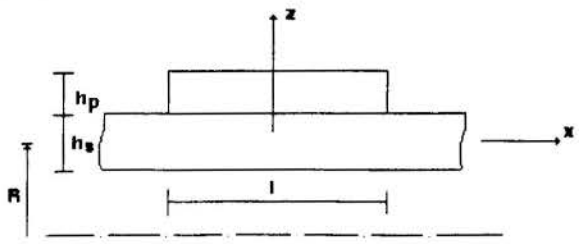


Figure 2: Assemblage scheme

Let R be the shell radius, h_p the piezoelectric film thickness, h_s the shell thickness and l the total actuator net length. Assuming that the shell deforms axisymmetrically, the strain × displacement relations become:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xx} &= u_{,x} \qquad \varepsilon_{yy} = w/R \qquad \gamma_{xy} = 0 \\ \kappa_{xx} &= -w_{,xx} \qquad \kappa_{yy} = 0 \qquad \kappa_{xy} = 0 \end{aligned} \tag{2}$$

2.1 Case of an Infinitely Long Cylinder

The aim of this section is to find out a closed-form solution to the equation governing the equilibrium of a infinitely long cylinder actuated by piezoelectric rings. The axisymmetric behavior of such structure is described by the set of two differential equations.

$$N_{xx,x} = 0 \qquad M_{xx,xx} = N_{yy}/R \tag{3}$$

where N_{xx} and N_{yy} are membrane forces and M_{xx} is a bending moment. In general, three equilibrium equations are required to represent the static configuration of a shell structure. Nevertheless, since the circumferential displacement v is set to zero, the resulting equation from the equilibrium along the y direction is discarded. For the case of the infinitely long cylinder, N_{xx} is equal to zero. With the aid of equation (1) specialized for the bi-dimensional case, N_{xx}, N_{yy} and M_{xx} are obtained integrating the appropriate stresses over the thickness Also, substituting equations (1), (2) into (3) and eliminating variable u, results:

$$\left(D_{11} - \frac{B_{11}^2}{A_{11}}\right)\frac{d^4w}{dx^4} - \frac{2}{R}\left(B_{12} - A_{12}\frac{B_{11}}{A_{11}}\right)\frac{d^2w}{dx^2} + \left(A_{22} - \frac{A_{12}^2}{A_{11}}\right)\frac{w}{R^2} = \left(1 - \frac{A_{12}}{A_{11}}\right)\left(A_{11}^p + A_{12}^p\right)\frac{d_{31}}{R}\frac{V_d}{h_p} \tag{4}$$

where $([A],[B],[D]) = \int_{-hs/2}^{hs/2+hp}[Q](1,z,z^2)dz$, $([A^p],[B^p],[D^p]) = \int_{hs/2}^{hs/2+hp}[Q](1,z,z^2)dz$; d_{32} was assumed equal to d_{31} and $V_d = E_3 h_p$ is the electrical potential on the piezoceramic. If, in addition to the shell infinite length, the actuator is also considered to be infinitely long, the displacement w is constant and expressed as:

$$w_\infty = \frac{(A_{11} - A_{12})(A_{11}^p + A_{12}^p)d_{31}E_3R}{(A_{11}A_{22} - A_{12}^2)} \tag{5}$$

Admitting that the ratios A_{12}/A_{11} and B_{12}/B_{11} are equal, the second order term in equation (4) is zero and the equilibrium equation reduces to:

$$(1,1)\frac{d^4w}{dx^4} + 4(\gamma^4, \Gamma^4)w = (k_d, 0)V_d \tag{6}$$

where $4\gamma^4 = \dfrac{A_{11}A_{22} - A_{12}^2}{(A_{11}D_{11} - B_{11}^2)R^2}$, $4\Gamma^4 = \dfrac{A_{11}^s A_{22}^s - (A_{12}^s)^2}{[A_{11}^s D_{11}^s - (B_{11}^s)^2]R^2}$, $k_d = \dfrac{(A_{11} - A_{12})(A_{11}^p + A_{12}^p)d_{31}}{R(A_{11}D_{11} - B_{11}^2)h_p}$, $([A^s],[B^s],[D^s]) = ([A],[B],[D]) - ([A^p],[B^p],[D^p])$. The first differential equation implicit in (6) is valid over the domain where there is a piezoelectric ring bonded to the shell. The second differential equation is valid over the domain where there is no piezoelectric ring bonded, i.e. $d_{31} = d_{32} = \xi_{33} = 0$.

A closed-form solution can be found for the problem of the single piezoelectric actuator on an infinitely long shell. In this case, due to symmetry, boundary conditions $w'(0) = 0$ and $w'''(0) = 0$ are applied to the first equation (6). Also, boundary conditions at infinite, $w(\infty) = 0$ and $w'(\infty) = 0$, are applied to the second equation (6), resulting:

$$\begin{aligned} w(x) &= C_1 \cosh(\gamma x)\cos(\gamma x) + C_2 \sinh(\gamma x)\sin(\gamma x) + \frac{k_d V_d}{4\gamma^4} \quad \text{if } |x| \le l/2 \\ w(x) &= e^{-\Gamma x}[C_3 \cos(\Gamma x) + C_4 \sin(\Gamma x)] \quad \text{if } |x| > l/2 \end{aligned} \tag{7}$$

where C_1, C_2, C_3 and C_4 are constants determined by imposing continuity requirements on w, w', Q and M at $x = l/2$.

2.2 Finite Element Formulation

The Hamilton's principle for this problem, assuming no external forces and the PZT free of charge, is:

$$\int_{t1}^{t2}[\delta\left\{\frac{1}{2}\int_{v_s+v_p}\rho(\dot{\bar{u}}^2 + \dot{\bar{w}}^2)dv\right\} - \int_{v_s+v_p}(\bar{\sigma}_{xx}\delta\bar{\varepsilon}_{xx} + \bar{\sigma}_{yy}\delta\bar{\varepsilon}_{yy})dv + \int_{v_p} D_3\delta E_3 dv]dt = 0 \tag{8}$$

The finite element discretization is now introduced. Since second order derivatives of w will be present in equation (8), C^1 continuity elements are the appropriate choice for this variable. Thus, cubic Hermitian polinomials are used as basis functions for w while linear basis functions are used for u.

Assuming the electric field E_3 to be constant over the element, after building up and assembling the global matrices, the resulting equations for the motion become:

$$\begin{bmatrix} m_{ff} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \ddot{q} \\ \ddot{V} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{ff} & k_{fv} \\ k_{vf} & k_{vv} \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} q \\ V \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{9}$$

where $\{q\}$ are the mechanical degrees of freedom, $\{V\}$ the electrical potentials, $[m_{ff}]$ the usual mass matrix, $[k_{ff}]$ the usual stiffness matrix, $[k_{fv}] = [k_{vf}]^T$ the electro-mechanical coupling matrix and $[k_{vv}]$ is the electrical stiffness matrix.

3. NUMERICAL RESULTS

Once the closed-form solution and the finite element formulation have been derived, numerical simulations will be conducted to assess their effectiveness. All the transversal

displacements will be normalized according to the constant, infinite length actuator transversal displacement, w_∞, as in equation (5).

A computer code was written in C language to implement the present formulation. The software assembles and solves the equation of motion (9). The cylindrical shell is discretized into an arbitrary number of finite elements with three mechanical degrees of freedom per node: axial and transversal displacements and one rotation. Also, each element may have a piezoelecric ring bonded to the shell surface.

A composite cylinder made of six equal thicknesses layers $[0/\pm 45]_S$ of T300/976 Graphite/Epoxy was numerically investigated using the present formulation. The cylinder has a *2.2 m* length, a radius of *65 mm* and a total thickness h_S of *2.0 mm*. The actuator rings have *0.2 mm* thickness and the length will be considered to vary in order to assess its influence on the shell response. The material properties used in the simulation are summarized in Table 1. The normalized transversal displacements were plotted for several situations. Piezoceramic G1195N was chosen as the actuator material.

Table 1 - Physical properties of the materials used

property	piezoceramic	T300/976
Young's moduli, E_{11} (GPa)	63.0	150.0
Young's moduli, E_{22} (GPa)	63.0	9.0
Poisson's ratio, ν_{12}	0.3	0.3
Shear moduli, G_{12} (GPa)	24.2	7.1
Density, ρ (Kg/m^3)	7600	1600
PZT constants, $d_{31} = d_{32}$ (pm/V)	254	-
Electrical permitivity, ξ_{33} (nf/m)	15	-
Depoling electric field, E_{MAX} (V/mm)	1000	-

The configurations to be considered for the analyses in this work consist of a uniform circular shell of length L with two equal piezoelectric actuator rings of length *l/2* symmetrically bonded to the center of the beam as shown in figure 1. If equal voltages are applied to both actuators, the shell deformation is symmetric with respect to the plane $x=0$. On the other hand, if voltages of opposite signs are applied to the actuators, the shell deformation is anti-symmetric with respect to the plane $x=0$.

3.1 Static Symmetric Analysis

In this case, the voltages applied on both actuators are assumed to be *100 V* and equal. The static analysis, for the infinitely long cylinder, deals with the solution of the ordinary differential equations (6) and its boundary conditions. For the static simulation, the mass effects are neglected, $[m_{ff}]=[0]$, and since the piezoelectric rings are actuators, i.e. V is prescribed, we have that only the first line of the matrical equation (9) is solved for $\{q\}$. The cylinder, for the finite element method (FEM) solution, is simply supported at both ends.

Since the solution is symmetric about $x = 0$, only half cylinder is considered. The length of the actuator affects the shape of the shell deformation. Figure 3 illustrates this fact and shows the normalized transversal displacement of the shell as a function of the axial coordinate for the symmetric case with actuators *2.5 cm* and *5.0 cm* long.

Figure 3 also includes a comparison between the finite element solution with 12 elements and equations (7). A convergence study was carried out in order to validate the finite element model and it was established that the solution achieved with 12 elements has

converged. The discrepancies presented in figure 3 between the numerical and theoretical solutions are due to the fact that, in the finite element solution, the cylinder has a finite length and, mainly, because the ratios A_{12} / A_{11} and B_{12} / B_{11} are different for the composite shell/PZT ring configuration used.

It is readily apparent that the shape of the deformation for the longer actuator is different from the shorter. The maximum displacement does not occur at $x=0$ as in the *2.5 cm* case but rather at a point near the end of the actuator. Notice that, as the actuator becomes longer, the middle part tends to become flat. In the case of an infinite actuator the resulting deformation is constant. Therefore, the actuator length is a critical issue in shape control of cylindrical shells.

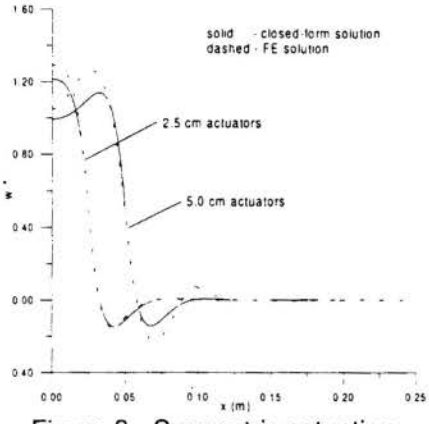


Figure 3 - Symmetric actuation

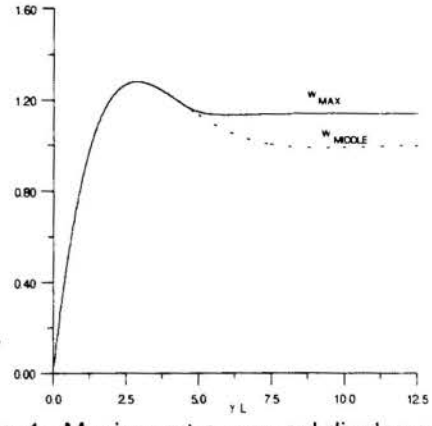


Figure 4 - Maximum transversal displacement - symmetric case

The maximum transversal displacement can be computed for a given actuator length. For the infinite cylinder under consideration, figure 4 brings the curves of the maximum normalized transversal displacement w_{max} and the normalized transversal displacement at $x=0$, w_{middle}. For the sake of consistency, the actuator length is represented by the non-dimensional quantity γl. It is noticed that, as the actuator length increases, the maximum displacement leaves the origin ($x=0$) and shifts towards the actuator's end ($x=l/2$). This peculiar behavior is in accordance with figure 3. γ for this cylinder configuration is $80.96\ m^{-1}$.

In figure 4 it is observed that the actuator with $l=3.55\ cm$ total length provides the maximum transversal displacement.

3.2 Static Anti-symmetric Analysis

We now investigate the anti-symmetric case where one actuator is subjected to a voltage *-100 V* and the other to a voltage *+100 V*. The deformation is obtained from equations (7) and, since the problem is assumed to be linear, superposition is possible.

The distribution of transverse displacements depends on the actuator length. Typical curves are depicted in figure 5. Because the curves are anti-symmetric with respect to $x=0$, only half cylinder is shown. In this particular example each actuator is either *5.0 cm* or *10.0 cm*. Obviously, the transversal displacement is zero at $x=0$ and rapidly reaches a maximum value in a curve that is similar to a half sine wave.

Curves in figure 5 can be understood as a superposition of selected parts of previous curves in figure 3. If the actuators were very long, a flat region could be observed. It is noticed that, in the middle of the longer actuator, the normalized transversal displacement tends to *1.0*.

Similarly to the symmetric actuation analysis, the maximum transversal displacement can be computed for a given actuator length. For the infinite cylinder under consideration, figure 6 brings the curves of the maximum normalized transversal displacement $w_{\max}$ and the normalized transversal displacement at $x=l/4$, w_{middle}.

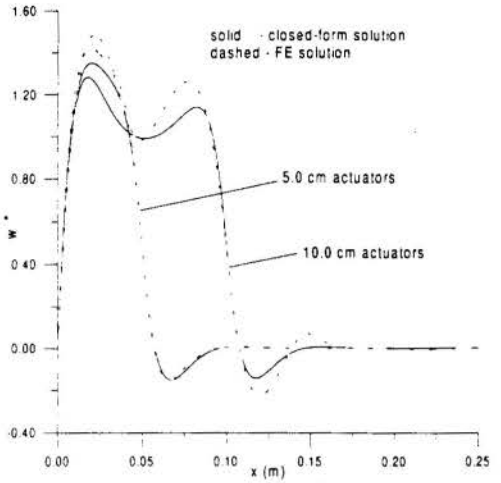


Figure 5 - Anti-symmetric actuation

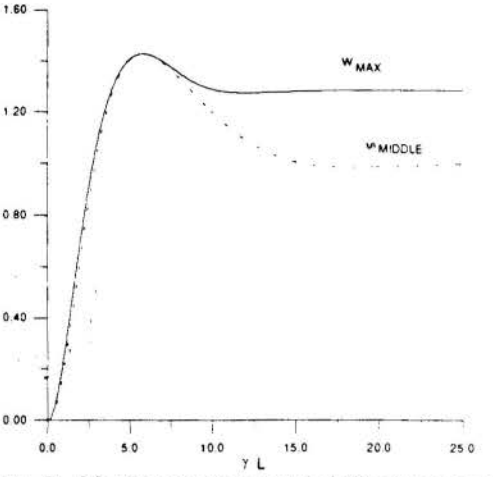


Figure 6 - Maximum transversal displacement - anti-symmetric case

3.3 Dynamic Analysis

In this subsection we consider the dynamic actuation of the cylindrical shell. The excitation forces are assumed to be harmonic functions of time, that is, they can be expressed as: $\{V\} = \{V_0\}e^{-i\omega t}$ and $\{q\} = \{q_0\}e^{-i\omega t}$ where ω is the excitation frequency. When introduced in equation (9) these assumptions give:

$$([k_{ff}] - \omega^2[m_{ff}])\{q_0\} = -[k_{fv}]\{V_0\} \tag{10}$$

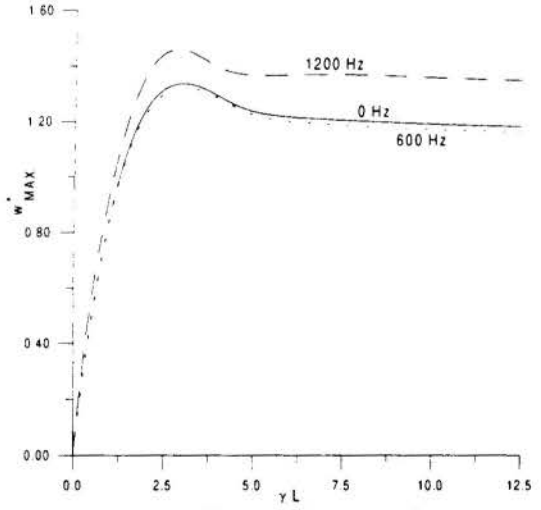


Figure 7- Discrete frequencies

In the dynamic analysis, a symmetric configuration is adopted. Both actuators are excited by harmonic voltage of *100 V* amplitude. The investigation on how the actuator together with excitation frequency affect the shell behavior is conducted. For discrete values of frequencies, maximum displacement curves were plotted for several actuator lengths.

The first natural frequency for this simply supported cylinder is close to *1000 Hz*. Therefore, it is expected that the normalized transversal displacements for this particular frequency will be very high.

4. DISCUSSION AND CONCLUSIONS

Piezoelectric actuators are used in smart structures to enhance the performance of the structural system by inducing a favorable structural deformation. The imposed deformation

should be tailored to minimize the effect of shape imperfections and/or deformations caused by external loads of either static or dynamic nature. In the case of axisymmetric shells, small shape imperfections may cause a significant reduction on the buckling load and/or dynamic actuation may be required to damp structural vibrations. This work presents a simple and accurate model to predict the axisymmetric actuation of a cylindrical shell with piezoelectric rings at arbitrary locations and subjected to arbitrary actuation voltages.

Comparison between figures 4 and 6 makes clear that the anti-symmetric configuration provides a better actuation (higher maximum displacement). A closer look reveals that, as a matter of fact, the optimum actuator length in figure 6 ($l=7.16$ *cm*) is about twice the optimum actuator length of the symmetric case depicted in figure 4 ($l=3.55$ *cm*). This relationship between optimal lengths is explained if we consider that, in the anti-symmetric analysis, two actuators with optimal length are used and, the combination of their actuation, provides the highest resulting displacement.

Conclusions based on figures 3, 4, 5 and 6 suggest that some optimality criteria should be used on the design of piezoelectric nets. Both position and size of piezoelectric rings must be taken as design variables. An optimal design should provide best compensation for the effect of static or dynamic deformations of the shell.

The dynamic simulations show that, for the example analyzed, the actuators contributions to the mass and stiffness properties are negligible and the structure natural frequencies are not strongly affected by the presence of the actuators. Except for a narrow range near the natural frequencies, it is observed that for a broad range the best actuator length is independent of the frequency and very close to that in the static case (*3.55 cm*). On the other hand, the maximum displacement changes slightly with frequency.

5. ACKNOWLEDGMENTS

This work was partially financed by the Brazilian agency CAPES. The second author was sponsored by CNPq under grant number 300219/90-3.

6. REFERENCES

Batra, R.C., Liang, X.Q. & Yang, J.S. Shape Control of Vibrating Simply Supported Rectangular Plates, *AIAA Journal*, vol.34, no.1, pp.116-122, 1996.

Ghaedi, S.K. & Misra, A.K. On Control of Thin Cylindrical Shells Using Piezoelectric Film Actuators, *36th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference*, New Orleans, LA, 10-13 April, 1995

Ghosh, K. & Batra, R.C Shape Control of Plates Using Piezoceramic Elements, *AIAA Journal*, vol.33, no.7, pp.1354-1357, 1995.

Ha, S.K., Keilers, C. & Chang, F.-K Finite Element Analysis of Composite Structures Containing Distributed Piezoceramic Sensors and Actuators, *AIAA Journal*, vol.30, no.3, pp.772-780, 1992.

Lalande, F., Chaudhry, Z. & Rogers, C.A. Modeling Considerations for In-Plane Actuation of Actuators Bonded to Shell Structures, *AIAA Journal*, vol.33, no.7, pp.1300-1304, 1995.

Sonti, V.R. & Jones, J.D. Dynamic Effects of Piezoactuators on the Cylindrical Shell Response, *AIAA Journal*, vol.34, no.4, pp.795-801, 1996.

Tzou, H.S. Distributed Model Identification and Vibration Control of Continua: Theory and Applications, *Journal of Dynamic Systems, Measurament and Control*, vol.113, pp.494-499, 1991.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB837

INFLUÊNCIA DO AMORTECIMENTO INTERNO EM PLACAS SOB AÇÃO DE CARREGAMENTO NÃO CONSERVATIVO / *INTERNAL DAMPING IN PLATE WITH NON CONSERVATIVE LOAD*

JÁNES LANDRE JÚNIOR
Departamento de Engenharia Mecânica, IPUC - PUC-Minas - Belo Horizonte
CEP30.535-610 Belo Horizonte, Brasil

Abstract

In the present work, that deals with the dynamic analysis of plates by using the finite elements method, there were used commun elements for structures in bending.
In order to work the structures of plates under the action of follower forces and internal damping, it was necessary study plate problems with different boundary conditions, so that loss of stability could be studied. This study proves the destabilizing effect of low internal damping coefficients at plates, for this used graphs and tables for different critical loads values.

Keywords

Structural Vibration, Plate, Non-Conservative Load
Vibração de Estruturas, Placas, Cargas Não Conservativas

1. INTRODUÇÃO

O efeito desestabilizante do amortecimento viscoso em sistema elástico não conservativo, foi primeiro estudado por ZIEGLER (1952). Ele considerou um pêndulo duplo com juntas viscoelásticas, sujeito a força tangencial colocada na extremidade livre, como modelo de uma barra elástica com amortecimento interno. O carregamento, atribuído a instabilidade do tipo flutter, incluindo amortecimento interno, foi encontrado com o valor menor do que o obtido na ausência de amortecimento.

O problema acima citado, foi estudado em detalhe por BOLOTIN (1963), HERRMANN e JONG (1965) e LEIPHOLZ (1980). Recentemente ALTMAN e OLIVEIRA (1990) analisaram o problema de cascas cilíndricas e cônicas com amortecimento interno, engastada em uma das extremidades, sujeitas a carregamento não-conservativo na extremidade livre, encontrando também o efeito desestabilizante.

No presente trabalho, que trata da estabilidade dinâmica de placas, sob ação de carregamento seguidor, na presença de amortecimento interno, encontrou-se valores das cargas de instabilidade, notadamente baixos, em certas relações de a/b, quando comparados os encontrados na ausência do amortecimento interno. Vale ressaltar que a e b são respectivamente o comprimento e largura da placa.

As forças utilizadas neste trabalho são as seguidoras, forças não-conservativas do tipo circulatório, que não dependem explicitamente do tempo e da velocidade, porém são função dos deslocamentos generalizados. Sistemas que usam este tipo de força conduzem a problemas de contorno não simétricos, ou seja, ocorre uma perda de simetria nas equações que regem o problema. A aplicação de um método aproximado de solução leva a matrizes não simétricas. Como os métodos variacionais clássicos não se aplicam a esses problemas, utilizou-se uma formulação variacional fraca, que consiste em igualar a variação da energia de deformação da placa, ao trabalho virtual das forças de inércia, somada ao trabalho das forças seguidoras, ambas consideradas como forças externas aplicadas ao sistema, como apresentado por LANDRE e OLIVEIRA (1991).

O efeito do amortecimento é tomado adicionando à formulação citada, uma matriz de amortecimento, que é proporcional à velocidade e à matriz de rigidez do sistema. A solução da nova formulação será usada juntamente com o critério dinâmico de estabilidade para encontrar os valores de carregamento crítico.

Como exemplo, apresentamos resultados de cargas e relação a/b, para placas engastada-livre e livre-livre nos lados opostos, na presença e ausência de amortecimento interno. Nos casos apresentados é utilizada uma teoria linear de placas finas, sob as hipóteses de KIRCHOFF.

2. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Considere uma placa retangular fina de espessura h, massa por unidade de área ρ, rigidez à flexão D, modulo de Young E, coeficiente de Poisson ν, comprimento dos lados a e b, submetida a uma carga seguidora P, como mostrado na Figura 1.

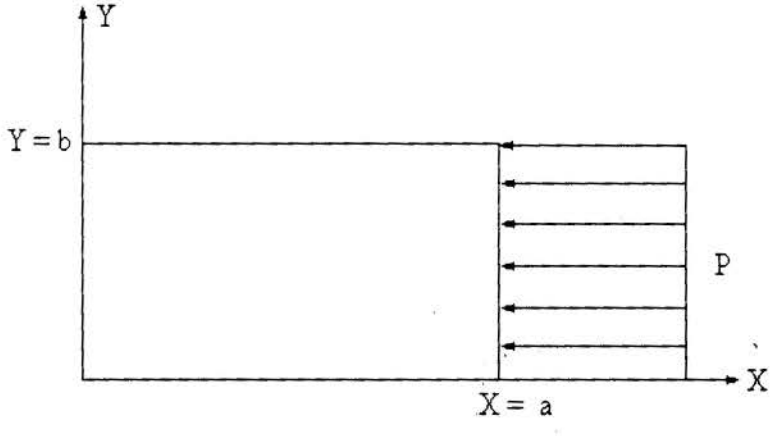


Figura 1: Placa com carga no bordo

Somente pequenas vibrações laterais de placa, na direção Z serão investigadas. As deflexões da placa, a partir da posição de equilíbrio trivial, são denominadas w(x, y, t), onde x e y, são coordenadas no plano da placa e t é o tempo.

Na ausência de amortecimento, a formulação variacional fraca utilizada será escrita como

$$\delta U_b = \delta W_I + \delta W_N \tag{1}$$

onde

$$U_b = \frac{D}{2}\int_S \left\{ \left[\frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Y^2} \right]^2 - 2(1-\nu)\left[\frac{\partial^2 W}{\partial X^2}\frac{\partial^2 W}{\partial Y^2} - \left(\frac{\partial^2 W}{\partial X \partial Y} \right)^2 \right] \right\} ds \tag{2}$$

$$W_I = \frac{\Omega^2}{2}\rho\int_S W^2 ds \tag{3}$$

é a energia cinética, e

$$\delta W_N = \int_S \left[P\frac{\partial W}{\partial Y}\delta\frac{\partial W}{\partial Y}\right] ds - P\frac{\partial W}{\partial Y}\delta W\Big|_{X=a} \tag{4}$$

é o trabalho virtual da força seguidora, distribuída ao longo do bordo x=a da placa, sendo S a área da superfície da placa. Essa formulação variacional fraca representada pela equação (1), será utilizada como base para uma solução aproximada por elementos finitos.

3. FORMULAÇÃO COM USO DO MEF

A solução do problema proposto usará uma formulação por elementos finitos. O elemento escolhido para este trabalho é um dos mais simples encontrado na literatura, em que a função de interpolação de deslocamento é dada por:

$$\begin{aligned} W_e(X,Y) = {} & C_1 + C_2X + C_3Y + C_4X^2 + C_5XY + C_6Y^2 + C_7X^3 + C_8X^2Y + \\ & + C_9XY^2 + C_{10}Y^3 + C_{11}X^3Y + C_{12}XY^3 \end{aligned} \tag{6}$$

Aplicando a técnica de espalhamento e superposição de matrizes, usada em elementos finitos, atentando às condições de contorno, obtém-se a formulação básica para o problema de auto-valor, para o domínio da estrutura, como visto a seguir,

$$[M]\{\ddot{W}\} + \left[[K] + P[K_g]\right]\{W\} = \{0\}. \tag{7}$$

onde [M], [K] e [Kgl são as matrizes de massa, rigidez e rigidez geométrica respectivamente.

Supondo que o amortecimento interno é proporcional à matriz de rigidez [K] e ao vetor de velocidades generalizadas {W}, esta influência será tomada adicionando à equação (7) o termo $\eta_d[K]\{\dot{W}\}$, onde η_d é uma constante que representa baixos valores de energia de amortecimento. Portanto a equação (7) passa a ser escrita como

$$[M]\{\ddot{W}\} + \eta_d[K]\{\dot{W}\} + \left[[K] + P[K_g]\right]\{W\} = \{0\}. \tag{8}$$

onde $\eta_d << 1$.

4. SOLUÇÃO DO PROBLEMA

A solução da equação (7) foi apresentada por LANDRE E OLIVEIRA (1991) , na qual foram determinadas as cargas de estabilidade para placas submetidas a carregamento seguidor, distribuídas na superfície e no bordo, estando tais estruturas sujeitas a variadas condições de contorno. A seguir passaremos a tratar da solução da equação (8), que sofreu a inclusão do amortecimento interno.

Considerando $\{W\} = \{C\}e^{st}$, onde $\{C\}$ é um vetor coluna, no qual os elementos são constantes indeterminadas e s é o expoente característico, a equação (8) passe a ser escrita da seguinte forma

$$\left[S^2\left[\overline{M}\right]+\eta_d S\left[\overline{K}\right]+\left[\left[\overline{K}\right]+P\left[\overline{K}_g\right]\right]\right]\left\{\overline{C}\right\}=\{0\}. \tag{9}$$

Da equação acima temos, $\{\overline{C}\}= [\phi]\{C\}$, $\left[\overline{M}\right]=[\phi]^T\cdot[M]\cdot[\phi]$, $\left[\overline{K}\right]=[\phi]^T\cdot[K]\cdot[\phi]$, $\left[\overline{K}_g\right]=[\phi]^T\cdot\left[K_g\right]\cdot[\phi]$, em que $[\phi]$ é a matriz modal composta do vetor modal não amortecido, que foi obtido a partir da solução do problema de vibração livre.

Para determinar a solução da nova equação, com a inclusão do amortecimento interno, o problema de auto-valor passará a ser uma solução não trivial como mostrado a seguir,

$$\left[\begin{bmatrix}[M] & \eta_d[K]\\ [0] & [I]\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\{\ddot{W}\}\\ \{\dot{W}\}\end{Bmatrix}-\begin{bmatrix}[0] & \left[-[K]-P\left[K_g\right]\right]\\ [I] & [0]\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\{\dot{W}\}\\ \{W\}\end{Bmatrix}\right]=\begin{Bmatrix}\{0\}\\ \{0\}\end{Bmatrix} \tag{10}$$

onde a matriz [I] é a matriz identidade.

A solução da equação acima nos fornecerá o valor da carga crítica, carga esta que estabelece o ponto de instabilidade do sistema. Para que este valor de carga possa ser encontrado, faz-se sucessivos incrementos no valor de P, verificando o ponto de perda de estabilidade, conseqüentemente a carga que corresponderá a este ponto.

5. RESULTADOS NUMÉRICOS

No exemplo tratado, os parâmetros de frequência e carga são tomados de forma adimensional, como a seguir:

$\lambda^2 = \dfrac{\rho\Omega^2 a^4}{D}$ para frequência,

$\beta = \dfrac{Pa^2}{D}$ para carga distribuída no bordo,

onde o valor do parâmetro de carga crítica é determinado pela utilização do critério dinâmico de estabilidade, em que β, parâmetro de carga adimensional oriundo da equação (7), seja o menor valor positivo que leva esta equação a ter raízes múltiplas, ou seja, raízes complexas conjugadas.

Para o estudo apresentado, será considerado ν = O.3, E = *1.0*, ρ = 1.O e η_d = O.OOO1

O exemplo a seguir investiga o comportamento do valor da carga crítica, porém agora com a variação da relação a/b, ainda sem a inclusão do amortecimento.

Tabela 1: Valores de Carga pela Relação Comprimento/Largura
Placa não Amortecida

a/b	0.10	0.196	0.198	0.20	0.22	0.30	0.40	0.50	0.60	0.80	1.00
carga	8.00	17.10	9.800	11.80	12.40	14.10	15.90	17.80	18.30	18.60	18.60

A Figura 2 mostra a evolução da curva a/b pelo valor de carga beta.

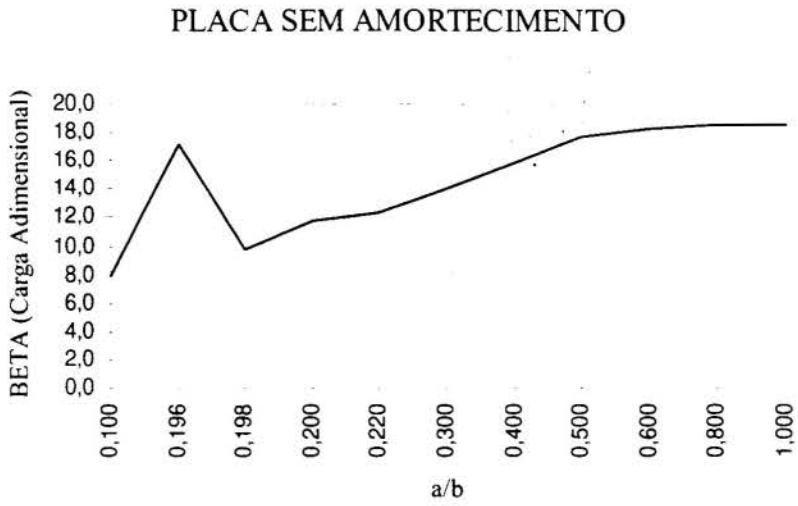


Figura 2: Placa sem Amortecimento Interno

Segundo o que observamos nos resultados acima, para uma relação a/b $\cong$ O.2, ocorre uma queda brusca no valor do parâmetro de carga, o que nos levou a incluir o amortecimento na formulação.

Com esta inclusão do amortecimento interno, e variando a relação a/b, o valor da carga crítica se comporta como mostrado a seguir,

Tabela 1: Valores de Carga pela Relação Comprimento/Largura
Placa Amortecida

a/b	0.10	0.30	0.40	0.50	0.70	0.80	0.90	1.00
carga	8.10	10.20	10.30	10.30	10.30	10.30	10.30	10.30

Os gráficos e tabelas mostrados, vem confirmar, também para placas, o que foi observado para cascas, ou seja uma queda no valor da carga crítica para para baixos valores de amortecimento, $\eta_d << 1$.

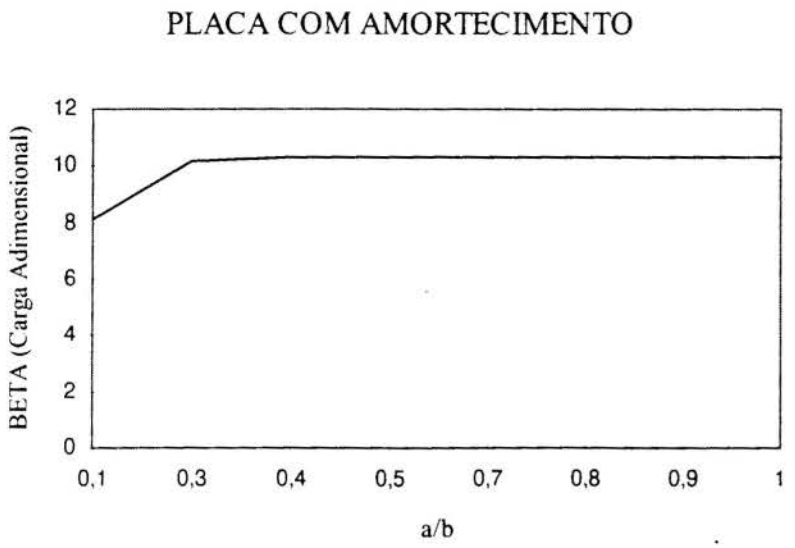


Fig. 3 - Placa com Amortecimento Interno

Podemos observar pelos resultados numéricos e gráficos, o efeito desestabilizante, quando da introdução do amortecimento interno. Tal afirmação pode ser verificada, pois o valor da carga crítica para valores baixos de amortecimento interno, $\eta_d << 1$, foi inferior ao valor obtido na ausência deste amortecimento. Cabe, portanto, investigar o valor da carga crítica para diversos valores do coeficiente de amortecimento, o que passamos a mostrar a seguir.

Tabela 3: Valores de Carga pela Relação Comprimento/Largura
Placa Amortecida

Coef. Amortecimento		0.00	0.0001	0.10	0.20	0.40	0.50	0.60	0.70
Beta	Placa Amortecida	18.60	10.30	10.50	11.10	13.70	15.50	17.80	20.40
	Placa Não Amortecida	18.60	18.60	18.60	18.60	18.60	18.60	18.60	18.60

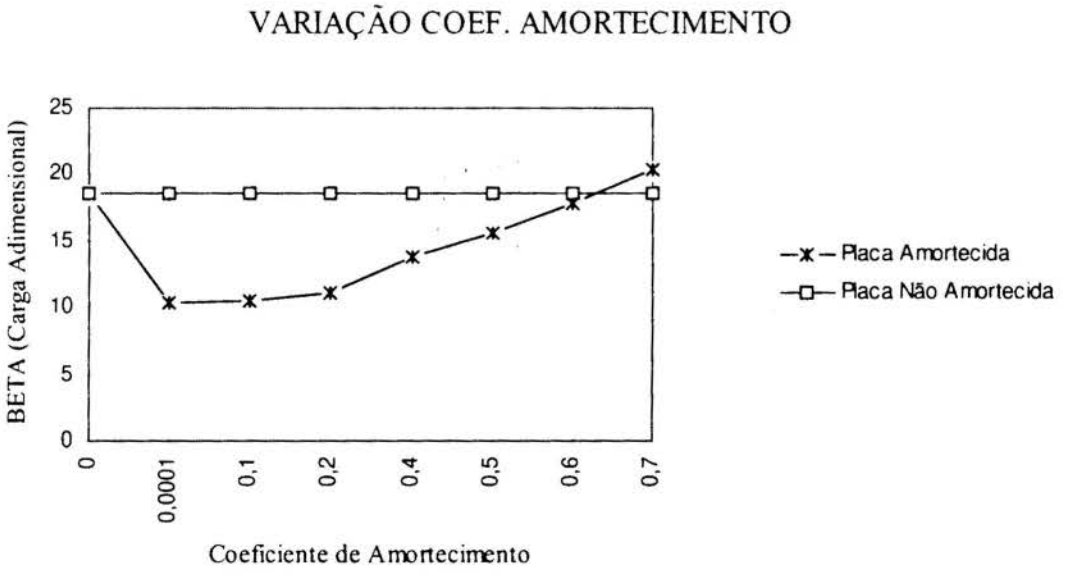


Figura 4: Variação do Coeficiente de Amortecimento

É oportuno ressaltar que apenas os modos simétricos são apresentados, por constituirem o primeiro modo de instabilidade. Tal atitude é confirmada pelo fato das estruturas estudadas serem simétricas.

Conforme mencionado na introdução deste estudo, o efeito desestabilizante do amortecimento viscoso em sistema elástico não conservativo, que foi primeiro estudado por ZIEGLER (1952), recentimente identificado por ALTMAN e OLIVEIRA (199O) em cascas cilíndricas e cônicas, aparece também em placas, como pode ser demostrado pelos resultados apresentados neste trabalho. Vale ressaltar que assim como nos trabalhos de ALTMAN e OLIVEIRA, também neste foram usadas cargas não conservativas do tipo seguidors e fatores de amortecimento bastante baixos, da ordem $n_d<<1$, além de condições de contorno apropriadas, o que possibilitou confirmar também para as estruturas de placas o fenômeno desestabilizante do amortecimento viscoso.

6. REFERÊNCIAS

ALTMAN, W ET OLIVEIRA, M. G. (1990) "Vibration and Stability of Shell With Slight Internal Damping Under Follower Forces", Journal of Sound and Vibration 136(1), 45-50.

BOLOTIN, V.V. (1963) - "Nonconservative Problems of the Theory of Elastic Stability". New York: Pergamon Press.

HERMANN, G. ET JONG, I. C. (1965) - "On the Destabilizing Effect of Damping in Nonconservative Elastic System", Journal of Applied Mechanics 32(3), Transactions of the American Society of Mechanical Engineers Series E, 87, 592-597.

LANDRE JR, J. ET OLIVEIRA, M.G. (1991) - "Análise Dinâmica de Placas sob Ação de Cargas Seguidoras, Simpósio Mineiro de Mecânica Computacional, 10-19.

LEIPHOLZ, H. (1980) - "Stability of Elastic Systems." Alphen aan der Rijn: Sythoff and Noordhoff

OLIVEIRA, M. G. (1989) - "Estabilidade Dinâmica de Painéis Cônicos sob Ação de Cargas Seguidoras", Tese de Doutorado, ITA

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB88

ESTABILIDADE DE ARCOS SEGMENTADOS DE CONCRETO ARMADO / *STABILITY OF PRECAST CONCRETE SEGMENTAL ARCHES*

HUMBERTO C. LIMA JÚNIOR, PAULO B. GONÇALVES & GIUSEPPE B. GUIMARÃES
Departamento de Engenharia Civil, PUC/Rio
Rua Marquês de São Vicente, 225 - Gávea, CEP: 22435-900 - Rio de Janeiro - RJ
Tel. (021)529-9325-Fax (021)511-1546- E-mail: [humberto, paulo, giuseppe]@civ.puc-rio.br

Abstract

Segmental arch is a structure made of several straight segments of precast concrete, connected at points belonging to a curve in the form of an arch which circumscribes the structure. This work presents a study of the effects of height to span ratio, number of segments and initial geometric imperfections on the arch stability. The study was carried out with a computational model based on the finite element method. The model takes into account material and geometric non-linearities, and concrete cracking.

It was found that the optimal height to span ratio value is 0,3, the number of segments affects the behaviour of three-hinged arches and that geometric imperfections can drastically decrease the arch load capacity.

Keywords

Segmental arch, reinforced concrete, stability, critical load, limit point and bifurcation point. Arco segmentado, concreto armado, estabilidade, carga critica.

1. INTRODUÇÃO

Arco é uma estrutura que tem como caracteristica básica uma configuração geométrica que permite a redução dos momentos fletores e forças cortantes que agem sobre a mesma. O arco é ideal para estruturas de grandes vãos como galpões, ginásios, etc. Os arcos de concreto armado, entretanto, têm sido pouco empregados pela indústria de pré-moldados, provavelmente em virtude da necessidade de fôrmas com diferentes curvaturas para a moldagem de arcos com diferentes relações altura/vão.

Essa dificuldade pode ser eliminada empregando-se o aqui chamado *Arco Segmentado* (Nogueira, 1995 e Lima Jr., 1997), que é uma estrutura constituída de segmentos retos unidos em pontos pertencentes à linha de pressão de um arco convencional, para um dado carregamento externo, com a mesma relação altura/vão. A grande vantagem deste tipo de estrutura é que a mesma pode ser moldada com as fôrmas utilizadas na fabricação de elementos retos, tais como vigas e pilares. Os segmentos pré-fabricados com comprimentos adequados podem ser facilmente transportados para o local da obra, onde são feitas as emendas dos mesmos. Dois tipos de emendas, uma com chapas e parafusos e outra por traspasse das armaduras dos segmentos, foram estudados experimentalmente por Nogueira (1995) e se mostraram eficientes.

Um aspecto importante que deve ser considerado no projeto desses arcos é o problema de perda de estabilidade, que pode ser agravado quando a estrutura está submetida a carregamento assimétrico ou quando a mesma apresenta imperfeições iniciais.

Este trabalho apresenta um estudo realizado com o auxílio de um programa de elementos finitos (Campos 1993) que leva em consideração tanto as não-linearidades geométricas, como as do material concreto armado (formulação baseada no CEB, 1990). Estudam-se a influência da relação altura/vão, do número de segmentos, do grau de esbeltez e da perda de simetria (ocasionada pelas imperfeições iniciais) na estabilidade do arco segmentado. Foi estudada a perda de estabilidade tanto por ponto limite quanto por bifurcação. A partir deste estudo pode-se facilmente estimar a capacidade de carga de um dado arco segmentado (Lima, Jr. 1997).

Os arcos segmentados aqui estudados são descritos, geometricamente, por uma catenária invertida que passa nos pontos de ligação dos segmentos (Fig. 1). Esta geometria foi adotada uma vez que, em geral, o carregamento permanente em galpões tem como linha de pressão esta curva.

2. ARCO PADRÃO

Para efetuar o estudo das variáveis descritas no item anterior, fez-se necessária a idealização de um arco padrão, que serviu de base para o estudo paramétrico dos arcos segmentados. Foi considerada uma resistência média a compressão do concreto igual a 25 MPa, coeficientes de minoração das resistências dos materiais unitários, tipo de aço CA - 50A, seção transversal de 25x35 cm^2 e área de armadura de 20,1 cm^2, distribuída simetricamente na seção. Os valores da altura da chave do arco, do vão livre e do número de segmentos foram tomados de acordo com o estudo da variável em questão. Em todos os estudos foram utilizados arcos com dois apoios do segundo gênero. Estudou-se também o efeito da presença de articulação na chave dos mesmos.

3. INFLUÊNCIA DA RELAÇÃO ALTURA/VÃO

Pode-se mostrar que o valor da relação *h/L* que minimiza o esforço normal no apoio de um arco em forma de catenária é 0,337 (Lima, Jr. 1997), e que, a máxima capacidade de carga destes arcos, também ocorre para esta relação. O arco segmentado também se comporta de maneira semelhante, como se mostra a seguir.

Seja P a reação num apoio do arco e H e V suas componentes horizontal e vertical (Fig. 2). Essas forças podem ser escritas na forma

$$P = \delta_P \cdot q; \qquad H = \delta_H \cdot q; \qquad V = \delta_V \cdot q; \tag{1}$$

onde δ_P, δ_H e δ_V são fatores que dependem da geometria do arco e q é a carga distribida ao longo do mesmo.

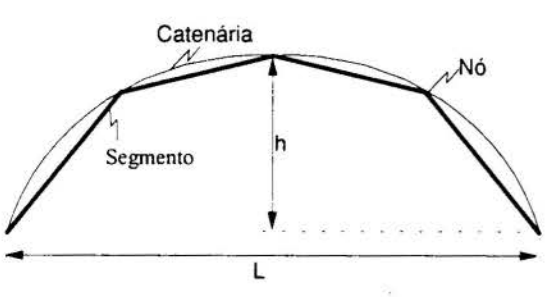


Figura 1 - Descrição do arco segmentado.

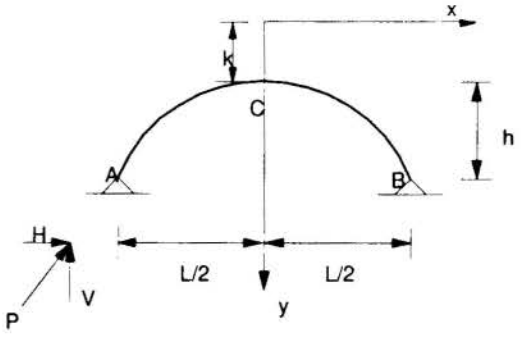
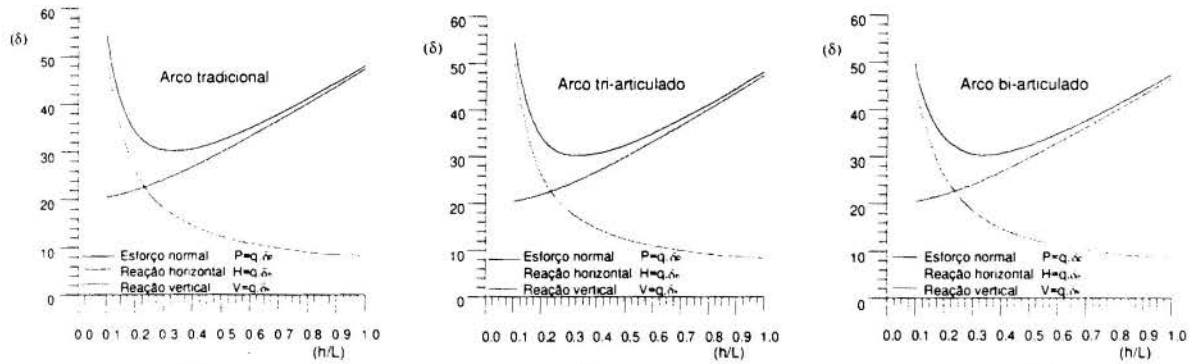


Figura 2 - Esforços atuantes na imposta de um arco em forma de catenária invertida.

A Figura 3 mostra a variação do fator δ, para P, H e V, em função de *h/L* para um arco em forma de catenária (tradicional), um arco segmentado tri-articulado e um bi-articulado, todos com 40 m de vão. Os arcos segmentados são constituídos de 6 segmentos. As curvas apresentadas, para o arco tradicional (Fig. 3a), são válidas tanto para o arco bi como para o tri-articulado, já que para ambos o único esforço agindo sobre a estrutura é o esforço normal. Observa-se, pela comparação das curvas, que para o arco segmentado tri-articulado a variação do esforço normal não difere do tradicional. Já para o arco bi-articulado observa-se que existe uma pequena diferença para valores de *h/L* menores que 0,4. Isto se deve aos momento negativos que surgem nos nós dos arcos bi-articulados, devido à hiperestaticidade. Observa-se, também, para ambos os casos, que apesar do baixo número de segmentos, o comportamento é bastante semelhante ao do arco tradicional.



(a) (b) (c)

Figura 3 - Variação do esforço normal no apoio, reação vertical e horizontal em função da relação h/L.

4. INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE SEGMENTOS

Para estudar a influência do número de segmentos foram utilizados vários exemplos de arcos com as características do arco padrão, variando-se o vão, a altura, o número de segmentos e a presença de articulação na chave do arco (bi e tri-articulado).

As Figuras 4 e 5 apresentam as curvas típicas carga x deslocamento da chave, para arcos com 40 metros de vão, tri e bi-articulado respectivamente.

A Figura 4 mostra que o número de segmentos é fator primordial no comportamento e na intensidade da carga crítica do arco tri-articulado. Observou-se que as deformações nas seções mais comprimidas dos arcos, não chegaram a atingir 5 % da deformação de colapso do concreto. Entretanto, observou-se que em algumas seções dos arcos o concreto se apresentava fissurado devido ao efeito da flexão.

Foram detectados três modos críticos, função do grau de esbeltez (definidos no item 5) e do número de segmentos (Fig. 6): um no qual se observava uma elevação da chave (B), outro com um deslocamento descendente da chave (C) e, finalmente, aquele que caracteriza o ponto de bifurcação (D), para o qual tem-se um deslocamento assimétrico da estrutura.

Os pontos de bifurcação para os arcos tri-articulados, só foram observados para relações $h/L > 0{,}3$. Este comportamento é semelhante ao dos arcos tradicionais.

A bifurcação para os arcos tri-articulados segmentados só ocorre quando o valor da carga crítica, caracterizada por ponto limite, é superior à carga de bifurcação de uma arco bi-articulado com as mesmas características físicas. Foi observado neste trabalho que todos os arcos segmentados com *h/L* igual a 0,3 apresentavam cargas críticas inferiores às apresentadas pelos arcos bi-articulados. Isto acontece mesmo para arcos com elevado número de segmentos (60 segmentos).

Observou-se também, para os arcos tri-articulados, que apresentaram ponto de bifurcação, que apesar do deslocamento da chave correspondente à carga de bifurcação variar com o número de segmentos, o valor da carga era praticamente o mesmo.

Na Fig. 5 são apresentadas curvas carga-deslocamento da chave para os arcos segmentados bi-articulados com 40 metros de vão. Em todos os casos as cargas máximas foram caracterizadas por perda de instabilidade. Observou-se que as deformações foram bastante pequenas. Os arcos encontravam-se totalmente comprimidos, mesmo os arcos com 6 segmentos. Isto ocorre devido ao surgimento de momentos negativos nos nós, que diminuem o momento positivo no meio dos segmentos. Notou-se também que as deformações dos arcos com 6 e 40 segmentos foram praticamente as mesmas.

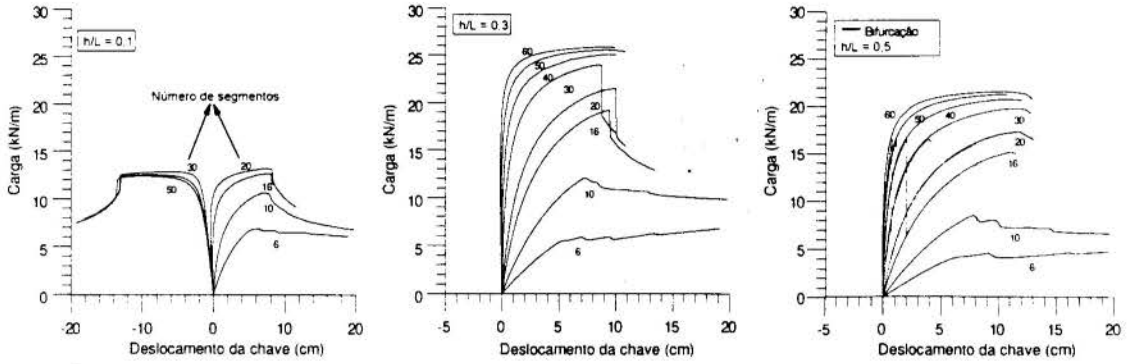


Figura 4 - Curvas carga-deslocamento da chave para diferentes números de segmentos e h/L, L=40 m. Arco tri-articulado. Caminho fundamental não-linear.

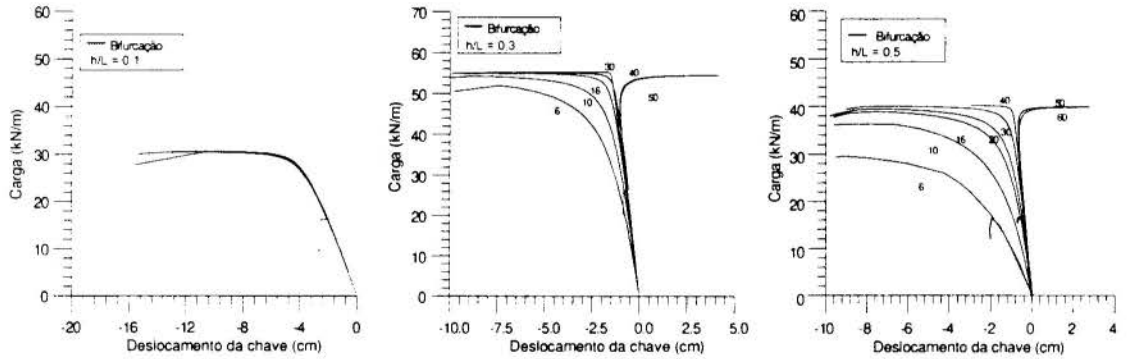


Figura 5 - Curvas carga-deslocamento da chave para diferentes números de segmentos e h/L, L=40 m. Arco bi-articulado. Caminho fundamental não-linear.

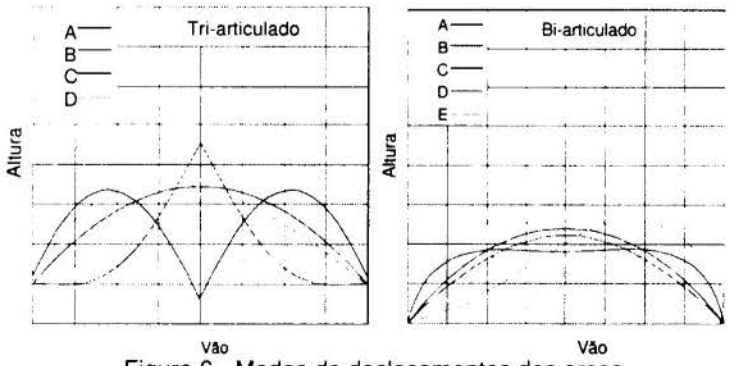


Figura 6 - Modos de deslocamentos dos arcos.

Ao contrário dos arcos tri-articulados, o número de segmentos pouco influencia a capacidade de carga (bifurcação) dos arcos bi-articulados. Neste caso foram detectados três modos de deslocamentos (Fig. 6): um no qual tem-se uma elevação da chave (E), outro em que tem-se o deslocamento descendente da chave (C), e finalmente o que caracteriza o ponto de bifurcação (D), para o qual tem-se um deslocamento assimétrico da estrutura. A configuração (A) correspondente à estrutura indeformada. O modo (B) corresponde ao ponto de fronteira

entre os modos (C) e (E), que é função do número de segmentos e do índice de esbeltez do arco. A carga correspondente ao ponto de bifurcação é praticamente a mesma para qualquer número de segmentos, e o deslocamento da chave do arco correspondente a este ponto é pouco influenciado pelo número de segmentos.

Outro ponto interessante é que o valor da carga de bifurcação para um dado arco segmentado é a mesma, seja ele bi ou tri-articulado. Este comportamento também é encontrado para os arcos tradicionais (Timoshenko, 1961).

5. CARGA CRÍTICA DOS ARCOS SEGMENTADOS

Baseado no que foi exposto no item anterior, observa-se que os arcos segmentados esbeltos (como os arcos tradicionais) apresentam colapso caracterizado por perda de estabilidade e não por ruptura do material. Assim, é essencial o conhecimento das cargas correspondentes aos pontos críticos da trajetória de equilíbrio.

Timoshenko (1961) resolveu a equação que governa a deflexão dos arcos altos em forma de catenária invertida e constituídos de materiais elástico-lineares, chegando à equação,

$$q_{cr} = \eta_1 \cdot E \cdot I/L^3 \qquad (2)$$

onde η_1 é um coeficiente adimensional, que é tabelado e depende apenas da relação altura/vão e do grau de estaticidade, E é o módulo de elasticidade do material e I o momento de inércia da seção transversal. Essa equação só é válida para materiais de comportamento elástico-linear. Entretanto, Pucher (1957) sugere seu uso para o concreto armado com a substituição do módulo de elasticidade E pelo módulo de flambagem de Engesser T. A equação (2) será aqui empregada para determinar a carga crítica dos arcos segmentados, substituindo-se E por T e adaptando-se o coeficiente η_1 foi para levar em consideração a variação de T e as características específicas dos arcos segmentados.

Para se obter η_1 para os arcos segmentados foram adotadas as seguintes hipóteses: (1) o módulo de Engesser T constante ao longo do arco, sendo este avaliado na seção mais solicitada do arco (a região do apoio); (2) o momento de inércia I é calculado considerando a seção homogeneizada e utilizando como módulo de elasticidade do concreto o módulo de Engesser; (3) Foi introduzido na formulação um índice de esbeltez definido como $\lambda_a = S/(2 \cdot i_c)$, onde S é o comprimento do eixo do arco e i_c é o raio de giração da seção transversal, calculado desprezando-se a parcela correspondente às barras de aço.

Foram estudados arcos tri-articulado com 40, 30, 20, e 16 segmentos e com h/L = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4 e 0,5. Para os arcos bi-articulados, como observou-se que a carga de bifurcação é a mesma para qualquer quantidade de segmentos, foram utilizados apenas arcos com 16 segmentos e h/L = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4 e 0,5. Os arcos estudados tinham vão livre de 20 metros e taxas de armadura iguais a 1%, 3% e 6%. Com o auxílio do modelo computacional, foram estudados vários arcos segmentados com diferentes λ_a (para tanto a seção transversal do arco padrão foi variada). Assim eram obtidas as cargas críticas de cada arco. Em seguida era calculado η_1 correspondente a cada arco através da equação (2).

Baseado nos critérios acima, foi possível obter as curvas da variação de η_1 com λ_a para os arcos segmentados, sendo elas válidas para arcos com qualquer vão L. A Figura 7 apresenta curvas típicas η_1 vs. λ_a para os arcos segmentados bi e tri-articulado com taxa de armadura igual a 1%.

Observa-se que para valores de h/L iguais a 0,3, 0,4 e 0,5, as curvas apresentam um trecho onde o coeficiente η_1 é praticamente constante ($150<\lambda_a<400$). Porém, quando a deformação do concreto na imposta atinge cerca de 80% do valor da deformação de

ruptura (λ_a<150), o valor do coeficiente η_1 começa a aumentar chegando a um valor muito grande quando é atingida a deformação de ruptura. Para índices de esbeltez menores os arcos não apresentam problemas de instabilidade.

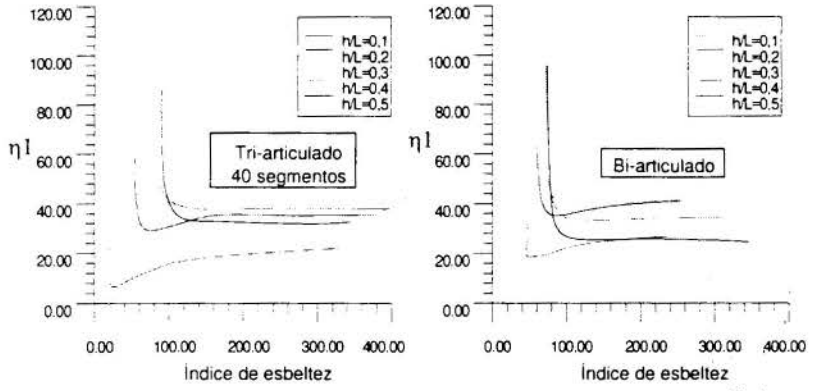


Figura 7 - Variação do coeficiente η_1 com o índice de esbeltez (λ_a).

Para h/L = 0,2 o comportamento é parecido. Entretanto ocorre o aparecimento de um trecho onde η_1 decresce, que se localiza entre 60% e 80% da deformação de ruptura (80<λ_a<160). Também para h/L = 0,1, observa-se um trecho onde η_1 decresce acentuadamente e se inicia com deformações em torno de 15% da deformação de ruptura do concreto na imposta (λ_a<340).

Ao se comparar os valores η_1 apresentados por Timoshenko (1961) (Tab.1) para os arcos bi-articulados constituídos de materiais elástico-lineares, com os valores obtidos para os arcos segmentados bi-articulados muito esbeltos, observa-se que estes praticamente coincidem, não diferindo, no pior dos casos, em mais que 5%. Não foram comparados os valores para os arcos tri-articulados, pois os coeficientes η_1 para materiais elástico-lineares não foram encontrados na literatura.

Tabela 1: Comparação dos coeficientes η_1 para o arco bi-articulado.

Coeficientes η_1	Relação altura/vão				
	0,1	0.2	0,3	0,4	0.5
Timoshenko	28.4	43.2	41.9	35.4	27.4
Modelo comp.	27.0	41.7	41.8	34.6	26.3

6. INFLUÊNCIA DAS IMPERFEIÇÕES INICIAIS

Para efetuar o estudo sobre a influência das imperfeições, foi utilizado novamente o arco padrão, com vão de 40 m, h/L iguais a 0,2 e 0,4, e número de segmentos igual à 6 e 16.

As imperfeições foram geradas através de funções senoidais. Estas foram divididas em dois grupos: simétricas e anti-simétricas. Para as imperfeições simétricas foi tomada uma função senoidal com apenas meia onda:

$$f(x) = b \cdot \text{sen}(\pi \cdot x/L) \qquad (3)$$

onde b é o deslocamento vertical que se pretendia dar à chave do arco e L o vão do arco (no caso 40 metros). Foram atribuídos os seguintes valores para b: 2, 4, 6, 8, 10, 15, 20 e 30 cm. Para cada nó $P(x_i, y_i)$ do arco, foi calculado o valor a função $f(x_i)$. Em seguida, a função $f(x_i)$ era somada ou subtraída da ordenada y_i correspondente a cada nó.

As imperfeições anti-simétricas, foram geradas por uma função senoidal com uma onda completa:

$$f(x) = b \cdot \text{sen}(2 \cdot \pi \cdot x/L) \qquad (4)$$

onde, *b* é o deslocamento vertical que se pretendia dar ao trecho médio do arco entre a imposta e a chave. Os valores de b foram iguais a 2, 4, 6, 8 e 10 cm.

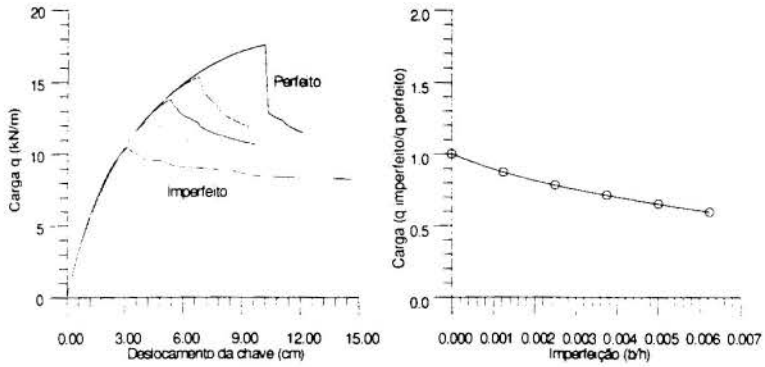


Figura 8- Curva carga x deslocamento da chave (imperfeição anti-simétrica, h/L=0.4, arco tri-articulado com 16 segmentos).

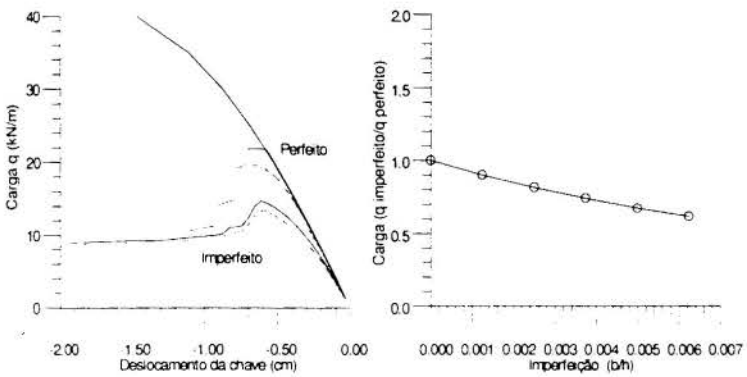


Figura 9- Curva carga x deslocamento da chave (imperfeição anti-simétrica, h/L=0.4, arco bi-articulado com 16 segmentos).

As Figuras 8 e 9 apresentam curvas típicas carga-deslocamento da chave dos arcos com e sem imperfeições iniciais, e curvas da variação da carga critica vs. imperfeição/altura para os arcos com 16 segmentos, tri-articulados e bi-articulados respectivamente.

- Imperfeição simétrica:

Observou-se que para este tipo de imperfeição, o deslocamento da chave segue o sentido da imperfeição, isto é, se a imperfeição provoca uma elevação da chave do arco com relação à configuração perfeita, os deslocamentos têm o sentido ascendente e, além disso, a carga crítica é inferior à do arco perfeito; por outro lado se a imperfeição provoca rebaixamento da chave do arco, os deslocamentos têm sentido descendente e a carga crítica é superior à do arco perfeito, o que concorda com Yamada e Croll (1987). Para os arcos bi-articulados este comportamento também ocorre quando se trata de modos simétricos de deslocamentos, porém, para modos assimétricos este não é observado. Observou-se, também, que mesmo para imperfeições de 30 cm , a variação da capacidade de carga dos arcos era pequena, não sendo superior, no pior dos casos, à 10 % para os tri-articulados e 3% para os bi-articulados.

- Imperfeição anti-simétrica :

Observou-se que as imperfeições anti-simétricas provocam uma redução substancial na capacidade de carga dos arcos. Isto ocorre porque este tipo de imperfeição cria uma trajetória de equilíbrio cujos deslocamentos são assimétricos e a energia potencial é de intensidade bem inferior à do modo simétrico. A perda de capacidade de carga para este tipo de imperfeição chegou a 50 % para valores de b ≅10cm. As Tabelas 2 e 3 apresentam a variação de carga para as imperfeições anti-simétricas.

Tabela 2: Valores de q imperfeito/q perfeito para os arcos bi-articulados.

n	h/L	Valor de "b"				
		2	4	6	8	10
6	0.2	0.87	0.75	0.65	0.56	0.49
6	0.4	0.96	0.87	0.79	0.72	0.66
16	0.2	0.84	0.72	0.61	0.52	0.45
16	0.4	0.89	0.81	0.74	0.67	0.61

Obs.: n= número de segmentos; h/L= relação altura/vão.

Tabela 3: Valores de q imperfeito/q perfeito para os arcos bi-articulados.

n	h/L	Valor de "b"				
		2	4	6	8	10
6	0.2	0.91	0.86	0.79	0.74	0.69
6	0.4	0.96	0.93	0.91	0.90	0.88
16	0.2	0.88	0.77	0.67	0.58	0.51
16	0.4	0.87	0.78	0.70	0.64	0.59

Obs.: n= número de segmentos; h/L= relação altura/vão.

Lima Jr (1997) apresenta um ensaio de um arco segmentado com seis segmentos, 8 metros de vão e h/L=0.3. Observou-se que imperfeições da ordem de 1% da altura do arco, surgidas durante a confecção e montagem, causou uma queda de capacidade de carga de cerca de 20% (Fig. 10).

8. CONCLUSÕES

Os estudos realizados mostraram que a máxima capacidade de carga de um arco segmentado ocorre para $h/L \cong 0{,}3$. Deve-se salientar, que para os arcos tri-articulados esta relação só é válida para um número elevado de segmentos. Observou-se também que o número de segmentos é fator primordial no comportamento dos arcos tri-articulados. Por outro lado, o comportamento dos bi-articulados, não é influenciado por este fator.

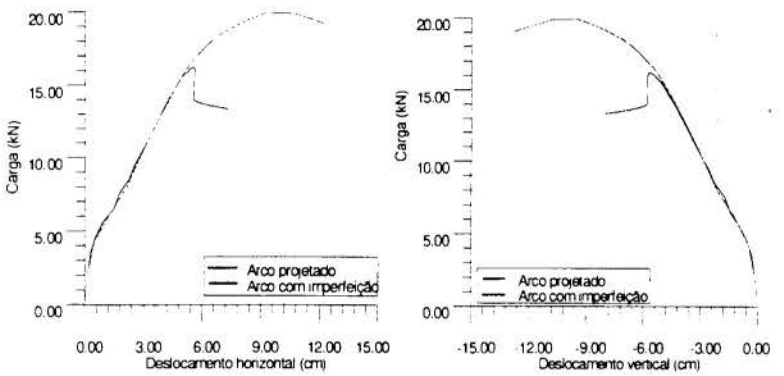


Figura 10 - Curvas carga x deslocamento teórico do nó de aplicação da carga (Lima Jr. 1997)

Quanto ao efeito das imperfeições observou-se que estas influenciam drasticamente o comportamento deste tipo de estrutura, podendo provocar perda de carga da ordem de 60 % para imperfeições da ordem de 2% da altura do arco.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CAMPOS, C. M. O.. *Um Modelo Computacional para Análise de Vigas de Concreto Protendido com Cabos Aderentes e Não Aderentes*. Disertação de mestrado, PUC/Rio, 1993.

CEB. *FIP Model Code 1990 - Final dralft*. Bullentin D'Information, Comité Euro-International de Beton (CEB), 1990.

LIMA Jr., H. C.. *Instabilidade de Arcos Segmentados de Concreto Armado*. Disertação de mestrado, PUC/Rio, 1997.

NOGUEIRA, M. C.. *Arcos Segmentados Pré-Fabricados de Concreto Armado*. Disertação de mestrado, PUC/Rio, 1995.

PUCHER, A.. *Concreto Armado: Fundamentos e Aplicação em Estruturas e Pontes*. Editora Globo, Porto Alegre, 1957.

TIMOSHENKO, S. P. & GERE, J. M.. *Theory of Elastic Stability*. Editora McGRAW book company, INC. , second edition, New York, 1961.

YAMADA, S. & CROLL, J. G. A.. *Non-linear buckling response of pressure loaded cylindrical panels and its interpretation for design*. Technology Reports, Tohoku Univ., Vol. 52, No. 2, 1988.

Tema 77

Mecânica de Fratura

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1003

DETERMINAÇÃO DA CURVA J-R UTILIZANDO UM ÚNICO CORPO DE PROVA BASEADO NO MÉTODO DA NORMALIZAÇÃO DE HERRERA E LANDES/ DETERMINATION OF J-R CURVE USING A SINGLE SPECIMEN BASED ON HERRERA AND LANDES' NORMALIZATION METHOD

NEILOR CESAR DOS SANTOS
Coordenação de Mecânica, Escola Técnica Federal da Paraiba - COMEC/DDE/ETFPB
Av. Primeiro de Maio, 720 - Jaguaribe - CEP 58059 900, João Pessoa - PB - Brasil
E-mail: neilor@jpa.etfpb.br.

MARCO ANTONIO DOS SANTOS
Departamento de Engenharia Mecânica, DEM/CCT/UFPB-Campus II
Caixa Postal 10023 - Campina Grande - PB - Brasil.
E-mail: santos@lctf.ufpb.br

Abstract

Herrera and Landes normalization method (Key Curve) to determine the J-R curve was studied. Its aplicability was analised for two HSLA steels: a controlled rolled API 5L-X70 pipelines steel plate, produced with inclusions morphology control, and an ASTM A516-GR65 pressure vessels steel plate. The tests were made at room temperature and three point bend specimens were used. The normalization curve(Key Curve) was analytically determined and the points fit was executed by a power law. The Ramberg-Osgood's functional form relationship was used. The results were confronted with other obtained by the multiple specimens test method. Such procedure brought in to evidence that Herrera and Landes normalization method is suitable to determinate J-R curve for the studied steels.

Keywords

Integral J, Curva J-R, Método da Normalização, Método de Um Único Corpo de Prova, "Key Curve".
J Integral, J-R Curve, Normalization Method, Single Specimen Method, "Key Curve".

INTRODUÇÃO

A Integral J tem sido aceita como um dos principais parâmetros para caracterizar o comportamento à fratura de materiais que se comportam no regime elasto-plástico, Rice (1968). Originalmente, o método dos múltiplos corpos de prova sugerido por Begley e Landes (1972) foi usado para avaliar a Integral J. Entretanto, este método tem algumas desvantagens, tais como: necessidade de vários corpos de prova que consomem muito tempo e material, dispersão nos resultados e a não correção dos valores da Integral J com o crescimento de trinca, Steenkamp (1986). Com a intenção de corrigir algumas dessas desvantagens, métodos utilizando um único corpo de prova foram desenvolvidos.

Schwalbe et all (1985) e Steenkamp (1986) utilizaram o método da queda de potencial, já Willoughby e Garwood (1983) e Steenkamp (1986) utilizaram o método dos múltiplos carregamentos e descarregamentos (compliance). Estas técnicas têm algumas desvantagens inerentes a cada metodologia, Tarpani e Spinelli (1995). É importante ressaltar os altos custos para a implementação destes métodos que por vezes são superiores à disponibilidade dos laboratórios de Mecânica da Fratura.

Recentemente, tem havido um grande progresso no desenvolvimento de métodos essencialmente analíticos para o levantamento das curvas J-R, os denominados métodos da normalização. Eles se baseiam no princípio da separação da carga mecânica, Ernst et all (1979) e Sharobeam e Landes (1991). A carga é definida em termos de duas expressões multiplicativas separadas, funções do comprimento de trinca e do deslocamento plástico. No método da normalização desenvolvido por Herrera e Landes (1988), o ajuste de dados é realizado através de uma lei de potência, utilizando a forma funcional da equação de Ramberg-Osgood. Neste caso, há a necessidade de determinar duas constantes, avaliadas em dois pontos de calibração, nos quais a carga, o deslocamento aplicado e o comprimento resultante de trinca têm que ser simultaneamente conhecidos.

Landes et all (1991) trabalharam com uma segunda forma funcional para determinar a curva de calibração, que combina uma lei de potência e uma linha reta. Esta nova função (função LMN) contendo três constantes inicialmente desconhecidas requer, portanto, três pontos distintos para calibração. Já Reese e Schwalbe (1993) propuseram um procedimento mais simples denominado normalização linear, onde, ao invés de correlacionarem a carga mecânica normalizada ao deslocamento plástico normalizado, tal como fizeram Landes et all (1991), optaram pela correlação entre o gradiente da carga normalizada (ΔP_N), devida ao crescimento dúctil de trinca, e o nível de extensão dessa última (Δ_{ap}), Tarpani e Spinelli (1995). A vantagem desse método está basicamente no fato dele necessitar somente de dois pontos de ajuste.

No presente trabalho foi realizada uma avaliação do método da normalização desenvolvido por Herrera e Landes (1988), tendo-se como padrão para comparação os resultados obtidos utilizando-se o método de múltiplos corpos de prova. O principal objetivo desse trabalho é a comprovação da aplicabilidade do método da normalização, Herrera e Landes (1988), para a determinação da curva J-R dos aços estudados.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

2.1 Materiais

Os materiais utilizados foram dois aços do tipo ARBL (Alta Resistência e Baixa Liga): um utilizado para fabricação de tubulações que atende as especificações da classe API 5L-X70 e o outro utilizado para fabricação de vasos de pressão, que atende as especificações da classe ASTM A516-GR65. A composição química dos dois aços pode ser observada na Tabela 1.

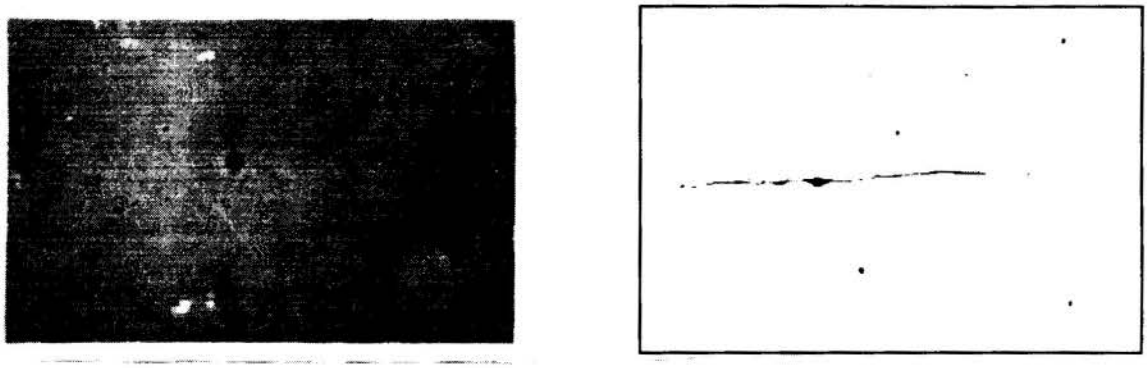
Tabela 1 - Composição química dos aços (porcentagem em peso).

AÇO	%C	%Mn	%Si	%P	%S	%Al	%Cu	%Ni	%Cr	%Nb	%V	%Mo
API	0,110	1,510	0,329	0,016	0,002	0,037	<0,01	0,016	0,155	0,044	0,064	<0,01
ASTM	0,250	0,920	0,200	0,002	0,006	-	-	-	-	-	-	-

Na Figuras 1a e 1b pode-se observar a distribuição de inclusões nos materiais estudados.

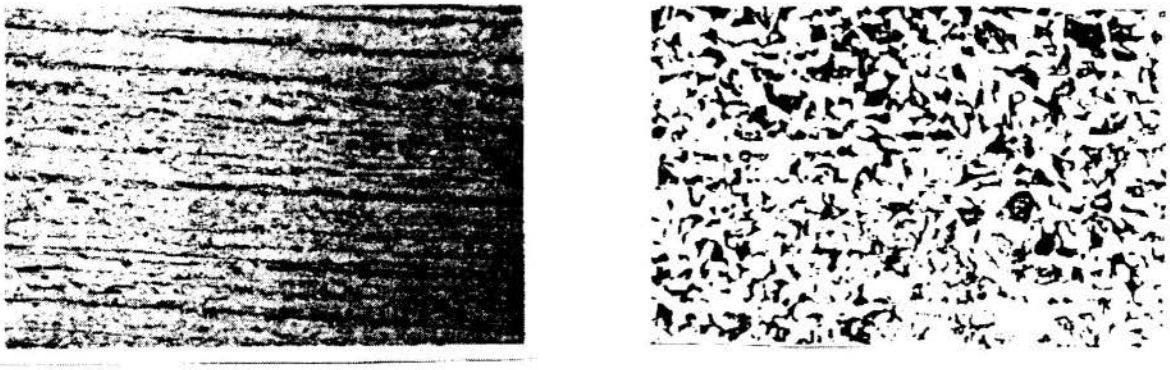
A microestrutura dos dois aços estudados é constituída de bandas de ferrita e perlita, Figura 2a e 2b.

As propriedades mecânicas convencionais estão listadas na Tabela 3. Os corpos de prova de tração foram dimensionados segundo a norma ASTM E8-81 (1981) com diâmetro nominal igual a 6,25 mm e comprimento útil de 37,0 mm. Os ensaios de tração e de Integral J foram realizados em uma máquina servo-hidráulica (MTS 810), sob controle de deslocamento, com velocidade de deslocamento da mesa da máquina de ensaios igual a $3{,}33 \times 10^{-3}$ m/s.



(a) (b)

Figura 1 - Distribuição de inclusões: (a) - Morfologia das inclusões no aço da classe API 5L-X70; (b) - Morfologia das inclusões no aço da classe ASTM A516-GR65. Sem ataque. Aumento: 100x.



(a) (b)

Figura 2 - Microestrutura dos aços estudados. (a) - microestrutura do aço da classe API 5L-X70; (b) - microestrutura do aço da classe ASTM A516-GR65. Ataque: Nital 2%. Aumento: 100x.

Tabela 2 - Propriedades mecânicas dos aços

TIPO	σ_y (MPa)	σ_R (MPa)	ε (*)	ψ (%)
API 5L-X70	522,93	616,21	28,15	72,80
ASTM A516-GR65	335,73	567,47	25,19	35,57

* - ε em 37,0 mm.

2.2 Métodos

2.2.1 Ensaios de Integral J - Corpos de Prova, Tipo e Dimensões.

Os corpos de prova para o ensaio de Integral J foram posicionados segundo a direção T-L, ASTM E616-81 (1981), em relação a direção de laminação. O corpo de prova usado foi o de seção retangular, dimensionado segundo a norma ASTM E813-89 (1989), com espessura nominal de B=15,0 mm e altura W=30,0 mm, Figura 3.

Todos os ensaios foram realizados sob flexão a três pontos e a velocidade de deslocamento do travessão da máquina de ensaios foi de $3{,}33 \times 10^{-3}$ m/s (0,2 mm/min). Isto equivale no ensaio de Integral J, durante a fase inicial de deformação elástica, a uma acréscimo no Fator de Intensidade de Tensão (K_I) de 0,32 MPa $m^{1/2}s^{-1}$.

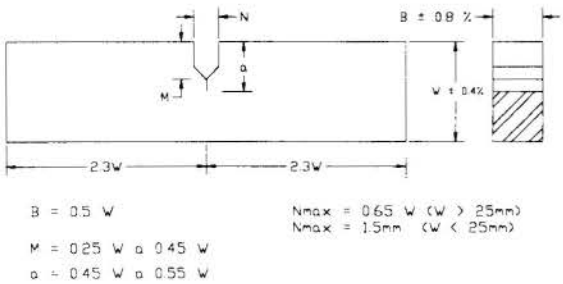


Figura 3 - Corpo de prova utilizado nos ensaios realizados.

O $K_{Imáx}$ aplicado durante a abertura da pré-trinca de fadiga nos corpos de prova foi de 18 MPa $m^{1/2}$.

2.2.2 Curva de resistência J-R pelo método de múltiplos corpos de prova de Landes e Begley (1974)

Os valores da Integral J foram determinados pela Equação 1, de Rice et all. (1973).

$$J = \frac{2A}{Bb} \qquad (1)$$

onde: A é a área sob o gráfico da curva P x Δ, em unidades de energia;
B é a espessura do corpo de prova (mm) e
b = (W-a) é o ligamento na ponta da trinca do corpo de prova (mm).

Os corpos de prova após os ensaios foram mantidos durante 1500 s (25 min) num forno de resistência elétrica à temperatura de 693 K (420 °C) e, logo após, quebrados à temperatura de nitrogênio líquido. Isto permitiu que tanto a pré-trinca de fadiga como o Δ_a propagado durante o ensaio de Integral J fossem facilmente diferenciados da fratura sob nitrogênio líquido. A pré-trinca de fadiga e a propagação de trinca foram medidas com auxílio de um projetor de perfil Schunk com aumento de 20x e precisão na casa centesimal.

Os pares de pontos J x Δ_a determinados pelo método de Landes e Begley (1974), foram usados para levantar a curva de resistência J-R, que obedeciam as exigências da norma ASTM E813-89 (1989).

2.2.3 Curva de resistência J-R pelo método de um único corpo de prova-método de Herrera e Landes (1988)

A idéia de usar as propriedades de fluxo para determinar o comprimento de trinca foi primeiramente sugerido por Ernst et all (1979). Este método forma a base para o método utilizado por Herrera e Landes (1988), que necessita da curva de calibração do corpo de prova. A curva de calibração dá a relação entre a carga P, deslocamento plástico Δ_{pl} e comprimento de trinca a.

A forma funcional da curva de calibração é dada pela equação 2.

$$\frac{\Delta_{pl}}{W} = \beta P_N{}^n \qquad (2)$$

onde n e β são constantes do material

A curva de calibração é obtida a partir do registro gráfico P x Δ do ensaio de integral J.

Os valores de n e β são determinados a partir da curva de calibração na forma log-log (log P_N x log Δ_{pl}/W). O valor de n é determinado a partir da inclinação desta curva e β é calculado a partir do valor da ordenada (log P_N) quando a abscissa é igual a zero (log $\Delta_{pl}/W=0$).

Escolhidos n e β determina-se o comprimento de trinca (a), através da Equação 3:

$$\Delta_i = P_i C(a_i / W) + W\beta[\frac{P_i W}{b_i{}^2 Bg(b_i / W)}]^n \qquad (3)$$

onde $C(a_i/W)$ é a flexibilidade elástica (elastic compliance), que pode ser determinada pela equação 4, Saxena e Hudak (1978).

$$C(a_i / W) = \frac{1}{EBe}(\frac{S}{W - a_i})^2[1.193 - 1.980(a_{i-1} / W) + 4.478(a_{i-1} / W)^2 - 4.443(a_{i-1} / W)^3 + 1.739(a_{i-1} / W)^4] \quad (4)$$

Os valores de a_i podem ser obtidos a partir da equação 3, de forma iterativa, tomando-se como ponto inicial para o valor de a_i, o valor de a_0 e incrementando-se ao valor de a_i um "contador" até o valor de Δ_i ser obtido. Neste momento o correspondente valor de a_i é o valor do comprimento de trinca para o par de pontos (P_i, Δ_i).

Após obtido o valor de a_i, o valor da Integral J, segundo a norma ASTM E1152-87 (1987), pode ser determinado por:

$$J_i = J_{eli} + J_{pli} \qquad (5)$$

onde J_{eli} e J_{pli}, são as componentes elásticas e plásticas de J_i.

A componente elástica é determinada pela equação 6:

$$J_{eli} = \frac{K_i^2(1-\upsilon^2)}{E} \qquad (6)$$

onde

$$K_i = \frac{P_i f(a_i / W)}{BW^{1/2}} \qquad (7)$$

enquanto que a componente plástica é obtida pela equação 8:

$$J_{pli} = [J_{pli-1} + (\frac{\eta_i}{b_i})A_{i-1,i}][1 - (\frac{\gamma_i}{b_i})(a_i - a_{i-1})] \qquad (8)$$

sendo

$$A_{i,i-1} = \frac{(P_i + P_{i-1})(\Delta_{pl_i} - \Delta_{pl_{i-1}})}{2} \qquad (9)$$

e

$\gamma = 1$ e $\eta = 2$, para corpos de prova sob flexão a três pontos.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nas Figuras 4 e 5, podem-se observar as curvas de resistência J-R, obtidas pelo método de Herrera e Landes (1988), para os aços da classe API 5L-X70 e da classe ASTM A516-GR65, sobrepostas às obtidas pelo método de Landes e Begley (1974) (método de múltiplos corpos de prova).

Nas Figuras 4 e 5, J-$R_{(MCP)}$ é a curva de resistência J-R obtida pelo método de múltiplos corpos de prova a partir da regressão linear dos pares de pontos de J x Δ_a, e B_S e B_i são as bandas de variação superior e inferior, obtidas pelo método de Druce (1981), da curva de resistência J-R (método de múltiplos corpos de prova).

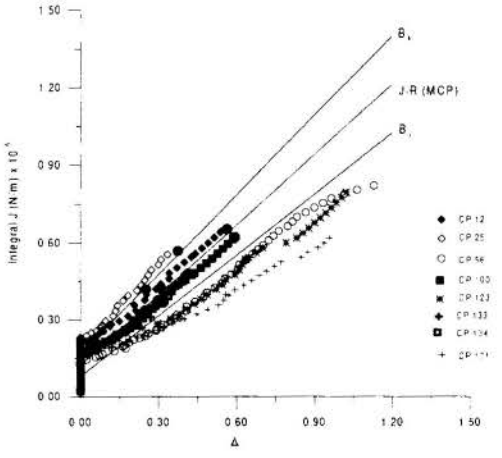


Figura 8 - Curvas de resistência J-R, obtidas pelos métodos de Herrera e Landes (1988) e Landes e Begley (1974), aço da classe API 5L-X70.

As bandas de variação, B_s e B_i, foram colocadas nos gráficos das figuras 4 e 5 com o objetivo de verificar-se o enquadramento das curvas de resistência J-R, obtidas pelo método de Herrera e Landes (1988) (método de um único corpo de prova), com relação a curva de resistência J-R obtida pelo método de Landes e Begley (1974) (método de múltiplos corpos de prova).

De modo geral, as curvas de resistência J-R de Herrera e Landes (1988) ficaram dentro da banda de variação, B_s e B_i, tendendo sempre a se alinharem com a reta J-$R_{(MCP)}$.

Entretanto para os corpos de prova CP 56, CP 123 e CP 171, aço da classe API 5L-X70, houve um desvio significativo se considerarmos as bandas de variação B_s e B_i Figura 8. Isto não significa que o método de Herrera e Landes (1988) foi inadequado, pois estes corpos de prova não se enquadraram dentro das exigências da norma ASTM E813-81 (1981). De forma que estes corpos de prova não foram usados para levantar a curva J-R pelo método de múltiplos corpos de prova (J-R_{MCP}) e também não foram usados para levantar as bandas de variação B_s e B_i desta forma explica-se o comportamento apresentado por estes corpos de prova se tomarmos como base as bandas de variação B_s e B_i, figura 4.

O formato da curva J-R tende a seguir o formato apresentado pela curva P x Δ do ensaio de Integral J, função das características apresentadas por cada um dos corpos de prova ensaiados, figura 4.

4. CONCLUSÕES

$1^{\underline{0}}$ - O método de Herrera e Landes (1988) apresentou uma determinada limitação quanto a aplicação, pois o mesmo necessita de dois pontos onde se conheça simultaneamente (P, Δ, a). Um deles pode ser facilmente identificado, como por exemplo, o ponto final de carregamento (P_f, Δ_f, a_f), entretanto, a escolha do outro é muito subjetiva.

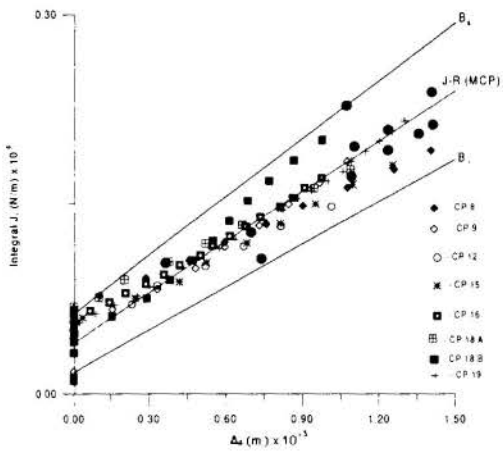


Figura 9 - Curvas de resistência J-R, obtidas pelos métodos de Herrera e Landes (1988) e Landes e Begley (1974), aço da classe ASTM A516-GR65.

$2^{\underline{0}}$ - As curvas de resistência J-R determinadas pelo método de Herrera e Landes (1988), de modo geral, ficaram dentro da banda de variação, B_s e B_i, da reta de regressão linear dos pares de pontos J x Δ_a usados para a determinação da curva de resistência J-R pelo método de Landes e Begley (1974) (método de múltiplos corpos de prova). Isto demonstra apesar das dificuldades encontradas, a aplicabilidade do método de Herrera e Landes (1988).

$3^{\underline{0}}$ - A forma da curva J-R tende a seguir o formato da curva P x Δ dos corpos de prova. Na verdade, é a resposta de cada um deles ao carregamento aplicado (função das propriedades do material, geometria do corpo de prova e das demais condições de ensaio).

5. REFERÊNCIAS

ASTM E1152 "Standard Test Method for Determining J-R Curves", pp. 814-824,(1987).

ASTM E616-81 "Standard Terminology Relating to Fracture Testing", pp. 197-217,(1981).

ASTM E813-81, "A Measure of Fracture Toughness Standard Test Method for J_{IC}", pp. 763 781, (1981).

ASTM E8-81 "Standard Methods of Tension Testing of Metallic Materials", pp. 197-217, (1981).

BEGLEY, J. A. and LANDES, J. D. "The J Integral as a Fracture Criterion", ASTM STP 514, part II, pp. 1-20, (1972).

DRUCE, S. G. "Effect of Specimen on the Caracterization of Ductile Crack Extension in C-Mn Steel", Advanced in Fracture Research, Proceedings of the 5th ICF (ICFS), Cannes, vol. 2, pp. 843-854, (1981).

ERNST, H., PARIS, P. C., ROSSOW, M., and HUTCHINSON, J. W., "Analysis of Load-Displacement Relationship to Determine J-R Curve and Tearing Instability Material Properties", ASTM STP 677, Americam Society for Testing Materials, pp. 581-599 (1979).

HERRERA, R., and LANDES, J. D., "A Direct J-R Curve Analysis of Fracture Toughness Tests", Journal of Testing and Evaluation, JTEVA, vol. 16, nº 5, Sept., pp427-449 (1988).

LANDES, J. D. and BEGLEY, J. A. "Test Results From J-Integral Studies: An Attempt to Establish a J_{IC} Testing Procedure", ASTM STP 560, ASTM, pp. 170-186, (1974).

LANDES, J. D. et all. "Normalization Method for Developing J-R Curves with the LMN Function", Journal of Testing and Evaluation, JTEVA, vol. 19, n. 4, pp. 305-311 (1991).

REESE, E. D. and SCHWALBE, K. H. "The Linear Normalization Technique - an Alternative Procedure for Determining J-R Curves from Single Specimen Test Record Based on Landes' Normalization Method", Fatigue Fracture Engineering Materials and Structures, vol. 16 n. 3, pp. 271-280, (1993).

RICE, J. R. et all. "Some Further Results on J-Integral Analysis and Estimates, Progress in Flaw Growth and Fracture Toughness Testing", ASTM STP 536, ASTM, pp. 231-245, (1973).

RICE, J. R., "A Path Independent Integral and the Aproximate Analyses of Strains Concentration by Notches and Cracks", Journal of Applied Mechanics, vol 35, série E, nº 2, p. 379-386, (1968).

SAXENA, A. and HUDAK, S. J. Jr., "Review and Extension of Compliance Information for Common Crack Growth Specimens, International Journal of Fracture, vol. 14, n. 5, pp. 453-468, 1978.

SCHWALBE, K. H., HELMANN, D., HEERENS, J., KNACK, J. e ROOS, J. M., "Measurement of Stable Crack Growth Including Detection of Initiation of Growth Using the DC Potential Drops and Partial Unloading Methods", ASTM STP 856. American Society for Testing and Materials, pp. 338-362 (1985).

SHAROBEAM, M. H. and LANDES, J. D. "The Load Separation Criterion and Methodology in Ductile Fracture Mechanics" International Journal of Fracture, vol. 47, pp. 81-104, 1991.

STEENKAMP, P. A. J. M., "Investigation in to the Validity of J-based Methods for Prediction of Ductile Tearing and Fracture", Thesis Dsc., Departament of Mechanical Engineering, Delf University of Technology the Netherlands mai. of 1986.

TARPANI, J. R. e SPINELLI, D. "Avaliação da Técnica de Normalização Linear para o Levantamento de Curvas J-R", I Seminário de Mecânica da Fratura, Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais - ABM, Ouro Preto, pp. 89-105, (1995).

WILLOUGHBY, A. A. and GARWOOD, S. J., "On the Unloading Compliance Method of Deriving Single-Specimen R-Curves in Three-Point Bending", ASTM STP 803, Vol. II, Americam Society for Testing and Materials, pp. II-372 - II-397, (1983).

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1078

O EFEITO DA ESPESSURA DO CORPO DE PROVA SOBRE OS VALORES DE TENACIDADE À FRATURA DO AÇO ASTM A516-GR65/ EFFECT OF SPECIMEN THICKNESS ON THE VALUES OF THE FRACTURE TOUGHNESS OF THE ASTM A516-GR65 STEEL

JOSÉ JEFFERSON DA SILVA NASCIMENTO & MARCO ANTÔNIO DOS SANTOS
Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba - Brasil
CCT/UFPB - Brasil, E-mail: santos@lctf.ufpb.br

Abstract

This work is concerned with the thickness effect of the specimen in values of toughness to initial fracture (δ_i) and to maximum load ($\delta_{máx}$, $J_{máx}$). Specimens of the type flexure at three points were tested at the room temperature in a universal machine for testings, hydraulic-servo (MTS 810), under control of displacement with displacement speed of the table equal to $3{,}33 \times 10^{-3}$ m/s (0,2 mm/min). The thicknesses of the tested specimens changed between 7×10^{-3} m and 20×10^{-3} m. The investigated steel was the ASTM A516-GR65 class. The values of toughness to fracture in the beginning of propagation of crack (δ_i) as well as the ones of maximum load ($\delta_{máx}$, $J_{máx}$), decreased with the reduction of the thickness of the specimen. The behaviour that the steel presents was investigated and discussed.

Keywords

Pressure vessel steel, δ-R Stress curve, Fracture toughness initial, Maximun load toughness.

1. INTRODUÇÃO

As técnicas de análise de fratura em estruturas e componentes industriais podem ser agrupadas em dois grandes ramos: o primeiro, cujo um dos precursores foi (Griffith, 1920), é o da mecânica da fratura linear elástica (M.F.L.E.), que trata de situações em que a fratura ocorre ainda no regime linear elástico (muito comum em ligas da alta resistência mecânica e baixa tenacidade à fratura); o outro, é o da mecânica da fratura elasto-plástica (M.F.L.E.P.), que avalia o comportamento à fratura dos materiais no regime elasto-plástico, cujos precursores foram (Wells, 1963) e (Cottrell, 1961) (fraturas que, em geral, ocorrem em ligas de média e baixa resistência mecânica, porém com boa tenacidade à fratura).

No campo da mecânica da fratura elasto-plástica (M.F.L.E.P.) os métodos do deslocamento da abertura da ponta da trinca (CTOD) e da Integral J, são bastante utilizados para avaliar problemas de fratura no regime elasto-plástico.

Valores quantitativos de tenacidade de materiais com comportamento elasto-plástico, podem ser determinados pelos dois métodos citados, ou seja, δ_i e J_i (tenacidade no início de propagação de trinca) e $\delta_{máx}$ e $J_{máx}$ (tenacidade à fratura na carga máxima).

Em geral os valores de tenacidade à máxima carga são usados em projetos e na análise de aceitação e significância de defeitos em estruturas e componentes.

Com relação a espessura do corpo de prova, resultados recentes, (Pereira et al., 1987), (Nascimento, 1995), mostraram um comportamento aparentemente não esperado com relação a tenacidade. Ou seja, enquanto (Green et al,1975) e (Robison et al 1975) verificaram um aumento nos valores de tenacidade com a diminuição da espessura do corpo de prova, os resultados de (Pereira et al, 1987) e (Nascimento, 1995) mostraram um comportamento contrário, ou melhor, a queda de tenacidade para espessuras menores.

Portanto, neste trabalho, procurando-se uma melhor compreensão deste aspecto e a possibilidade de resultados mais conclusivos, estudou-se a influência da espessura do corpo de prova nos valores de tenacidade à máxima carga (δ_{max} e $J_{máx}$) e de início de propagação de trinca (δ_i), para um aço da classe ASTM A516-GR65.

2. MATERIAIS E MÉTODOS EXPERIMENTAIS

2.1 Material

Aço da Classe ASTM A516-GR65.

Tabela 1 - Composição química do aço (% em Peso)

	% em Peso				
TIPO	C	Mn	Si	P	S
ASTM	0,25	0,92	0,200	0,002	0,006

Tabela 2 - Propriedades mecânicas de tração

	Propriedades Mecânicas de Tração			
Aço da Classe	σ_e (MPa)	σ_e (MPa)	ε (%)	ψ (%)
ASTM A516-GR65	323,4	528,5	9,00	44,40

2.2 Métodos Experimentais

Os ensaios de deslocamento de abertura de trinca (CTOD) e Integral J foram realizados em uma máquina servo-hidráulica, MTS 810, sob controle de deslocamento, com velocidade de deslocamento do travessão da máquina de ensaios de $3{,}33 \times 10^{-3}$ m/s (0,2mm/min), o que equivale a uma taxa de deformação, na região elástica, de $8{,}97 \times 10^{-5} s^{-1}$

Os corpos de prova foram ensaiados sob flexão a três pontos e dimensionados de acordo com a norma (ASTM E813-81, 1981), onde B=0,5 W, S=4W e a/W=0,5.

Todos os corpos de prova foram retirados segundo a orientação T - L, de acordo com a Norma (ASTM E616/81, 1981), e as espessuras estudadas foram, respectivamente: $B=20 \times 10^{-3}$m; $B=10 \times 10^{-3}$m; $B=7 \times 10^{-3}$m

As pré-trincas de fadiga foram abertas de acordo com a norma (BS 5762/79, 1979) e o $K_{Imáx}$ de abertura de pré-trinca de fadiga foi de 18 MPa.$m^{1/2}$.

Os valores de CTOD (δ) e Integral J foram calculados pelas Equações (1) e (2), Normas (BS 5762/79, 1979) e (ASTM E813-81, 1981).

$$\delta = \frac{K^2\left(1-\nu^2\right)}{2\sigma_e . E} + \frac{0{,}4(W-a).V_p}{0{,}4W + 0{,}6a + Z} \qquad (1) \qquad J = \frac{2A}{B(W-a)} \qquad (2)$$

Os valores de tenacidade à fratura de iniciação, δ_i, foram determinados através da curva resistência (R), levantada pelo método de múltiplos corpos de prova, conforme a Figura 1.

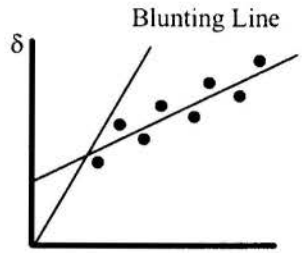


Figura 1 - Determina Δat da tenacidade à fratura, δ_i. Método usando a linha de adoçamento ("blunting line").

A metodologia da linha de adoçamento ("blunting line") foi usada porque na identificação da propagação de trinca, Δat, não foi possível separar a zona embotada na ponta da trinca ("stretch zone") da zona de propagação propriamente dita, ou seja, o valor de Δa líquido após o δ_i.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nas Figuras 2, 3 e 4 podemos observar as respectivas curvas de resistência, CTOD x Δa.

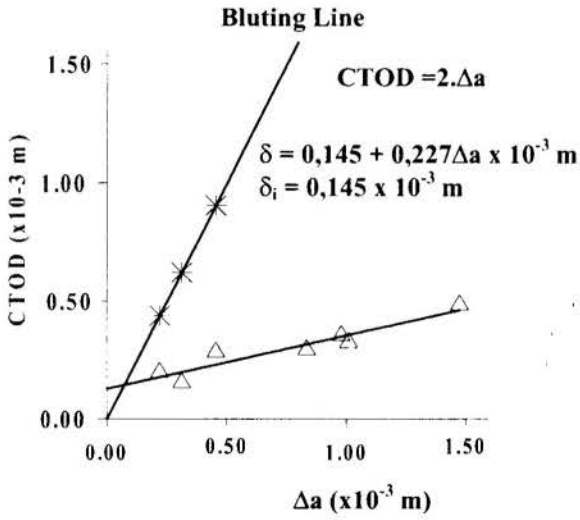


Figura 2 - Curva de resistência usada para determinar o δ_i. B = $20x10^{-3m}$.

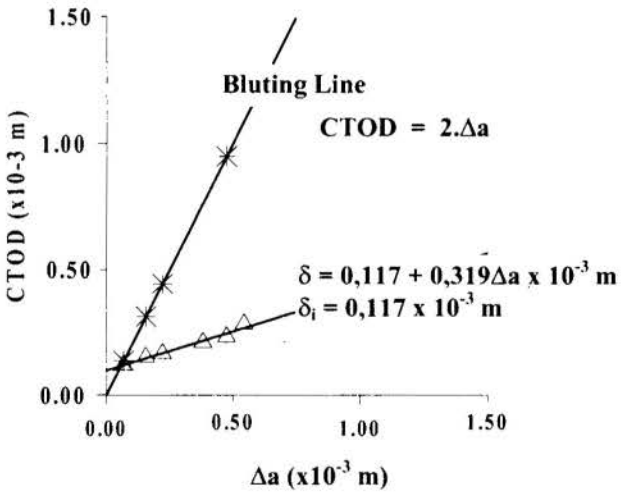


Figura 3 - Curva de resistência usada para determinar o δ_i B = $10x10^{-3m}$.

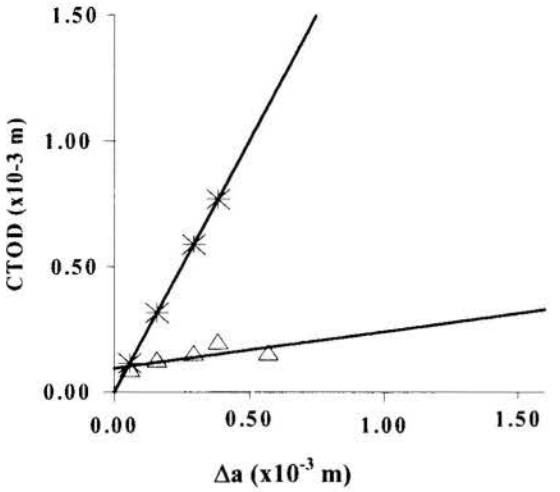


Figura 4 - Curva de resistência usada para determinar o δ_i. B = $7x10^{-3m}$.

Na Tabela 3 observa-se os valores de CTOD de iniciação (δ_i) versus espessura do corpo de prova.

Nas Tabelas 4, 5 e 6 podemos observar os valores de $\delta_{máx}$ e $J_{máx}$ encontrados para os ensaios realizados

Tabela 3 - δ_i versus espessura do corpo de prova. Na Tabela foram incluídos também os valores de inclinação da curva de resistência.

δ_i	Espessura/CP	$d\delta/da$
0,145E-3m	20E-3m	0,227
0,117E-3m	10E-3m	0,319
0,103E-3m	7E-3m	0,144

Tabela 4 - Valores de $\delta_{máx}$ e $J_{máx}$ para o corpo de prova de espessura B=$10x10^{-3}$m, aço da Classe ASTM A516 GR-65.

CP	$\delta_{máx}$ ($x10^{-3}$m)	$J_{máx}$ (N/m)
A_{50}	0,336	186.182,107
A_{30*}	0,229	118.527,265
A_{20}	0,229	145.861,670
* Corpo de prova que apresentou separação ("delamination")		

Tabela 5 - Valores de $\delta_{máx}$ e $J_{máx}$ para o corpo de prova de espessura B=$10x10^{-3}$m, aço de Classe ASTM A516 GR-65.

CP	$\delta_{máx}$ ($x10^{-3}$m)	$J_{máx}$ (N/m)
A_{21}	0,283	154.213,200
A_4	0,243	142.833,600
A_{14}	0,208	125.764,200
A_2	0,214	127.235,700
A_{12}	0,281	163.978,480

Tabela 6 - Valores de $\delta_{máx}$ e $J_{máx}$ para o corpo de prova de espessura B=$7x10^{-3}$m, aço de Classe ASTM A516 GR-65.

CP	$\delta_{máx}$ ($x10^{-3}$m)	$J_{máx}$ (N/m)
A_{41}	0,159	95.941,800
A_{44}	0,190	113.011,200
A_{10}	0,147	84.444,480
A_{09}	0,174	113.992,200
A_{45}	0,144	76.843,153

3.1 Efeito da Espessura nos Valores de CTOD de Iniciação (δ_i)

Considerando-se a Tabela e as Figuras 2 a 4 observa-se o efeito da espessura do corpo de prova nos valores de δ_i, para o aço estudado.

Observa-se, neste caso, uma queda nítida dos valores de δ_i com a diminuição da espessura do corpo de prova.

Este comportamento geralmente não é esperado, (Smith et al., 1971), (Robinson et al., 1975) e (Green et al, 1975). Por outro lado, (Andrews et al., 1979), (Kaiser et al., 1981) e (Druce, 1981), sob determinadas condições, observaram da mesma forma a queda no δ_i e ou J_i com a diminuição da espessura do corpo de prova.

De acordo com (Robinson et al., 1975), desde que as condições de estado de deformação plana na ponta da trinca, fossem satisfeitos, δ_i não se alteraria, ou seja, a condição mínima será: $B_{min} > 25.\delta$, satisfeita neste trabalho.

Portanto, de acordo com o critério proposto por (Robinson et al., 1975), para o aço em estudo, a condição mínima exigida para o estado de deformação plana na ponta da trinca, pelo menos na metade da espessura do corpo de prova, B/2 (centro do corpo de prova), foi alcançada.

Sob este aspecto o comportamento do δ_i com a diminuição da espessura do corpo de prova não era esperado.

(Druce, 1981) verificou que o valor de tenacidade de início de propagação de trinca ($J_{\Delta a=0}$ ou J_i), mantida a espessura do corpo de prova constante e igual a $B=13x10^{-3}m$, era independente da largura do corpo de prova (W) quando $W = 50x10^{-3}m$. Isto implica que o ligamento remanescente (b) na ponta da trinca deveria obedecer a relação $b > 60\ J_i/\sigma e$, para assegurar a independência do valor da tenacidade no início de propagação de trinca (J_i) com relação a largura do corpo de prova (W).

Por outro lado mantida a largura do corpo de prova constante e igual a $W=100x10^{-3}m$, a independência de J_i só ocorreria para valores de $B > 27x10^{-3}m$. Isto implicava que a relação $B > 90\ J_i/\sigma e$, deveria ser obedecida para assegurar a independência de J_i com relação a espessura do corpo de prova.

Portanto ao reduzir a espessura (B) ou a largura (W) do corpo de prova abaixo dos limites que garantem a independência da tenacidade com a geometria do corpo de prova, efeitos contrários ocorrem, (Druce, 1981). Valores de $B > 90\ J_i/\sigma e$ tendem a aumentar o J_i e valores de $b > 60\ J_i/\sigma e$ (neste trabalho, valores de $W > 50x10^{-3}m$) tendem a decrescer o J_i, (Druce, 1981).

Provavelmente relações semelhantes possam ser encontradas em termos de (CTOD), δ.

Os resultados dos ensaios realizados com os corpos de prova padronizados, Norma (ASTM E813-81, 1981), mesmo considerando o corpo de prova com $B=13x10^{-3}m$ e $W=26x10^{-3}m$, segundo (Druce, 1981) apresentava as dimensões abaixo dos limites acima determinados, não apresentava variação J_i com a diminuição da espessura do corpo de prova.

Para (Druce, 1981), o comportamento apresentado pelo corpo de prova com (B) e (W) abaixo dos limites permitidos, foi fortuito e não tem validade geral.

Outra hipótese que podemos examinar para explicar a variação do δ_i é a possível dispersão dos resultados experimentais, que não cremos ser o caso, em função da tendência apresentada.

Aplicando as Equações (3) e (4) para determinar o erro padrão em δ_i e $d\delta_i/da$ (inclinação da curva de resistência), (Druce, 1981), podemos observar pela Tabela (4) que:

$$\alpha_1(\delta_i) = \left[\frac{\Sigma(\Delta a)^2}{(n-2)}\right]^{1/2} \cdot \left[\frac{\Sigma(\Delta a.\, d\delta/da + \delta_i - \delta)^2}{(n\Sigma(\Delta a)^2 - (\Sigma \Delta a)^2}\right]^{1/2} \quad (3)$$

$$\alpha_2(d\delta_i/da) = \left[\frac{n(\alpha_1.(\delta_i))^2}{\Sigma(\Delta a)^2}\right]^{1/2} \quad (4)$$

Tabela 7 - Erro padrão em δ_i e $d\delta/da$ para o aço da classe ASTM A516-GR65.

δ_i (m)	B (m)	$d\delta/da$	$\alpha_1(\delta_i)$ (m)	$\alpha_2(d\delta/da)$
0,150 (1)		0,233 (1)		
0,145E-3	20E-3	0,227	5,011E-6	6,23E-2
0,140 (2)		0,221 (2)		
0,1175		0,321		
0,117E-3	10E-3	0,319	4,97E-7	1,678E-1
0,1165		0,317		
0,108 (1)		0,159		
0,103E-3	7E-3	0,144	4,51E-6	1,48E-2
0,098		0,129		

Observação: (1) Valor Superior e (2) Valor Inferior.

A dispersão de valores para o aço em estudo é bem pequena e se nota a tendência verificada, ou seja, a queda do δ_i com a diminuição da espessura do corpo de prova permanece e, portanto, a dispersão de valores dos resultados não explica o comportamento apresentado.

Finalmente nos resta a possibilidade de uma variação microestrutural, ao longo da espessura da chapa, de onde foram retirados os corpos de prova para os ensaios de tenacidade realizados.

Os corpos de prova de menor espessura foram obtidos através da usinagem da parte superior e inferior da chapa. Desta forma o corpo de prova de menor espessura está posicionado, em relação a espessura da chapa, na parte central da mesma.
Nas Figuras 5.1a e 51.b podemos observar o aspecto microestrutural ao longo da espessura da chapa, como recebida, para os dois aços estudados.
Observa-se que há uma variação granulométrica ao longo da espessura da chapa para o aço em estudo, de tal modo que junto à superfície o grão ASTM é de tamanho 8 enquanto que no centro da chapa o grão é do tipo ASTM 6-7.

Diante desta evidência, não cremos que a variação granulométrica, ao longo da espessura da chapa, tenha sido a variável que contribuiu de maneira significativa para o comportamento apresentado pela tenacidade no início de propagação de trinca (δ_i) com a diminuição da espessura

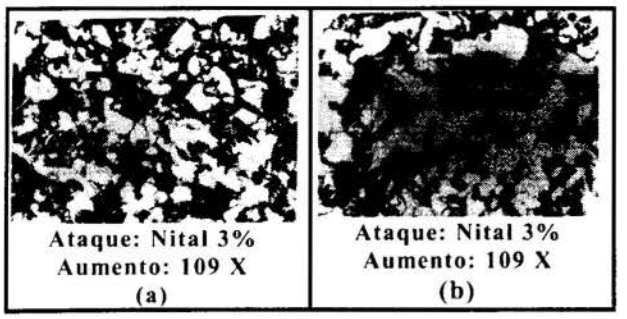


Figura 5.1a - Aspecto microestrutural ao longo da espessura da chapa da classe ASTM A516-GR65. (a) Região localizada a 1,25E -3m (1,25mm) da superfície da chapa; (b) Região localizada a 6E -3m (6mm) da superfície da chapa.

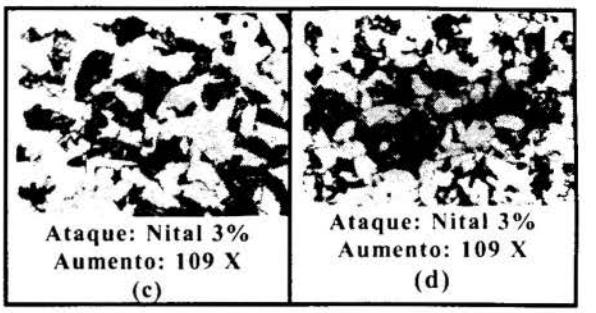


Figura 5.1b - Aspecto microestrutural ao longo da espessura da chapa da classe ASTM A516-GR65. (c) Região localizada a 8E -3m (8mm) da superfície da chapa; (d) Região localizada a 10E -3m (10mm) da superfície da chapa.

3.2 Efeito da Espessura nos Valores de $\delta_{máx}$ e $J_{máx}$.

Ao analisarmos o comportamento dos valores de $\delta_{máx}$ e $J_{máx}$ com a espessura do corpo de prova acreditamos que as conclusões de (Druce, 1981) podem ser estendidas ao comportamento apresentado pelo $\delta_{máx}$ e $J_{máx}$, ou seja, a diminuição da espessura (B) e do ligamento na ponta da trinca (bo) determinam efeitos contrários nos valores de tenacidade à máxima carga.

4. CONCLUSÕES

1º. O aço apresentou um comportamento, com relação aos valores de tenacidade (δ_i, $\delta_{máx}$, $J_{máx}$) e a espessura do corpo de prova, que normalmente não era esperado, ou seja, a queda dos valores de tenacidade com a diminuição da espessura do corpo de prova. Provavelmente o efeito contrário provocado pela diminuição do ligamento na ponta da trinca (b_0) com relação a diminuição da espessura do corpo de prova (B), nos valores de tenacidades, explique os resultados encontrados.

2º. Os resultados encontrados servem como alerta quando se trabalha com corpos de prova de dimensões reduzidas na determinação de propriedades mecânicas convencionais e, principalmente, quando se trata de tenacidade. A avaliação e significância de defeitos em estruturas e componentes tem como base principal os valores de tenacidade.

5. REFERÊNCIAS

ANDREWS, W.R e SHIH, C.F., "Thickness and Side-Groove Effects on J-and Resistance Curves for A533-B Steel at 98º C", Elastic-Plastic Fracture, ASTM STP 668, J.D. Landes, J.A. Begley and G. A. Clark, pp. 426-450, (1979).

ASTM E 616-81. "Std Terminology Relating to Fracture Testing" pp. 729-738, (1981).

BS 5762/79, "Methods for Crack Opening Displacemente (COD) Testing", British Standard Instittution, pp. 1-12, (1979).

COTTRELL, A. H., Iron and Steel Institute Spec. Rep., Nº 69, pp. 281, (1961), citado na 3.

DRUCE, S. G., "Effect of Specimen Geometry on the Characterisation of Ductile Crack Extension in C-Mn Steel", Proceedings of the 5 th ICF (ICF5), Vol. 2, Ed. D. Francois, Pergamon Press, pp. 843-853, Advances in Fracture Research, Fracture 1981, (1981).

GREEN, G. e KNOTT, J. F., "On Effects of Thickness on Ductile Crack Grouth in Mild Steel". J. Mech. Phys. Solids, Vol. 23, pp. 167 - 183, (1975).

GRIFFITH, A. A., "The Theory of Rupture", Proc. Inst. Int. Congr. Appl. Mech., (1924), citado por HAYS, D. J., "Origins of The Energy Balance Aproach to Fracture", Journal os Strain Analysis, Vol. 10, Nº 4, pp. 195-197, I. Mech. E., (1975).

GRIFFITH, A. A., "The Phenomeno of Rupture and Flow in Solids", Phil. Trans. Roy. Soc. of London, A 221, pp. 163 - 198, (1920), citado por HAYES. D. J. em "Origens of The Energy Balance Aprroach to Fracture", Journal os Strain Analysis, Vol. 10, Nº 4, pp. 195-197, I Mech. E., (1975) e por WEISS, V. e YUKAMA, S. em "Critical Appraisal of Fracture Mechanics", Fracture Tougness Testing an its Applications ASTM STP 381, Eds. SRAWLEY, J. E. e BROWN, W. F., pp. 1-29, (1965).

KAISER, H. J. e HAGEDORN, K. E., "The Influence of Speciemen Geometry on Stable Crack Growth for a High Strength Steel", Proceedings of the 5 th ICF (ICF5), Advances in Fracture Resarch, Ed. D. Francois, Pergamon Press, Vol. 2, pp. 855-862, (1981).

NASCIMENTO, J. J. S., "O Efeito da Espessura do Corpo de Prova Sobre os Valores de Tenacidade à Fratura dos Aços da Classe API 5L-X70 e ASTM A516-Gr65", Dissertação de Mestrado, pp 41 à 44, Campina Grande/Brasil, 1995.

PEREIRA, L.C., et al, "Influência das Dimensões dos Corpos de Prova na Avaliação do Comportamento a Fratura de aços para tubulações". 3º Colóquio Latino-americano de Fadiga e Fratura dos Materiais, 1987.

ROBINSON, J. N. e TETELMAN, A. S., "The Relationship Between Crack Tip Opening Diplacement, Local Strain and Specimen Geometry", International Journal of Fracture, Vol. 11, Nº 3, pp. 453-468, (1975).

SMITH, R. F. e KNOTT, J. F., "Crack Opening Displacemente and Fibrous Fracture in Mild Steel", Practical Aplication of Fracture Mechanics to Pressure Vessel Technology, Institution of Mechanical Engineers Conference. pp. 65-75, (1971).

STANDARD TEST METHOD FOR J_{IC}, "A Measure of Fracture Toughness" ASTM E 813-81, pp. 763-781 (1981).

WELLS, A. A., "Application of Fracture Mechanics at and Beyond General Yelding", Britsh Welding Research Association, Report M13/63, British Welding Journal, pp. 563-570, (1963).

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1270

ADAPTIVE FINITE ELEMENT MODELING OF THREE-DIMENSIONAL ELASTIC-PLASTIC CRACK PROPAGATION

FERNANDO CÉSAR MEIRA MENANDRO
Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Brasil.
JAMES D. LEE & HAROLD LIEBOWITZ
Civil, Mechanical, and Environmental Engineering Department, The George Washington University, U.S.A.

Abstract

A three-dimensional adaptive elastic-plastic finite element algorithm for crack propagation is developed. The crack propagation algorithm uses theoretical parameters from fracture mechanics to model crack growth. A maximum energy release rate criterion is adapted to use in three dimensions, combined with a maximum crack tip opening angle criterion. The error estimator adopted is of the flux projection type, which uses the difference between the calculated strains/stresses and a continuous 'smooth' strain/stress distribution calculated also from the obtained solution. This difference is, in general, integrated over the element to give an energy error value. The mesh is then regenerated, targeting an equidistribution of this error value, using a mesh generator which takes the previous mesh to serve as a background grid. New procedures for strain recovery and error estimation, adequate for elastic-plastic problems and for crack propagation problems, are proposed and tested. The proposed algorithm is analyzed qualitatively, and found to perform adequately for the problems of interest.

Keywords
adaptive finite elements, crack propagation, error estimation, fracture mechanics, plasticity.

1. INTRODUCTION

In this work a general static three-dimensional adaptive elastic-plastic finite element algorithm was developed which included specific knowledge about crack propagation behavior. The method is not only adaptive in the finite element sense, but in the crack propagation procedures. An overview of the theoretical aspects involving the propagation of cracks in elastic-plastic three-dimensional solids is given, with concentration in the topics analyzed in this research. These include accuracy of finite element solutions, crack tip energy release rate, and determination of direction and amount of crack propagation for slow crack growth. A linear tetrahedral element (constant stress) was adopted in the static finite element computation. Multi-linear stress-strain curves are accepted, to account for plasticity.

Three-dimensional elastic-plastic finite element analysis has been a well-established field for some years, but very little work has been done on adaptive analysis of these problems. By adaptive analysis it is meant the automatic error assessment and optimization of the finite element grid. The error estimator adopted was a flux projection type estimator with

the 'exact' strains being computed from a least squares fitting of the Gauss-point strains over a patch of neighboring elements. The mesh refinement is an adaptation of a recently developed scheme and consists of computing a desired element size based on a target element error and the current computed error. The crack propagation is assumed to be controlled by energy balance equations, and the computation is performed in an adaptive fashion.

2. COMPUTATIONAL PLASTICITY

The traditional approach of linear elastic fracture mechanics does not hold for a general metal. The following exposition is in a form similar to the presentation of J. C. Simo and T. J. R. Hughes (1984), which concentrates on the computational aspects of plasticity.

Plasticity theory assumes a thermodynamically irreversible process and implies a stress threshold concept. The process is independent of strain rates and volumetric changes, but the threshold generally depends on the stress history. Furthermore, the stress threshold is represented by a convex hypersurface. One example of such a stress threshold, adopted in this research, is the von Mises criterion:

$$I_2(\sigma^d) = tr(\sigma^d)^2 = \frac{2}{3} k^2, \tag{1}$$

where I_2 is the second invariant of the deviatoric stress tensor and k is a history dependent hardening parameter. Below the threshold the material behaves elastically, according to generalized Hooke's law.

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \varepsilon_{kl}. \tag{2}$$

Above the threshold the so-called additive decomposition of strains is adopted [3]:

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^e + \varepsilon_{ij}^p. \tag{3}$$

If one rewrites the yield function in (1) as

$$F(\sigma, k) = 0. \tag{4}$$

The plastic strain rate can be obtained as

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^p = \dot{\lambda} \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}}. \tag{5}$$

where the consistency parameter $\dot{\lambda}$ is a non-negative function which obeys standard Kuhn-Tucker complementarity conditions (loading-unloading),

$$\dot{\lambda} \geq 0,\ F(\sigma,\kappa) \leq 0,\ \text{and}\ \dot{\lambda}F(\sigma,\kappa) = 0, \tag{6}$$

and the consistency requirement

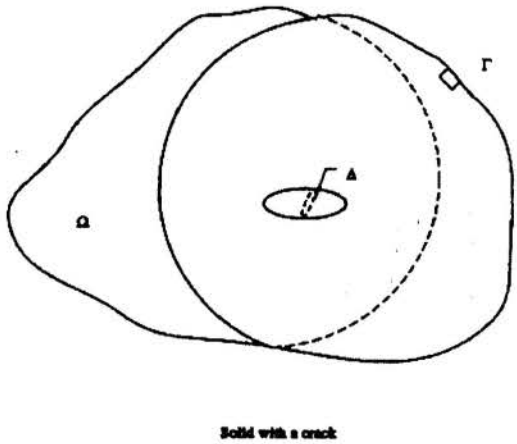
$$\dot{\lambda}\dot{F}(\sigma,\kappa) = 0. \tag{7}$$

3. ELASTIC-PLASTIC FRACTURE MECHANICS

It was not until the late 1960's that a fracture mechanics theory was developed for elastic-plastic material. The first papers to study the problem of a crack in an elastic-plastic medium were published on the same volume of the Journal of Mechanics and Physics of Solids, by Hutchinson (1968), and Rice and Rosengren (1968). Both achieved similar conclusions about the stress fields and the singularity around the crack tip, but their studies were done using the so-called deformation theory of plasticity. This theory is in reality a nonlinear elasticity theory, and the results should be taken only where no unloading is present. Their work is, however, of great value due to its originality and the stress and strain fields they obtained are still being used and improved upon nowadays. The field of elastic plastic fracture mechanics has expanded to a fully grown branch since, and numerous significant contributions exist both on theoretical and on numerical aspects, for crack tip plasticity and crack propagation in elastic-plastic materials.

3.1 **Crack Propagation**

At the tip of a sharp crack in a ductile material, plastic deformation will undoubtedly occur. To evaluate the amount of plastic straining and to calculate the propagation direction and area increase of a flaw in a ductile solid are some of the objectives of this research.



Solid with a crack

Figura 1

The proposed crack propagation algorithm is based on a discretization of the continuous three-dimensional problem into finite elements, with a subsequent post-processing of the results in order to evaluate the direction of the maximum energy release rate. To properly define the energy release rate one should first separate the different energy (and dissipation) components in a system. It should be pointed out that the same process can be observed from a 'global' point of view which cannot recognize a single crack, or from a 'local' point of view which only looks at the effects at the tip of the crack. These two approaches, though different in scale, should (and do) provide the same answers.

Defining a solid body $\Omega+\Gamma$, with boundary Γ, and a crack defined by a surface Δ (figure 1). Let s_{ij} and ε_{ij} be the stress and strain components in the body, u_i the displacement components. Let all the parameters depend on a loading (pseudo-time) function t. The pseudo-time derivative will be used in the following (as opposed to the time, or dot, derivative) to emphasize the static nature of the problem being modeled. The energy components at the global level for a slow crack growth model in an elastic-plastic body (with or without a propagating crack) are as follows.

Internal Energy:

$$U = \frac{1}{2}\int_{\Omega} \sigma_{ij}\, \varepsilon_{ij}^{e}\, d\Omega. \tag{14}$$

Plastic dissipated energy:

$$D = \int\int_{\Omega} \sigma_{ij}\, \frac{\partial \varepsilon_{ij}^{p}}{\partial \tau}\, d\Omega d\tau. \tag{15}$$

Work done by external loads:

$$W = \int\int_{\Gamma_\sigma} \sigma_{ij}\, \frac{\partial u_i}{\partial \tau}\, n_j\, d\Gamma\, d\tau. \tag{16}$$

Where the integration is carried out only for the portion of the boundary Γ subject to external loads, as indicated by the integration domain in the equation.

At the local level, the only dissipative contribution is the work done by release of crack tip stresses:

$$C = \int\int_{\Delta\Lambda} \sigma_{ij}^{\Lambda}\, \frac{\partial u_i^{\Lambda}}{\partial \tau}\, n_j\, d\Lambda d\tau. \tag{17}$$

The global energy release rate can be defined as the rate of change of power (external power, less plastic dissipation less internal) with respect to the change in crack area:

$$G_g = \frac{\left(\frac{\partial W}{\partial \tau} - \frac{\partial U}{\partial \tau} - \frac{\partial D}{\partial \tau}\right)}{\frac{\partial}{\partial \tau}\int_{\Lambda} d\Lambda}. \tag{18}$$

Another form to present the same global energy release rate, more suitable for computation, would be:

$$G_g = \Big(\int_{\tau_1}^{\tau_2} \int_{\Gamma_\sigma} \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial \tau} n_j \, d\Gamma d\tau - \frac{1}{2} \Big[\int_{\Omega(\tau_2)} \sigma_{ij}(\tau_2) \varepsilon_{ij}^{e}(\tau_2) \, d\Omega - \int_{\tau_1}^{\tau_2} \int_{\Omega} \sigma_{ij} \frac{\partial \varepsilon_{ij}^{p}}{\partial \tau} \, d\Omega d\tau \Big) \Big/ \Big(\int_{\Lambda} d\Lambda(\tau_2) - \int_{\Lambda} d\Lambda(\tau_1) \Big) . \tag{19}$$

A phenomenon must have the same behavior when observed from different points of view. It is intuitive thus (and has been proved) that the energy release rate should be the same for global and local observers.

The local energy release rate is defined as the rate of change of dissipation due to crack extension with respect to change in crack area:

$$G_l = \frac{-\dfrac{\partial C}{\partial \tau}}{\dfrac{\partial}{\partial \tau} \int_{\Lambda} d\Lambda} . \tag{20}$$

Or, again, in incremental form:

$$G_l = \frac{\left(-\int_{\tau_1}^{\tau_2} \int_{\Delta\Lambda} \sigma_{ij}^{\Lambda} \frac{\partial u_i^{\Lambda}}{\partial \tau} n_j \, d\Lambda d\tau \right)}{\left(\int_{\Lambda} d\Lambda(\tau_2) - \int_{\Lambda} d\Lambda(\tau_1) \right)} . \tag{21}$$

There are three basic questions to answer for every point of the crack tip, which in three dimensions is defined by a curve: does it grow? In what direction does it grow? And, How much does it grow?

The distinction between these three questions is very important, the first one is solved through the concept of a critical energy release rate (or a critical stress intensity factor), the second question is answered usually by a maximization of the energy release rate which is similar to a maximum dissipation criterion, the third question on the other hand has not been answered theoretically so far. Different models have been proposed, and the one adopted here is due to Lee and Liebowitz (1978), which is based on the experimental observation that the change in crack length is proportional to the change in plastic energy, and in a proportionality between the crack tip opening angle at the crack front and the relative growth of that point. For three-dimensional solids it should be stated that the change in crack area is proportional to the change in plastic energy.

Another question which arises specifically in three dimensional problems is the proportional growth of each point on the crack tip curve, since the energy concepts are 'body' concepts. This will be solved using the crack tip opening angle to determine the proportionality factor.

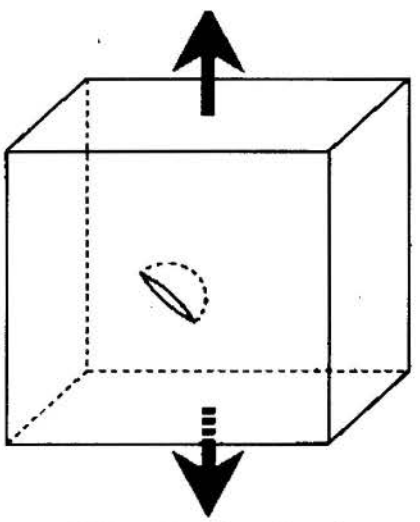
5. ADAPTIVE FINITE ELEMENT METHOD

In recent years, the adaptive finite element methods have become increasingly popular

both in the research and the design circles due to its simplicity and affordable computer power. Three-dimensional problems are starting to get some of this attention, though the computer requirements for such problems are still beyond most design rooms (or economically not viable). For computational fluid dynamics the finite element method is now extensively applied in three dimensional problems. The field of adaptive finite element method can be divided into error estimators (or indicators) and mesh adaptation. These two subareas combine such that the optimization of the finite element grid tends to minimize the estimated error, thereby minimizing the actual error. Both subareas are quite independent though, and will be discussed separately.

5.1 Error Estimators

The two excellent papers by Strouboulis and Haque (1992) cover more than will be attempted here and are referenced for further insight. Error estimators are an attempt to bound the numerical results of the finite element method with a precision cap, assuring theoretically the desired convergence. Recent literature on the subject abounds and, therefore, there is little agreement on nomenclature. We will divide the methods, for purpose of exclusion, into three types: extrapolation methods, residual methods and flux projection methods. The later will be described in more detail since it was adopted in the present work.



Cube with a slanted crack.

Figura 2

Extrapolation methods are generally used for *p*-type mesh adaptation algorithms and consist in computing two solutions with different accuracies and estimating the error by the difference between the two interpolations. Normally only the higher polynomial interpolation solution needs to be carried out since the solution for a lower order shape function can be extracted from it. These methods are though quite cumbersome (or time consuming, if one wants to avoid the lower order solution extraction) and are not for general application.

Another form of estimating the error in a finite element solution is to put the results back into the differential equations in a local sub-domain and to compute the error locally. These are the residual methods, which can be divided according to the choice of the local sub-domain. If the error is computed for every single element it is called an element residual method, whereas if a patch of elements is used it is said to be a sub-domain residual scheme.

Flux projection estimates have achieved great popularity in the engineering community due to the simplicity of their arguments. The solution is compared with a prediction of the analytical solution which is usually obtained by making the flux (stresses or strains, for our case) between elements continuous. There are different ways of obtaining a flux continuous solution, the most popular being the one due to Zienkiewicz and Zhu (1987), which consists of interpolating the stresses within a patch of elements surrounding the node under evaluation. In this research the adopted technique was a modification of the Zienkiewicz and Zhu superconvergent error estimator (1992). The Zienkiewicz and Zhu superconvergent patch stress recovery technique. In this work, strains were used to measure the error, but the technique still would not yield accurate results. The modification on the

process consisted of calculating the projected strains as a least squares fit of the Gauss-point element strains over a patch of elements surrounding the particular node where the strain is being projected.

5.2 Mesh optimization

There are four basic schemes of mesh optimization currently in use (Menandro, 1995). The adaptive methods usually consist of more than one of those schemes combined. The schemes are:

- Refinement (*h*-methods);
- Remeshing (*m*-methods);
- Enrichment (*p*-methods);
- Relocation (*r*-methods).

Refinement methods consist in subdividing the elements into smaller ones, according to the local error in each element.

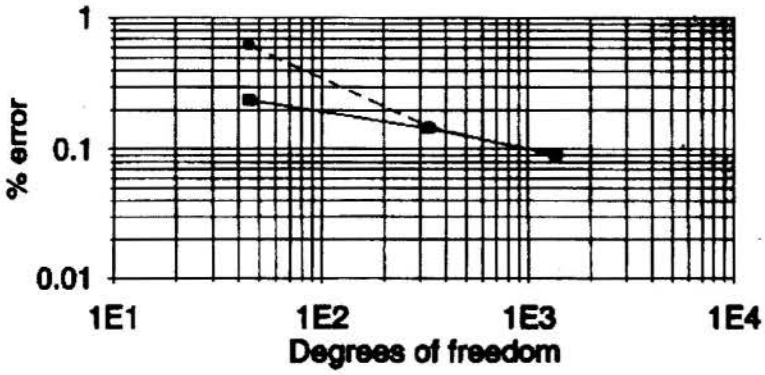


Figura 3

The *m*-methods need a mesh generation routine coupled with the code to work. They consist in simply abandoning the previous mesh and generating a new one, which better represents the problem in question. A new mesh density is calculated from the obtained error throughout the model and a new mesh is generated according to a pre-selected target error specification. This was applied in this research.

Enrichment schemes consist in increasing the polynomial order (hence *p*-methods) of the interpolation functions for each element, according to the estimated error. A disadvantage of these methods is the obvious increase of the bandwidth for the system, whereas not making changes in the mesh is the strongest advantage.

Relocation implies moving the nodes without altering the topology of the mesh. This method is usually adopted in conjunction with refinement or remeshing methods to preserve acceptable aspect ratios for the mesh. It will also be used in this project.

6. CONCLUSION

By testing different algorithms for mesh adaptation it was noticed that the faster, and more reliable, convergence rate was for the modified Zienkiewicz-Zhu superconvergent technique. Figure 2 shows a cube with a slanted crack, which was used as a test problem. Figure three shows the convergence plot for this technique and another stress smoothing technique which considers the inverse of the distance to the Gauss point as a weighing factor for the averaging of strains at the nodes. The dotted line, which corresponds to Modified Zienkiewicz-Zhu (Least squares average), shows faster convergence than the Inverse distance algorithm. The application of a remeshing technique for a three-dimensional problem was also innovative and proved successful. The crack propagation features were analyzed qualitatively

and showed adequate performance, the propagated ends turning towards a mode 1 direction. The field of three-dimensional crack propagation is still open, but the energy methods seem to perform adequately when combined with a reliable adaptive technique.

7. REFERENCES

SIMO, J. C. AND HUGHES, T. J. R., *Elastoplasticity and Viscoplasticity, Computational aspects*, draft, 1988.

HUTCHINSON, J. W., Singular behaviour at the end of a tensile crack in a hardening material, *J. Mech Phys Solids*, 16, pp. 13-31, (1968).

HUTCHINSON, J. W., Plastic stress and strain fields at a crack tip, *J. Mech Phys Solids*,16, pp. 337-347, (1968).

RICE, J. R., AND ROSENGREN, G. F., Plane strain deformation near a crack tip in a power-law hardening material, *J. Mech Phys Solids*,16, pp. 1-12, (1968).

LEE, J. D. AND LIEBOWITZ, H., Considerations of crack growth and plasticity in finite element analysis, *Computers & Structures*, 8, pp. 403-410 (1978).

STROUBOULIS, T. AND HAQUE, K. A., Recent experiences with error estimation and adaptivity, Part I: Review of error estimators for scalar elliptic problems, *Comp. Meth. in Appl. Mech. and Eng.*, 97, pp. 399-436, (1992).

STROUBOULIS, T. AND HAQUE, K. A., Recent experiences with error estimation and adaptivity, Part II: Error estimation for *h*-adaptive approximations on grids of triangles and quadrilaterals, *Comp. Meth. in Appl. Mech. and Eng.*, 100, pp. 359-430, (1992).

ZIENKIEWICZ, O. C. AND ZHU, J. Z., A simple error estimator and adaptive procedure for practical engineering analysis, *Int. J. for Numer. Meth. in Eng.*, 24, 337-357, (1987).

ZIENKIEWICZ, O. C. AND ZHU, J. Z., The superconvergent patch recovery and *a posteriori* error estimates. Part 1: The recovery technique, *Int. J. for Numer. Meth. in Eng.*, 33, 1331-1364, (1992).

ZIENKIEWICZ, O. C. AND ZHU, J. Z., The superconvergent patch recovery and *a posteriori* error estimates. Part 2: Error estimates and adaptivity, *Int. J. for Numer. Meth. in Eng.*, 33, 1365-1382, (1992).

MENANDRO, F. C. M., *An Algorithm for Three-dimensional Elastic-plastic Adaptive Finite Element Crack Propagation*, Doctoral Dissertation, The George Washington University, 1995.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1271

INFLUÊNCIA DA EMISSÃO DE DISCORDÂNCIAS SOBRE A TRANSIÇÃO FRÁGIL-DÚCTIL

Maria Angela Loyola de Oliveira * & Gerard Michot**
*Departamento de Engenharia Mecânica -Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espirito Santo - Brasil.
**Laboratoire de Physique du Solide et Sciences des Matériaux - Ecole des Mines de Nancy - INPL – France

Abstract

In-situ syncrotron observations of loaded pre-cracked silicon single crystals at high temperature allowed for a better understanding of the conditions for dislocation nucleation and development and, consequently, a better comprehension of the origins of the brittle to ductile transition. For a given load rate it can be considered that when the test is accomplished at transition temperature there is a balance between increase of applied stress and increase in the number of dislocations emitted generating a stress field opposed to the applied and causing a retardation of the critical rupture condition given by $K_{ef} = K_{IC}$. Such phenomenon occurs due to the interaction between the stress fields from the crack and the dislocations (shielding). It has been observed that the dislocations are emitted preferably from defects on the crack tip, heterogeneously, which involves the introduction of the crack tip quality as a supplementary parameter. Furthermore, it is shown that in the absence of dislocation emission a variation of the notch curvature radius can occur, which recalls the interest for the crack tip blunting based models. This geometric variation of the crack tip can occur either by plastic deformation, caused by the emergence of dislocations on the crack tip when these are located in preferred planes, or by superficial atomic diffusion which occurs preferably on the highly stressed surface. Experimental results show that, when the crystalline perfection is sufficient, the dislocation nucleation can be inhibited. This supposes that the brittle to ductile transition temperature measurements taken to this date are approximate and that this is not an intrinsic characteristic of the material. Pre-cracked specimens were loaded at high temperature (650 to 800° C) during a period that varied from a few minutes to a few hours and then ruptured at room temperature: the observed toughness increase ΔK is quantified and depends on the applied load and on the time of heat treatment..

Palavras Chave

Trincas, transição frágil - dúctil, discordâncias, zona plástica, fator de intensidade de tensões.

1 - INTRODUÇÃO

O conhecimento dos mecanismos envolvidos na transição frágil-dúctil dos materiais é de grande interesse científico e tecnológico. No aspecto tecnológico, quando se pretende conhecer a resposta do material a uma determinada solicitação a temperaturas muito altas ou muito baixas. A escolha de um material para trabalhar a essas temperaturas críticas está condicionada à esta resposta, ou seja, a sua capacidade de manter a

integridade estrutural em condições críticas. Quanto ao aspecto científico, os estudos sobre o comportamento frágil ou dúctil dos materiais, as condições de modelamento deste comportamento, as restrições ou limitações a estes modelos, formam hoje a fundamentação teórica para a pesquisa de novos materiais e suas aplicações.

2 -ASPECTOS FUNDAMENTAIS

2.1 **Fragilidade x Ductilidade**

Define-se temperatura crítica de transição frágil-dúctil de um material (Tc) como a temperatura na qual o mesmo muda de comportamento quanto à fratura passando de uma fratura no regime elástico (frágil) para uma fratura precedida por deformações plásticas (dúctil). Trabalhos anteriores em vários materiais reportam que Tc não é uma característica intrínseca do material, dependendo tanto das características intrínsecas do mesmo, fortemente dependentes das ligações atômicas, como de parâmetros aleatórios de quantidade, forma e distribuição dos defeitos e de parâmetros operacionais, como por exemplo a velocidade de solicitação ou taxa de deformação.

A característica frágil ou dúctil do material pode ser medida por um parâmetro intrínseco do material : o fator de intensidade de tensões crítico K_c (geralmente para o modo I de abertura de uma trinca K_{Ic}), definido na fase elástica e função da energia de superfície γ.

Nos materiais frágeis, a condição de fratura é que esse fator de intensidade de tensões seja atingido, ou seja, que o fator de intensidade de tensões aplicado por carregamentos externos K_{ap} ultrapasse ou iguale o valor de K_C ($K_{ap} \geq K_c$).

Nos materiais dúcteis, no entanto, ao ser solicitada, a trinca pode emitir defeitos, ou interagir com defeitos existentes, de forma que deve ser considerado o fator de intensidade de tensões induzido por esses defeitos. Passa-se então a definir um fator de intensidade de tensões efetivo $K_{ef} = K_{ap} + K_d$, sendo K_d o fator de tensões induzido pelos defeitos. Neste caso, o critério de propagação da trinca passa a $K_{ef} > K_c$.

Em geral os defeitos aqui considerados são as discordâncias que podem acarretar dois efeitos: "Shielding"ou "Blunting" (De Oliveira, 1994).

"Shielding"

Se o valor de K_d tem sinal contrário ao de K_a então K_a. $K_d < 0$, o campo de tensões gerado pelas discordâncias é de sentido contrário ao aplicado, então, em um momento qualquer $K_{ef} < K_{ap}$, diz-se que ocorre Shielding ou proteção da trinca contra a propagação já que o valor de K_{ap} pode ultrapassar o valor de Kc sem que haja ruptura

"Blunting"

As discordâncias, adquirindo mobilidade podem se aproximar da superfície da trinca e emergir, provocando alteração na geometria da trinca (embotamento) o que altera a distribuição das tensões e consequentemente o valor de K_{ap}. Este embotamento da trinca também pode decorrer da difusão atômica superficial, preferencial na região altamente tensionada (aresta da trinca).

2.2 Fatores que afetam a transição frágil-dúctil.

Sejam $\dot{K} = \frac{dK}{dt}$ (variação do fator de intensidade de tensões) , e

$\dot{K}_{ef} = \dot{K}_{ap} + \dot{K}_d$

A medida da temperatura de transição frágil dúctil pode ser feita através de testes com $\dot{K}_{ap} = constante$, a várias temperaturas (Fig. 1)

Para uma temperatura T_1 se $|\dot{K}_d| < \dot{K}_{ap}$, o valor de K_{ef} deverá aumentar até atingir o valor crítico Kc quando ocorrerá a fratura; nesse caso, o material é frágil. Para uma temperatura $T_2 > T_1$, se $|\dot{K}_d| > \dot{K}_{ap}$, existe uma compensação entre o crescimento de K_{ap} e o crescimento de K_d, $\dot{K}_{ef}$ é baixo, de forma que o valor de K_c não é alcançado. Define-se então a temperatura crítica de transição como um valor $T_1 < T_c < T_2$ para a qual ocorre a mudança de comportamento, tal que um valor de $K_{ap} \geq 1{,}5\ K_{IC}$ não cause a ruptura do material.

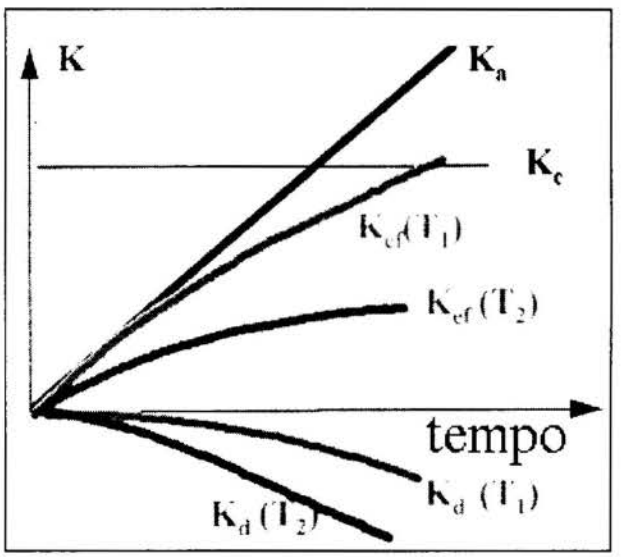


Fig 1 - Transição frágil dúctil em função do crescimento da taxa de crescimento de K_d

Quaisquer que sejam os parâmetros que afetam a transição frágil-dúctil, sabe-se que a plasticidade do material é fortemente atrelada à quantidade e mobilidade de discordâncias e que esta mobilidade é variável com a temperatura segundo (François et al, 1995).

$$v = v_0 \left(\frac{\tau}{\tau_0}\right)^m \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \qquad (1)$$

onde v_o é a mobilidade a temperatura ambiente, τ/τ_0 é a relação entre a tensão aplicada e a tensão de escoamento, E é a energia de ativação e m constante do material.

Experiências executadas (Michot, 1988) no silício monocristalino (material frágil com K_{Ic}=0,7 MPa $m^{1/2}$) comprovam que essa fragilidade está ligada à imobilidade das poucas discordâncias existentes, à temperatura abaixo de 650^{0}C.

A partir de temperatura em torno de 650^{0}C, o material solicitado começa a emitir discordâncias a partir da ponta da trinca, observando-se a partir daí um aumento de ductilidade no silício após a formação da zona plástica.

Outro fator importante causador de dispersão na determinação de Tc é a velocidade de carregamento ou taxa de deformação. No silício, observações experimentais permitiram a correlação deste parâmetro através de uma lei do tipo Arhenius conforme apresentado na seguinte equação (Michot and George, 1989):

$$\frac{dK}{dt} \propto \exp-\left(\frac{Q}{kT_c}\right) \qquad (2)$$

onde Q é a energia de ativação para deslizamento das discordâncias e k é uma constante .

Em função do pequeno número de discordâncias existentes em materiais modelo tais como o silício, pode-se perguntar se a emissão de discordância nesses materiais frágeis não seria mais importante que a mobilidade das mesmas. As observações experimentais (Michot and George, 1989) revelam que a atividade plástica, a partir de solicitações a alta temperatura no silício é completamente heterogênea. Por exemplo em pontos da aresta da trinca existem pontos privilegiados por superposição de concentração de tensões como é o caso da interseção da aresta da trinca com a superfície da amostra, marcas de clivagem, defeitos geométricos etc.

Levando-se em conta o aspecto crítico do mecanismo de transição, é importante melhor caracterizar os aspectos de emissão, ou seja, as primeiras fontes, cuja ativação pode eventualmente impedir a ruptura frágil do material.

3 - PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS.

Para observação dos aspectos da emissão de discordâncias, foram utilizados corpos de prova de silício monocristalino com alto grau de pureza (material comercial fornecido pela IBM, em plaquetas finas).

A escolha do silício monocristalino deve –se a sua característica frágil permitindo-se estabelecer, com mais precisão, a transição dúctil frágil. Além disto a estrutura cristalina e planos de deslizamento são conhecidos o que permite uma facilidade de caracterização das discordâncias. Ele também é pouco absorvente aos Raios X, o que permite a utilização desta técnica, e apresenta características de transição em temperaturas operacionais.

Os corpos de provas são pré - trincados e solicitados a valores de (0,6 a 0,9) K_{IC} em temperaturas que variam de 600^0 a 1000^0c.

A observação da emissão de zona plástica é feita através de topografia de Raios X de alta intensidade feita no Syncrotron do Laboratoire d'Utilisation du Rayonement Eletromagnétique (LURE CNRS – Orsay – France), e o seu desenvolvimento é acompanhado através de uma vídeo câmara.

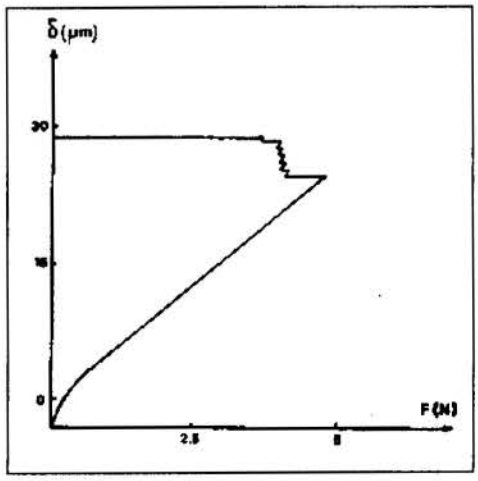


Fig. 2 . Gráfico carga X deformação obtido da máquina Instron

Após a plastificação do material, resfria-se rapidamente sob carga, "congelando-se" a zona plástica obtida. A amostra assim plastificada é inicialmente submetida aos RX convencionais para a caracterização dos sistemas de deslizamento existentes (plano e vetor de Burgers das discordâncias). Para esta caracterização são utilizados vários topogramas com diferentes vetores de

difração (como por exemplo, os apresentados na figura 3). Após esta caracterização a amostra é rompida à temperatura ambiente numa máquina Instron onde se registra o valor de K necessário à ruptura (K_{ef}) e a diferença entre este valor e o valor de K_{Ic} (ΔK) é registrada através da queda brusca no gráfico carga – deslocamento (F x δ) retirado da máquina.

Após a ruptura da amostra, utiliza-se figura de ataque e microscopia ótica ou eletrônica. Esta técnica permite a contagem do número de discordâncias emitidas, a observação dos pontos de emissão de discordâncias e da emergência das mesmas no plano de fratura.

4 - RESULTADOS E DISCUSSÃO

A fig. 3 mostra topogramas da ponta da trinca antes e depois da plastificação. Observa-se na fig.3a ausência de discordância e na figura 3b a presença de anéis de discordância emitidas durante a solicitação a 0,6 K_{Ic} e a 800^{0}C. Estes anéis estão emitidos a partir de pontos da aresta da trinca.

a b

Fig. 3 - Estado inicial da trinca(3a) depois da plastificação (3b)

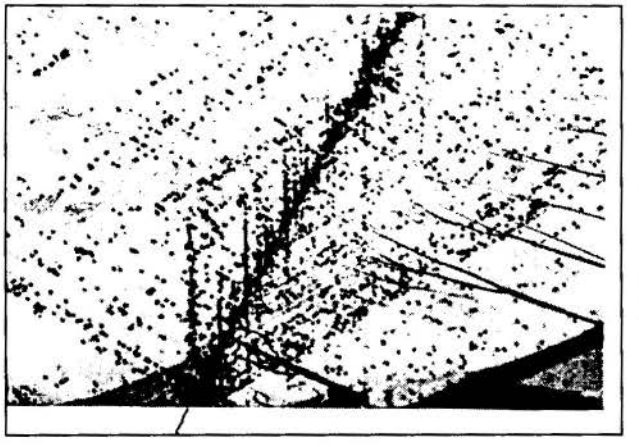


Fig. 4 - fontes de discordâncias a partir da aresta da trinca

A Fig. 4 mostra a superfície de fratura após "congelamento" da zona plástica. Observa-se as linhas de emissão de discordâncias a partir de pontos (fontes) preferenciais situados na aresta da trinca.

A Fig. 5 mostra uma superfície da fratura em MEV onde se observa pontos de emergência de discordâncias ao longo das marcas de rio sobre as superfície de clivagem.

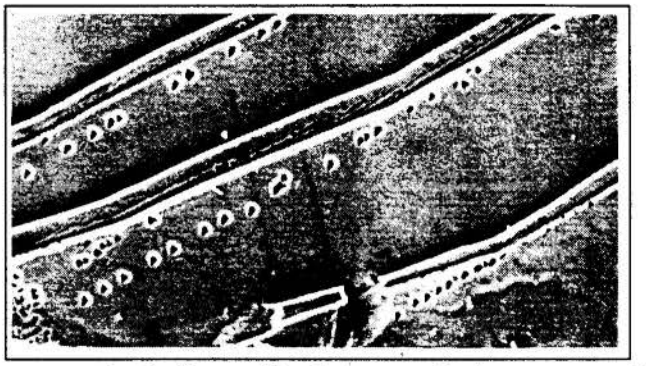


Fig. 5 - Pontos de emergencia de discordâncias a partir das marcas de rio (5000x)

Na Fig. 6 observa-se uma fonte de emissão de discordância a partir de um defeito na borda da amostra.

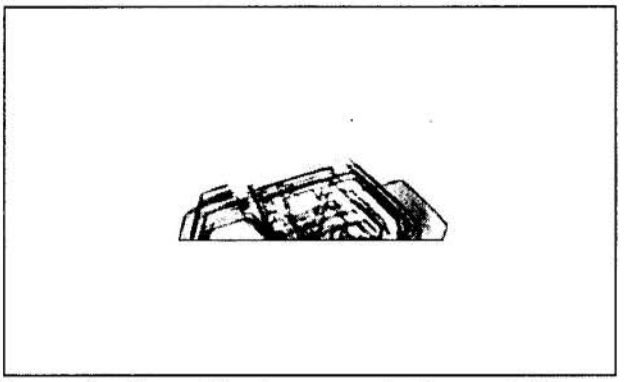


Fig. 6 - Fonte de discordâncias a partir de um defeito superficial

Pode- se constatar que os defeitos, distribuídos aleatoriamente, são os pontos de emissão das discordâncias neste material modelo praticamente livre de discordâncias originais. Quando ativadas termicamente estas fontes emitem discordâncias que, interagindo com a trinca, vão diminuir a fragilidade do material por efeito de "shielding" ou embotamento. Nos materiais dúcteis estes defeitos podem tanto agir como fontes ou multiplicadores de discordâncias, como também podem provocar um aumento da densidade das mesmas e o empilhamento que poderá aumentar a fragilidade do material.

No silício monocristalino observou-se que a indução da zona plástica pela emissão de discordâncias causa de 10% a 40 % de aumento no valor da tenacidade aparente do material ou seja, amostras rompidas após a plastificação apresentariam um valor de $\Delta K/K_{Ic}$ de 0,1 a 0,4, função da densidade de discordâncias e do tempo de permanência a alta temperatura. Em geral as zonas plásticas podiam ser observadas a partir de 1 min de solicitação.

A caracterização das zonas plásticas permitiu constatar que a diminuição de fragilidade deve-se em grande parte ao efeito de interação dos campos de tensão das discordâncias com a trinca ("Shielding") já que a geometria do deslizamento quase nunca permitia a emergência das discordâncias na aresta da trinca, ou seja, o plano de

deslizamento não contém a aresta da trinca, o que diminui a possibilidade de alteração da geometria da ponta da trinca por embotamento no caso específico deste material.

Em algumas amostras de silício, observou-se que a qualidade das superfícies tem grande influência sobre a emissão de discordâncias. Uma série de amostras de qualidade superior (sem defeitos na superfície), foi testada sem que pudessem ser emitidas discordâncias. Tal dificuldade de emissão sendo atribuída a ausência de defeitos-fontes.

Nestes casos, mesmo após mais de 2 horas solicitadas a alta temperatura até 0,9 K_{Ic}, algumas amostras não apresentaram discordâncias. Observou-se que a permanência da amostra a alta temperatura pode eliminar fontes de discordâncias, tornando-as mais difíceis de serem ativadas. Mesmo não apresentando zona plástica, estas amostras apresentaram valores de $\Delta K/K_{ic}$, queda na fragilidade, que é atribuída ao efeito de embotamento da trinca e de outros defeitos por efeito de difusão. Esta difusão ocorre devido a permanência à alta tensão e alta temperatura durante longo tempo (mais de ! hora) permitindo a mobilidade dos planos atômicos superficiais (Mullins, 1957). Formula-se então a hipótese de que o tempo de solicitação à alta temperatura é um outro fator influenciando sobre a transição dúctil-frágil, pela modificação da topologia da ponta da trinca, seja globalmente, aumentando o raio de curvatura da mesma, seja localmente eliminando as fontes através do embotamento que diminui a severidade dos defeitos existentes.

Outras experiências foram executados com o AsGa, (Koizumi et al, 1996)] em duas etapas, com amostras normais pré - trincadas e com amostras indentadas, com o objetivo de localizar a fonte de discordância para isolar o aspecto aleatório da emissão.

Também nas amostras normais de AsGa não foram emitidas discordâncias após longo tempo de solicitação a alta temperatura, mas nas amostras indentadas, o ponto de indentação gerou uma fonte de discordâncias que ao desenvolver-se e interagir com a aresta da trinca revelou-se como outra fonte de discordância geradora da zona plástica e de redução de fragilidade.

A técnica de indentação para emissão de discordância também é utilizada pela equipe de Oxford (Hirsh and Roberts, 1993).Uma das características das experiências em amostras indentadas é a presença de discordâncias perto da aresta da trinca as quais são criadas ao mesmo tempo que a trinca por indentação. Isto significa que a indentação, per si, é uma fonte de discordâncias. Esta eliminação do problema de geração e ativação de fontes de discordâncias conduz a uma diminuição drástica da temperatura crítica de transição.

5. CONCLUSÕES

A emissão de discordâncias a partir de defeitos é um fator importante sobre transição frágil-dúctil. No silício monocristalino e AsGa, materiais frágeis, observou-se que a aleatoriedade dos defeitos causa uma grande dispersão nos resultados de Tc.

A indentação das amostras promovendo um ponto privilegiado de emissão de discordâncias diminui a dispersão de resultados pela eliminação da aleatoriedade na localização e distribuição dos defeitos fontes ou multiplicadores de discordâncias.

A inexistência de defeitos dificulta a formação da zona plástica aumentando a temperatura de transição frágil dúctil, no entanto, mesmo sem a presença da zona plástica

o material pode ter sua tenacidade aparente aumentada em função da mudança da morfologia dos defeitos ou por embotamento das trincas causada, seja pela emergência das discordância existentes, seja pela difusão atômica das regiões tensionadas.

6. REFERÊNCIAS

DE OLIVEIRA M. A, *Tese de doutorado*, INPL, Nancy 1994

FRANÇOIS D., PINEAU A, ZAOUI A, *Comportement Mécanique des Matériaux - Elasticité et Plasticité*, Ed. Hermés , Paris, (1995).

MICHOT G. , GEORGE A, *Inst. Phys. Conf. Series*, 104, 385 (1989)

MICHOT G., Crystal Properties & Preparations , Vol 17 &18 pp55-58 Trans Tech Publ, Switzerland (1988)

MULLINS W. W., *J. Appl. Phys*, 28,33 (1957)

KOIZUMI H., MICHOT G., DE OLIVEIRA M. A L, *Communications in Colloque Plasticité*, Lans en Vercours, France (1996).

HIRSCH P. B. AND ROBERTS S. G., , *The Britle - Ductile Transition in Silicon*, Phil. Mag. A, Vol. 64, N°1, pp. 55-80 (1993).

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB154

CRACK GROWTH RESISTANCE CURVES IN WOOD MODELLED AS AN ORTHOTROPIC STRAIN-SOFTENING MATERIAL

Théophile MEHINTO, Gérard CHALANT, Sylvie IDRISSI-RONEL
Université des Antilles et de la Guyane (UAG)
Centre de Recherche Scientifique et Technologique de Guyane (CRSTG)
Laboratoire "Mécanique, Matériaux, Environnement" (LMME)
B.P. 792, F-97337 CAYENNE Cedex
Guiana Francesa

Abstract

This paper depicting resistance curves in wood is based on two concepts. Firstly, the fictitious crack model which takes into account the strain-softening behaviour of the material. Since wood is modelled as an orthotropic (radial R, longitudinal L and tangential T axes) medium, crack propagation along the grain in poplar had been studied using a nonlinear finite element method. Thus load (P)-load displacement (δ) curves have been deduced for three specimen geometries submitted to opening mode : the double cantilever beam (DCB), the compact tension (CT) and the single-edge notched in bending (SENB). Three crack configurations had been studied : TL, RL and TR. Secondly, the equivalent crack length concept is used, taking into account the effective length of the fracture process zone. From P-δ curves, the estimation of the equivalent crack length makes it possible to plot *R*-curves. The effects of initial crack lengths and specimen geometries are thus analyzed. The existence of a single - resistance versus crack extension - curve for each crack configuration makes it possible to predict fracture loads confirmed by experimental results. This successful comparison allows future research taking into account the behaviour of other wood species particularly tropical ones.

Keywords

Equivalent length, Finite elements, Fracture process zone, R-curves, Wood.

1. INTRODUCTION

Initially introduced to simulate crack propagation in concrete (Hillerborg *et al.*, 1976), the fictitious crack model has been applied to wood modelled as an orthotropic medium. Boström (1994) determined the complete stress-displacement relationship in Nordic redwood (*Pinus Sylvestris*) and showed that the possibility to theoretically determine the crack formation and propagation during wood drying. Adjanohoun (1991) studied crack propagation along the grain in poplar (*Populus Euramericana*) by a nonlinear finite element method. Load (P)-load displacement (δ) curves have been deduced for three specimen geometries of the same thickness submitted to opening mode.

The present paper shows how to compute resistance curves in wood from similarly obtained P - δ curves. The basic idea is to take into account the effective length of the fracture process zone and to use the equivalent crack length concept developed by Bazant *et al.* (1990)

or Elices *et al.* (1993). Therefore the effects of initial crack lengths and specimen geometries on the shapes and the plateau values of the resistance curves are analyzed.

2. K_R-CURVE APPROACH FOR WOOD

2.1 Definition

Crack growth resistance curves depict the fracture resistance during a subcritical crack propagation process. They are useful for damage tolerance predictions and for material control or selection. When based on the fracture toughness K_C concept, they are labelled K_R curves. Wood is modelled as a cohesive material and since K_C is a linear elastic fracture mechanics (LEFM) concept, the K_R -Δa curve (resistance curve versus crack extension) may be interpreted as the fracture resistance of an equivalent linear elastic material. Therefore computations of K_R are based upon an equivalent crack length which depends on an initial crack length and the effective crack extension (Figure 1). The curves plotted in dotted lines are curves of stress intensity factors for constant load values.

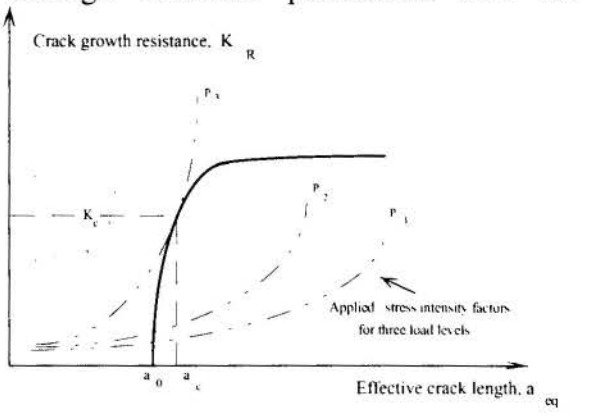


Figure 1 - Definition of K_R-curve (full line) and applied stress intensity factors (dotted lines) for different load levels

Subsequently, the unique K (a_{eq}, P = C^{st}) curve which develops tangency with the R-curve defines the critical values of P and K_R.

2.2 Simulation of crack propagation in wood using the fictitious crack model

For the numerical simulation of crack propagation, a non-linear finite element method has been developed. This method, widely explained elsewhere by Adjanohoun (1991) requires the knowledge of two parameters previously determined by experiments : w_m (maximal crack tip opening displacement) and σ_m (maximal stress defining the front of the cohesive crack).

The specimens are modelled as cracked structures and the boundary conditions on each edge of the crack are modified at each step until the stress at the crack tip reaches σ_m, then cohesive forces, displacements and stresses are computed.

2.3 The geometry of the specimens

Three specimen geometries have been studied (Figure 2) : the double-cantilever beam (DCB), the compact tension (CT) and the single-edge notched specimen in bending (SENB).

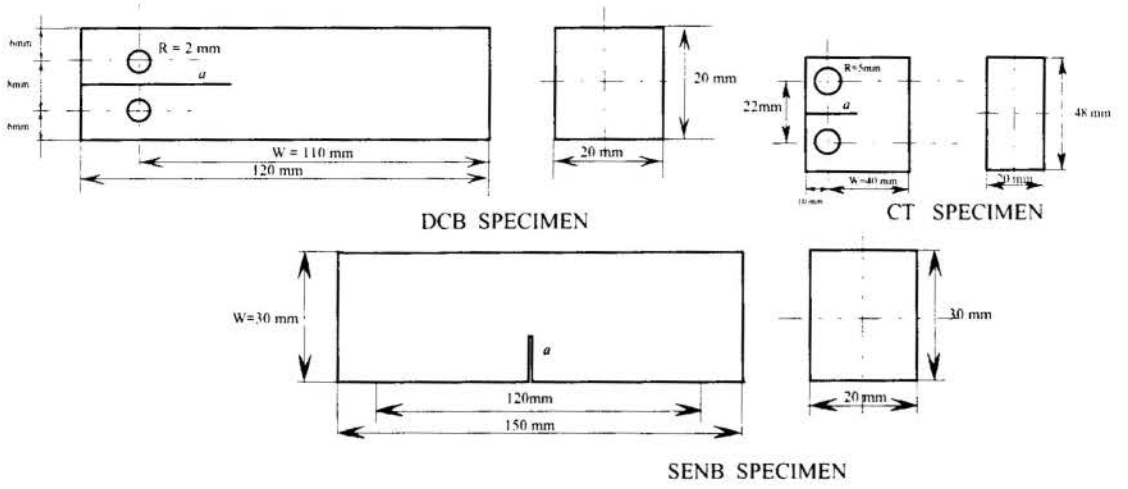


Figure 2 - The geometry of the three specimens

Three crack configuration were studied TL, TR and RL (the first letter denotes the direction of the normal to the crack plane and the second the direction of propagation)

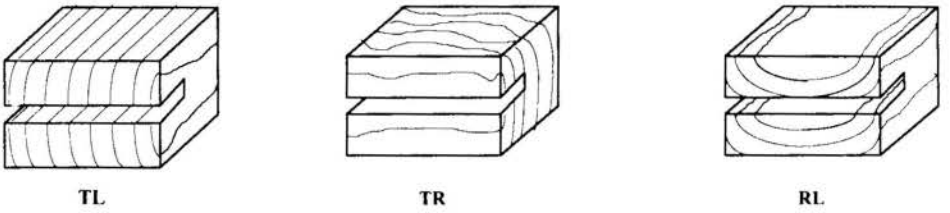


Figure 3 - The three configurations studied for wood

2.4 The equivalent crack length concept

The fundamental idea is to set an equivalence between the behaviour of a sample of the actual cohesive material and the behaviour of a linear elastic material which exhibits the same load P-crack mouth opening displacement (CMOD) response (Figure 4)

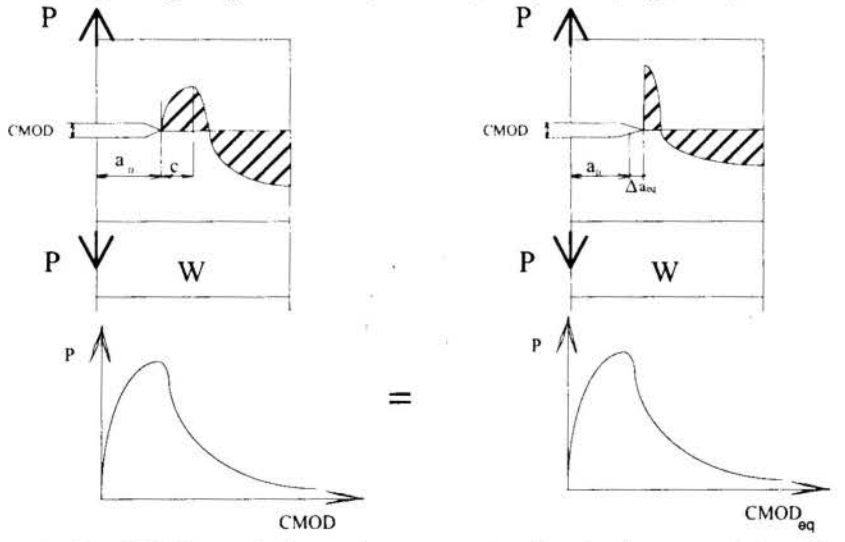


Figure 4 - P - CMOD equivalence between actual (cohesive material) and equivalent (linear elastic material) sample (Elices *et al.*, 1993).

During crack propagation the fracture process zone grows with increasing load while still being attached to the crack tip (Figure 5). After the peak load, its length becomes quasi-constant and equals l_f.

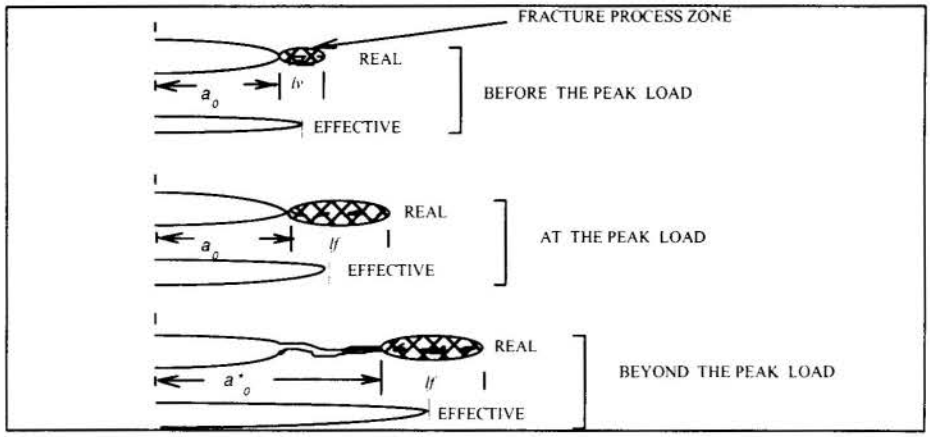


Figure 5 - Fracture process zone at different steps (Bazant *et al.*, 1990)

Estimation of a_{eq} is based on studies concerning other strain-softening materials such as concrete or ceramics (Bazant *et al.*, 1990). They locate the equivalent crack tip to be roughly at the middle of the fracture process zone. The approximation used in the proposed model is :

$$\begin{cases} a_{eq} = a_0 + \dfrac{l_v}{2} & \text{before the peak load} \\ a_{eq} = a_0^* + \dfrac{l_f}{2} & \text{after the peak load} \end{cases} \quad (1)$$

Then the global expression is :

$$K_R\,(a_{eq}, P) = \frac{P}{B\sqrt{W}} * f\left(\frac{a_{eq}}{W}\right) \quad (2)$$

B : specimen thickness W : longitudinal dimension of the specimen

$f\left(\dfrac{a_{eq}}{W}\right)$: a calibration polynomial (geometrical shape factor). The different calibration polynomials used in this section were detailed in a previous paper by Valentin *et al.* (1992).

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1 Computed load-displacement curves

An example of a calculated load-displacement curve is given in Figure 6 (Adjanohoun, 1991) for poplar (*Populus Euramericana*). It provides the parameters l_v and l_f necessary to determine a_{eq} and thus K_R.

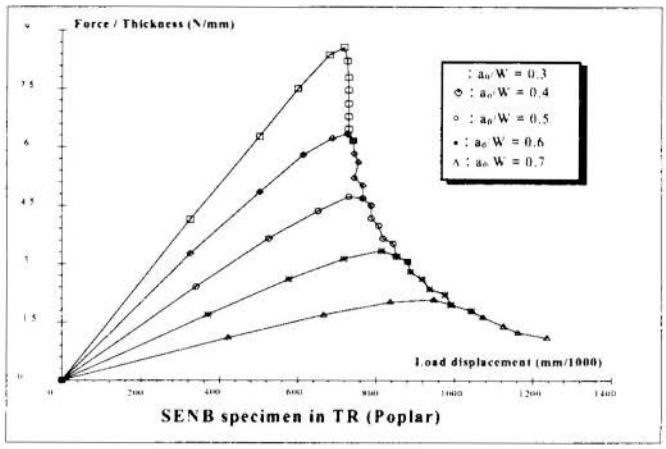
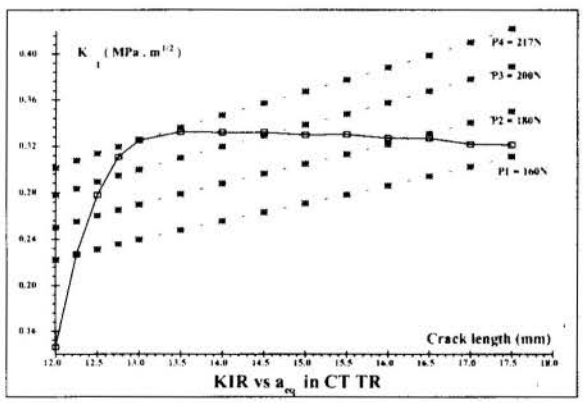


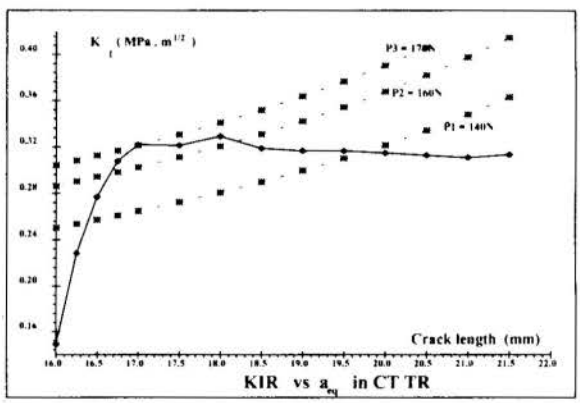
Figure 6 - Example of P-δ curve for SENB specimen in TR configuration (Adjanohoun, 1991)

3.2 *R*-curves : effect of the initial crack length

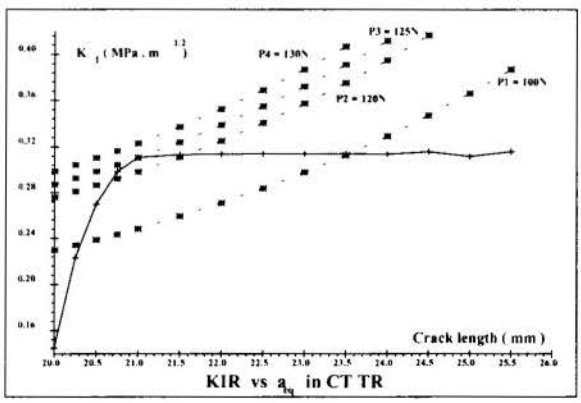
For the specimen geometries and the crack configuration described, K_{IR} curves have been plotted with various initial lengths ($\frac{a_0}{W}$ *equal to* 0.3, 0.4, 0.5, 0.6 *and* 0.7) by making vary the equivalent crack length a_{eq} . Thus the stress intensity factor are given according to the equations (1) and (2). The aim of this section is not to present all the *R*-curves but to ascertain some general trends. As shown in the examples (Figures 7), the profiles are almost identical. The slight decreasing mentioned in the ending parts of some curves (Fig. 7a, 7d, 7e) may be explained (Bazant *et al.*, 1990; Planas *et al.*, 1991) by a possible contraction of the fracture process zone due to the imminent end of the remaining ligament.

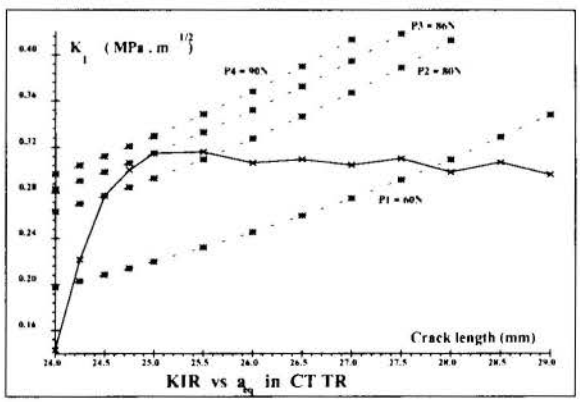


(7.a) : $a_0/W = 0.3$

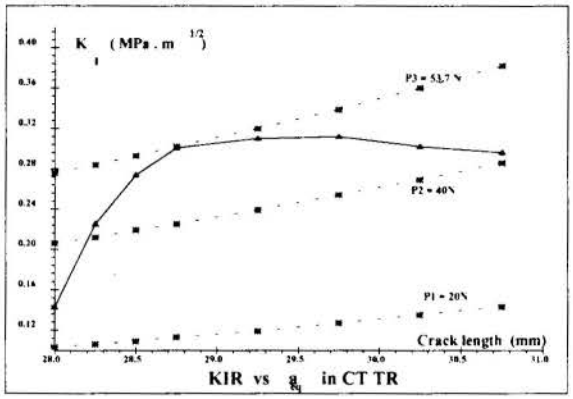


(7.b) : $a_0/W = 0.4$





(7.c) : $a_0/W = 0.5$ (7.d) : $a_0/W = 0.6$



(7.e) : $a_0/W = 0.7$

Figures 7 - K_{IR} curves (mode I) for CT specimen in TR configuration (Poplar)
In full lines : K_{IR} curves; In dotted lines : $K_I(a_{eq}, P=C^{st})$

3.3 *R*-curves : influence of the specimen geometry on critical values of K_{IR}

Table 1 shows the critical values of the K_{IR} curves for the different $\frac{a_0}{W}$ ratios. These values are almost the same from a specimen geometry to another for the same configuration and the same initial crack length.

Table 1 : Critical values of K_{IR} in mode I $(MPa * \sqrt{m})$ for Poplar

	a_0/W	CT	SENB	DCB
RL (E^* = 1488 MPa; l_{ch} = 3 mm)	0.3	0.552	0.555	0.550
	0.4	0.552	0.560	0.552
	0.5	0.553	0.564	0.551
	0.6	0.558	0.567	0.554
	0.7	0.558	0.576	0.548
	Mean Values	**0.554**	**0.564**	**0.551**
TL (E^* = 831 MPa; l_{ch} = 4.1 mm)	0.3	0.323	0.308	0.321
	0.4	0.325	0.310	0.322
	0.5	0.315	0.318	0.320
	0.6	0.324	0.320	0.321
	0.7	0.320	0.328	0.314
	Mean Values	**0.322**	**0.317**	**0.317**
TR (E^* = 416 MPa; l_{ch} = 4.1 mm)	0.3	0.325	0.316	0.318
	0.4	0.322	0.318	0.318
	0.5	0.311	0.317	0.316
	0.6	0.315	0.318	0.318
	0.7	0.310	0.329	0.317
	Mean Values	**0.316**	**0.319**	**0.317**

The quasi-independences upon the specimen geometries may be explained when calculating the slenderness ratios $\frac{W}{l_{ch}}$ (Table 2). The characteristic length l_{ch} for each specimen is defined by the relationship :

$$l_{ch} = \frac{E^* G_f}{\sigma_m^2} \tag{3}$$

G_f : fracture energy; σ_m : tensile strength; E^* : equivalent elastic modulus expressed in terms of the compliances α_{ij} :

$$E^* = \left\{ \left(\frac{\alpha_{11}\alpha_{22}}{2} \right) \left[\left(\frac{\alpha_{22}}{\alpha_{11}} \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{2\alpha_{12} + \alpha_{66}}{2\alpha_{11}} \right] \right\}^{-\frac{1}{2}} \tag{4}$$

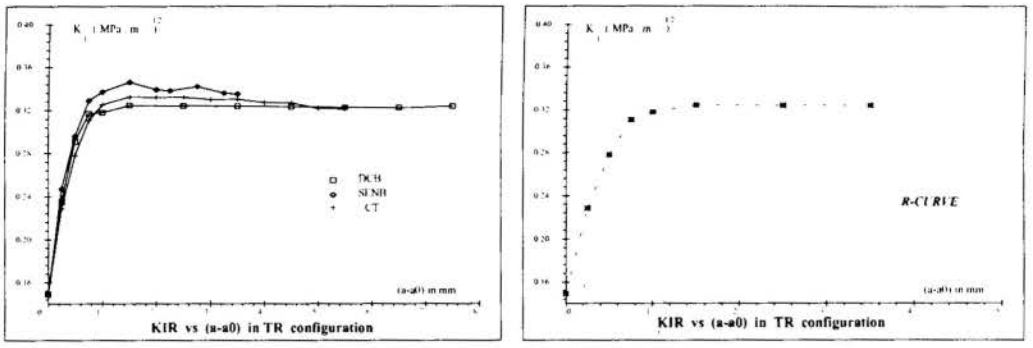
Clearly, the calculated W/l_{ch} ratios are always larger than 7. A connection may be made between these results and those of Elices *et al.* (1993) who stated the similarity of the R-curves in strain-softening materials for large sizes ($W/l_{ch} \geq 6$).

Table 2 : Values of the W/l_{ch} ratios to explain the similarity of the R-curves

		CT	SENB	DCB
W/l_{ch}	RL	10	13.3	36.7
	TL	7.3	9.7	26.8
	TR	7.3	9.7	26.8

3.4 K_R curves for each configuration

As a consequence of the preceding sections, a unique *R*-curve versus crack extension (a_{eq} - a_0) is derived for each specimen geometry and thus for the configuration (example given for TR orientation in Figures 8). It is the lower envelope of the series of the R-curves.



Figures 8 - R-curves in TR configuration as the lower envelope of the K_R curves

3.5 The use of K_R curves for prediction of fracture loads

The preceding section enabled the possibility of defining a unique R-curve for each configuration. A computation of predicted fracture loads is derived for the different specimens for different a_{eq} /W ratios. The process is as follow : using the theoretical value of K_R and the caracteristic (a_{eq}-a_0) obtained in the unique R-curve, calculate the value of the predicted load according to the relationship :

$$P = \frac{K_R \, B\sqrt{W}}{f(\frac{a_{eq}}{W})} \qquad (5)$$

Comparisons have been made with on some numerical results (Adjanohoun, 1991) as well as with experimental results (P_{max} and P_5 in Figures 9), provided by Al-Kaddour's work (1990). P_{max} denotes the maximum load and P_5 is the experimental load determined as follow : from the elastic slope of the load-displacement curve, plot the straight line the slope of which corresponds to 95% of the elastic one. Thus the intersection point between the curve and this straight line defines P_5.

These comparisons show a good agreement but generally an underestimation of the theoretical results upon the experimental ones. The reason is that the *R*-curves are defined as the lower envelopes in accordance with the standard practice for determination (ASTM, 1992).

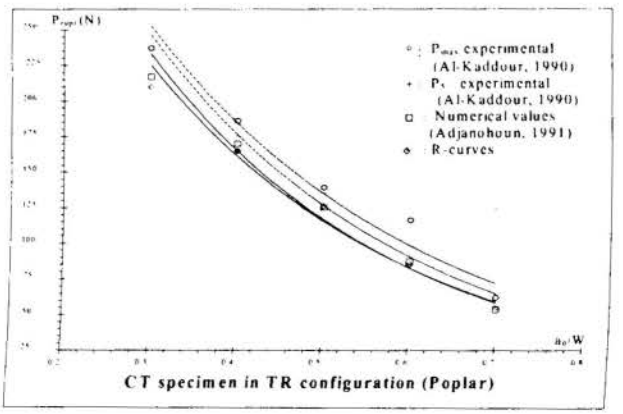


Figure 9 - Comparison of fracture loads

4. CONCLUSIONS

The novelty of this study was to develope a K_R-curve approach for crack propagation in wood modelled as a strain-softening and orthotropic medium. A previous work by a numerical simulated crack propagation using the fictitious crack model. The proposed model, based on the equivalent crack length concept enables the determination of such K_R-curves. For the range of initial crack lengths and slenderness ratios of the specimen geometries investigated, unique R-Δa curves for each configuration have been deduced, making it possible to calculate theoretical fracture loads. The successful comparison of these fracture loads with some experimental values as well as with other numerical results allows future research taking into account the influence of the slenderness ratios and the behaviour of other wood species.

5. ACKNOWLEDGMENTS

Part of this work was performed in the 'Laboratoire de Rhéologie du Bois' (UMR 123) of Bordeaux University. Another part of this work was done with financial suport of 'Institut Universitaire de Formation des Maîtres' Antilles - Guyane.

6. REFERENCES

ADJANOHOUN, G. Endommagement et Mécanique de la rupture du bois. Doctoral Thesis Report n° 657 Bordeaux University France, 1991.

AL-KADDOUR, G. Propagation de fissure dans un matériau orienté : ténacité et énergie de rupture. Doctoral Thesis Report n° 564 Bordeaux University France, 1990.

ASTM E 561-92a. Standard practice for *R*-curve determination. *Annual book of ASTM Standards*, Vol. 03-01 pp. 600-611, 1992.

BAZANT Z.P. & KAZEMI M.T. Size effect in fracture of ceramics and its use to determine fracture energy and effective process zone length, *Journal of American Ceramics Society*, Vol. 73 pp. 1841-1853, 1990.

BOSTRÖM, L. The stress-displacement relation of wood perpendicular to the grain - Part 1: Experimental determination of the stress-displacement relation, *Wood Science and Technology*, Vol. 28 : 309-317 1994.

BOSTRÖM, L. The stress-displacement relation of wood perpendicular to the grain - Part 2: Application of the Fictitious Crack Model to the Compact Tension specimen, *Wood Science and Technology*. Vol. 28 : 319-327, 1994.

ELICES M. & PLANAS, J. The equivalent elastic crack - Part 1: Load-Y equivalences. *International Journal of Fracture*, Vol. 61 n° 2, pp. 159-171, 1993.

HILLERBORG, A., MODEER, M. & PETERSSON, P.E. Analysis of crack formation and crack growth in concrete by means of fracture mechanics and finite elements, *Cement and Concrete Research.*, Vol 6, pp. 773-782, 1976.

MEHINTO, T. & VALENTIN, G. Application du modèle de la fissure fictive à la détermination de courbes de résistance dans le bois. *Cahiers de Rhéologie*, Vol. XI n° 2, pp. 58-71, 1993.

PLANAS, J. & ELICES, M. Nonlinear fracture of cohesive materials, *International Journal of Fracture,* Vol. 51 pp. 139-157, 1991.
VALENTIN, G. & ADJANOHOUN, G. Applicability of classical isotropic fracture mechanics specimens to wood crack propagation, *Materials and Structures*, Vol. 25 pp. 3-13, 1992.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB184

CONTINUUM DAMAGE PROBLEMS SOLVED BY THE SPLITTING TECHNIQUE IN CONNECTION WITH FINITE ELEMENT METHOD

Stella Maris Pires-Domingues[1], Heraldo Costa-Mattos[1] & Fernando Alves Rochinha[2]
[1]*Mechanical Engineering Department, Universidade Federal Fluminense - UFF*
CEP 24210-240, Niterói, RJ, Brazil - E-mail: maris@caa.uff.br
[2]*Mechanical Engineering Program, EE-COPPE/UFRJ, Universidade Federal do Rio de Janeiro*
CEP 21945-970, Rio de Janeiro, RJ, Brazil - E-mail: faro@labmf1.com.ufrj.br

Abstract

Different continuum damage theories for elastic materials have been proposed in the last years. In order to avoid the loss of well-posedness in the post-localization range, some continuum damage theories for elastic materials introduce higher order gradients of the damage variable in the constitutive model. Although such theories allow a mathematically correct modeling of the strain localization phenomena, they are usually considered very complex to handle from the numerical point of view. The present work is concerned with the numerical implementation of a gradient-enhanced damage theory for elastic materials. A simple numerical technique, based on the finite element method, is proposed to approximate the solution of the resulting nonlinear mathematical problems. The coupling between damage and strain variables is circumvented by means of a splitting technique.

Keywords

Damage Mechanics; Finite Elements; Splitting Technique.

1. INTRODUCTION

Since the local damage theories, see Kachanov, L. M. (1986) and Lemaitre, J. *et al.* (1990), that lead to a physically unrealistic description of strain localization phenomena, some alternative approaches have been proposed in the last years, see Bazant, Z. P. *et al.* (1991), Costa Mattos *et al.* (1992), Frémond, M. *et al.* (1996), Costa Mattos *et al.* (1995) and Pires-Domingues, S. M (1996), for example. The present paper deals with an alternative theory in which the continuum is supposed to possess a microstructure. Since damage results from microscopic movements, it is proposed a re-form of the kinematics and of some basic governing principles of the classical Continuum Mechanics in order to account for such "micromovements". The constitutive equations are developed within a thermodynamic framework - the free energy is supposed to depend not only on the strain and the damage variable but on the damage gradient as well. Besides, to account for microscopic effects, the power of the internal forces depends not only on the velocity and its gradient, but also on the damage velocity and its gradient

The main goal of the present paper is to present a numerical technique for approximating the resulting nonlinear mathematical problems. The coupling between damage and strain is circumvented by means of a splitting technique which allows to solve the nonlinear problem

through a sequence of simpler linear problems. This technique requires, at each time step, the solution of two problems: one similar to an equilibrium problem in linear elasticity and the other similar to a heat transfer problem in a rigid body. In order to assess the main features of the numerical method, an example is presented, in particular the numerical computations show that the proposed method is not mesh dependence.

2. MODELING

A body is defined as a set of material points B which occupies a region Ω of the Euclidean space at the reference configuration. In this theory, besides the classical variables that characterize the kinematics of a continuum medium (displacements and velocities of material points), an additional scalar variable $\beta \in [0,1]$, is introduced. This variable is related with the links between material points and can be interpreted as a measure of the local cohesion state of the material. If $\beta = 1$, all the links are preserved and the initial material properties are preserved. If $\beta = 0$ a local rupture is considered since all the links between material points have been broken. The variable β is associated to the damage variable D by the following relation: $\beta = 1 - D$. Since the degradation is an irreversible phenomena, the rate $\dot{\beta}$ must be negative or equal to zero. A detailed presentation of the basic principles that govern the evolution of such kind of continuum can be found in Costa Mattos *et al.* (1995) and Pires-Domingues, S. M (1996). A summary of the basic principles are presented in this section. For the sake of simplicity the hypothesis of quasi-static and isothermal processes is adopted throughout this work. Besides it is also assumed the hypothesis of small deformation and consequently the conservation of mass principle is automatically satisfied.

2.1 The Principle of Virtual Power

Let a body B that occupies a region $\Omega \subset R^3$ with a sufficiently regular boundary Γ be subjected at each time instant t to external forces $g(t) : \Gamma_2 \subset \Gamma \rightarrow R^3$, $b(t) : \Omega \rightarrow R^3$ to external microscopic forces $p(t) : \Omega \rightarrow R$, $q(t) : \Gamma_2 \subset \Gamma \rightarrow R$ and to prescribed displacements $u(t) = \bar{u}(t)$ at $\Gamma_1 \subset \Gamma$, where $\Gamma = \Gamma_1 \cup \Gamma_2$ and $\Gamma_1 \cap \Gamma_2 = 0$. In a general form, the principle of Virtual Power can be expressed as:

$$\pi_{int} + \pi_{ext} = 0 \tag{1}$$

for any admissible variations of the fields (u and β) that characterize the kinematics of the medium. The power π_{int} of the internal generalized forces σ, F and H can be written as:

$$\pi_{int} = -\int_{\Omega} (\sigma \cdot \nabla \tilde{u}) dV - \int_{\Omega} (F\tilde{\beta} + H \cdot \nabla \tilde{\beta}) dV \tag{2}$$

Here $\tilde{u}: \Omega \rightarrow R^3$ is an element of the set V_v of the virtual velocities $\tilde{u}$ such that $\tilde{u}\,|\,\Gamma_1 = 0$ and $\tilde{\beta}: \Omega \rightarrow R$ is an element of the set V_β of the virtual variations of β. The corresponding power π_{ext} of the external generalized forces b, g, p and q assumes the representation:

$$\pi_{ext} = \int_{\Omega} (b \cdot \tilde{u}) dV + \int_{\Gamma_2} (g \cdot \tilde{u}) dA + \int_{\Omega} (p\tilde{\beta}) dV + \int_{\Gamma} (q\tilde{\beta}) dA \tag{3}$$

Where $p : \Omega \rightarrow R$ is defined as a microscopic distance force while $q : \Gamma \rightarrow R$ is a microscopic contact, both in duality with β. The microscopic forces are related to non mechanical actions (chemical and electromagnetic, for instance), that can cause an evolution of the damage. Under assumptions of π_{int} and π_{ext} and the hypothesis of slow deformations, the inertial effects can be neglected and the principle of virtual power can be expressed as:

$$\int_{\Omega} [\sigma.(\nabla \vec{v}) - b.\vec{v}]dV - \int_{\Gamma_2} g.\vec{v}dA + \int_{\Omega} [H \cdot (\nabla \vec{\beta}) + F\vec{\beta} - p\vec{\beta}]dV -$$
$$-\int_{\Gamma} q\vec{\beta}dA = 0, \quad \forall \vec{v} \in V_v, \ \forall \vec{\beta} \in V_\beta \tag{4}$$

2.2 Constitutive Equations

Under the hypothesis of small deformations and isothermal processes, the free energy is supposed to be a function of the deformation ε, the temperature θ, the damage variable β and its gradient $\nabla\beta$. In order to resume the presentation, the thermodynamic framework used to obtain the constitutive equations is not presented in this paper, for further details see Costa Mattos *et al.* (1995). The final relations are the following:

$$\sigma = \beta[\lambda(tr\ \varepsilon)\mathbf{I} + 2\mu\ \varepsilon] \tag{5}$$

$$F = [\frac{1}{2}\lambda(tr\ \varepsilon)^2 + \mu\ \varepsilon.\varepsilon] - w + \lambda_\beta + C\dot{\beta} + \lambda_{\dot{\beta}} \tag{6}$$

$$H = k(\nabla\beta) \tag{7}$$

where λ and μ are the Lamé constants. The terms λ_β and $\lambda_{\dot{\beta}}$ are lagrange multipliers associated, respectively, to the constraints $\beta \geq 0$ and $\dot{\beta} \leq 0$, they are such that: $\lambda_\beta \leq 0$, $\beta\lambda_\beta = 0$ and $\lambda_{\dot{\beta}} \leq 0$, $\dot{\beta}\lambda_\beta = 0$.

2.3 The Mechanical Problem

Introducing the constitutive equations (5), (6) in (4), neglecting the external microscopic forces (which are related to chemical or electromagnetic actions) and considering the initial conditions: $\beta(x, t = 0) = 1$, $\forall x \in \Omega$, the following mathematical problem is obtained:

"Find $(u(x,t), \beta(x,t))$, respectively the displacement field $u(t) : \Omega \rightarrow R^3$ such that $u(t)|_{\Gamma_1} = \bar{u}(t)$ and the field $\beta(x,t) : \Omega \rightarrow R$ for all time instant $t \in [0, \tau]$, such that:

$$\int_{\Omega} \beta(t)[\lambda\ divu\ div\vec{v} + 2\mu\ \varepsilon(u).\varepsilon(\vec{v})]dV - \int_{\Omega} b(t).\vec{v}dV - \int_{\Gamma_2} g.\vec{v}dA = 0 \quad \forall \vec{v} \in V_v \tag{8}$$

$$\int_{\Omega} (k\nabla\beta).\nabla\vec{\beta}\, dV + \int_{\Omega} [\frac{1}{2}\lambda\ (divu)^2 + \mu\ \varepsilon.\varepsilon - w]\vec{\beta}dV + \int_{\Omega} C\dot{\beta}\vec{\beta}\, dV = 0 \quad \forall \vec{\beta} \in V_\beta \tag{9}$$

Subjected to the constraints: $0 \leq \beta$ e $\dot{\beta} \leq 0$ and with the initial condition: $\beta(t = 0) \equiv 1$".

3. NUMERICAL SOLUTION

This coupled nonlinear problem can be solved through a strategy in which the semi-discrete problem that results from a spatial discretization using the Finite Element Methods (FEM) is splitted into a sequence of two linear systems of ordinary differential equations, which are in turn solved by standard time integration techniques. Such a staggered scheme is viewed as a product formula algorithm, exactly as in the classical method of fractional steps, see Yanenko, N. N. (1980).

3.1 Semi-Discrete Problem: Finite Element Method

The solution of the damage evolution problem is based on a spatial discretization using the Finite Element Methods (FEM) leading to a semi-discrete version (a nonlinear system of ordinary differential equations). This system of differential equations is approximated through a sequence of two linear problems, which are in turn solved by standard time integration techniques. Let the base function (or interpolation function) traditionally provided by the FEM, see (18), $N_i \in V_v^h$, where V_v^h is a finite sub-space of the space V_β, and $\varphi_i \in V_\beta^h$, where V_β^h is a finite sub-space of the space V_β. These base functions allow the construction of the following approximations:

$$u_h(x,t) = \sum_{i=1}^{m_h} u_i(t) N_i(x) \quad \text{and} \quad \beta_h(x,t) = \sum_{i=1}^{m_h} \beta_i(t) \varphi_i(x), \quad i = 1,\ldots,m_h \tag{10}$$

where m_h is the nodal point number of the finite element mesh and h is the mesh parameter, a scalar that is associated with the mesh refinement. The semi-discrete problem is obtained by replacing u by u_h and β by β_h, defined by equation (10), in equations (8) and (9). The semi-discrete problem is a nonlinear system of first order ordinary differential equation with the following form:

$$\mathbf{K}[(\beta_h)]\underline{u} = \mathbf{R} \quad \text{and} \quad \mathbf{C}\dot{\underline{\beta}} + \mathbf{A}\underline{\beta} + \mathbf{F}(\underline{u}) = 0 \tag{11}$$

With the initial condition $\beta(x,0) = 1$ and the constraints: $0 \le \beta_h(x,t) \le 1$ and $\dot{\beta}_h(x,t) \le 0$. Where, $u_i = u_{i_1}e_1 + u_{i_2}e_2 + u_{i_3}e_3$ are the values assumed by the displacement field u at the nodes, $\{e_j\}$ represents a system of coordinates in R^3 and β_i are the values of β_h on the nodes. That way, the 4 degrees of freedom of each node are given by: u_{i_1}, u_{i_2}, u_{i_3} and β_i. The set of freedom degree of the problem are reorganized in the form of 2 vectors: $\underline{u} = [u_{1_1}, u_{1_2}, u_{1_3}, \ldots u_{i_1}, u_{i_2}, \ldots u_{m_h_3}]$ and $\underline{\beta} = [\beta_1, \beta_2, \ldots \beta_i, \ldots \beta_{m_h}]$.

The terms appearing in the equations (11) are detailed below:

$$[\mathbf{K}(\beta_h)]_{ij} = \int_\Omega \beta_h \, [\mathbf{B}^T\mathbf{D}\mathbf{B}]_{ij} dV, \quad i,j = 1,\ldots 3*m_h \tag{12}$$

$$[\mathbf{R}]_i = \int_\Omega b_k N_i \, dV - \int_\Gamma g_k N_i \, dA; \tag{13}$$

$$[\mathbf{C}]_{ij} = \int_\Omega C\varphi_i\varphi_j \, dV, \quad i,j = 1,\ldots m_h \tag{14}$$

$$[\mathbf{A}]_{ij} = \int_{\Omega} (k\nabla\varphi_i \nabla\varphi_j) dV, \quad i,j = 1,...m_h; \tag{15}$$

$$[\mathbf{F}(\underline{u})]_i = \int_{\Omega} [\frac{1}{2}(\overline{\mathbf{B}}^T \mathbf{D}\mathbf{B}\ \underline{u}.\underline{u}) - w]\varphi_i\, dV, \quad i,j = 1,...m_h \tag{16}$$

and B denotes the standard discretized differential operator and D is the matrix of the elastic constitutive coefficients, see Hughes, T. J. (1987).

3.2 The Operator Splitting Technique Applied to Semi-Discrete Problem

The Operator splitting Technique is used to approximate the nonlinear semi-discrete problem through a sequence of simpler linear problems. Two partitions of operators were considered, one related to u_h ("equilibrium problem") and the other to β_h ("damage evolution problem"). The proposed scheme can result in two different algorithms depending on the order of the sequence of the operators. These algorithms, resumed below, will be named DANO_1 and DANO_2.

The DANO_1 algorithm first solves the "damage evolution problem", remaining the displacement field unaltered. At this first stage, the associated ordinary differential equation is solved using a time integration method, that can be described as:

$$\mathbf{C}[\theta\beta^{n+1} + (1-\theta)\overline{\beta}^n] + \Delta t[\theta\,\mathbf{A}\beta^{n+1} + (1-\theta)\,\mathbf{A}\beta^n] + \Delta t\,[\theta\,\widetilde{\mathbf{F}}^{n+1} + (1-\theta)\,\mathbf{F}^n] = 0 \tag{17}$$

where, θ define the integration method: $\theta = 0$, forward Euler; $\theta = 1$, backward Euler and $\theta = 1/2$, trapezoidal rule. The subscript h was omitted and the superscript n means that the function is approximated at the instant t_n. Besides, $\widetilde{F}^{n+1}$ does not represent the function F evaluated at t_{n+1}, since u_{n+1} is not known. At the first phase ($k = 0$) $\widetilde{F}^{n+1}$ is calculated using u_n. The second phase of DANO_1 solves the "equilibrium problem":

$$\mathbf{K}[(\underline{\beta}_{n+1})]\underline{u}_{n+1} = \mathbf{R}_{n+1} \quad \text{and} \quad [\mathbf{R}_{n+1}]_i = \int_{\Omega} (b_k)_{n+1} N_i\, dV - \int_{\Gamma} (g_k)_{n+1} N_i\, dA \tag{18}$$

The DANO_2 algorithm consists in the inversion of the order of the stages corresponding to DANO_1. The computational implementation of the two algorithms can be considered simple, since both stages can be implemented in a standard finite element scheme. It can be observed that "damage evolution problem" phase is similar to a heat conduction problem, while the other phase, the "equilibrium problem", is similar to the classical elastic problem.

4. ANALYSIS OF A NUMERICAL EXAMPLE

In order to assess the features of both model and solution technique in a complex state of stress, a problem of a square plate with a central circular hole is analyzed. The square plate (200 mm x 200 mm x 1 mm) with a central circular hole, which radius is 50 mm, is supported at the left side and loaded with a prescribed displacement u(t) at the opposite side, figure 1. Because of the existent symmetry, the analysis is only performed for the upper right quarter of the plate.

In this study was considered a plate of concrete, which has the following mechanical characteristics: E = 27.0 GPa, w = 5.0×10^{-5} MPa, C = 1.0×10^{-3} MPa.s and k = 0.2MPa.mm^2, see Yanenko, N. N. (1980). The prescribed displacement and the adopted time step are given respectively by $u(L,t) = \alpha t$, ($\alpha = 5.0\text{x}10^{-3}$ mm/s) and $\Delta t = 1.0\times10^{-4}$ s.

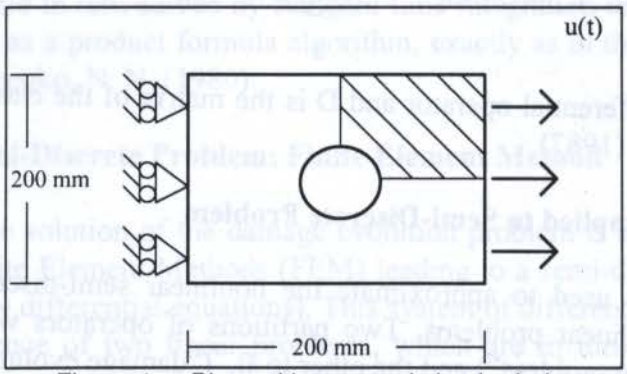


Figure 1: Plate with a central circular hole.

The usual bi-linear quadrilateral finite element is used on the approximation of the problem. The mesh of 594 nodal points and 544 elements employed on the evaluation is presented on the figure 2.

The evolution of the damage variable $D = (1-\beta)$ on the plate is depicted in figures 3 up to 8. These figures demonstrate that a "crack" (a region with D = 1) appears on the surface of the hole with the damage evolution. This "crack" propagates perpendicularly to the load direction, until the plate is completely broken.

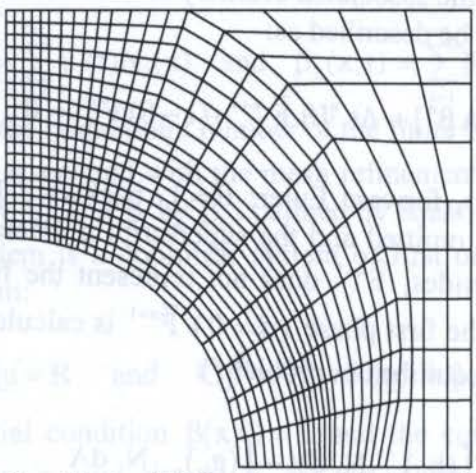


Figure 2: Mesh of 594 nodes e 544 elements.

The stress values (the component on the direction of the load, σ_{xx}) are also presented in these figures. The larger stress values appear on the region localized slightly above the "crack" tip, as expected. Besides, below this place, it is possible to observe a region of stress which values are zero, what means that the material lost its mechanical strength. The figures 7 and 8 show the plate completely broken. At this moment the plate is practically unloaded.

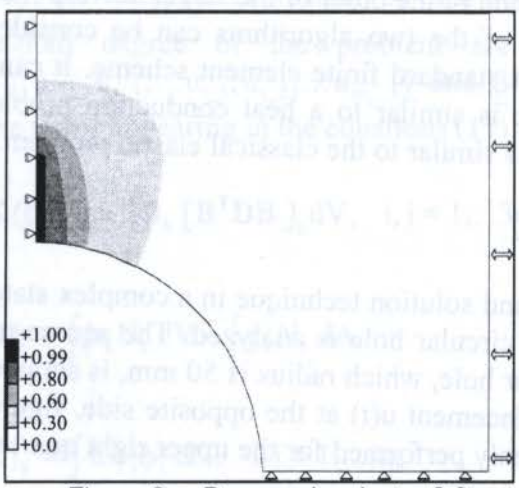


Figure 3: Damage levels, t = 3.0s.

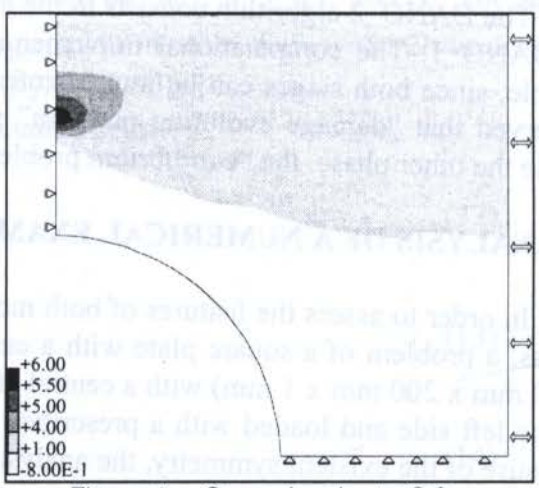


Figure 4: Stress levels, t = 3.0s.

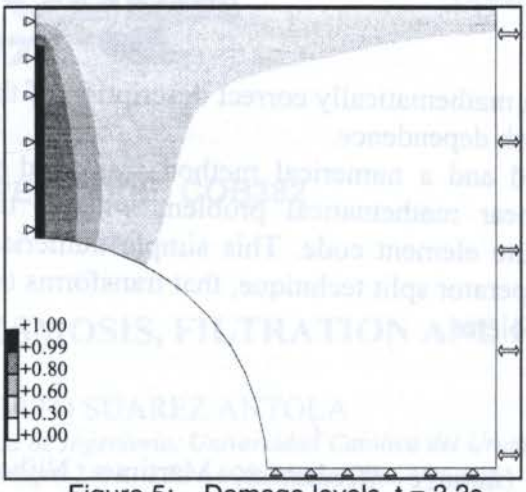


Figure 5: Damage levels, t = 3.3s.

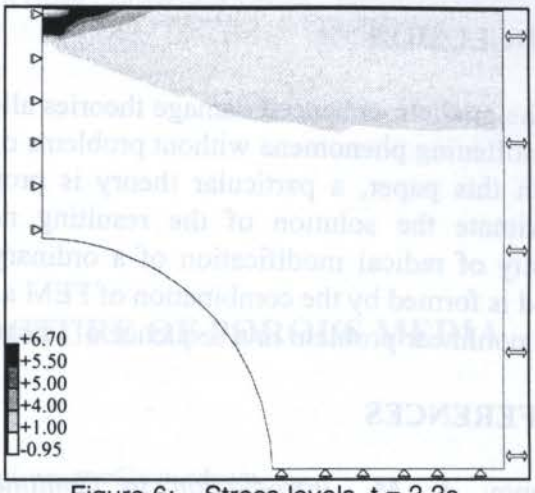


Figure 6: Stress levels, t = 3.3s.

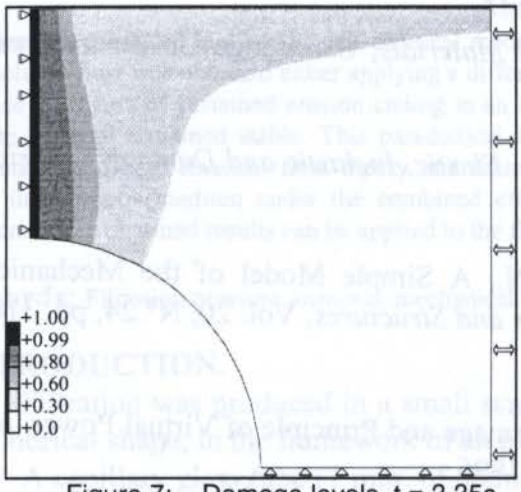


Figure 7: Damage levels, t = 3.35s.

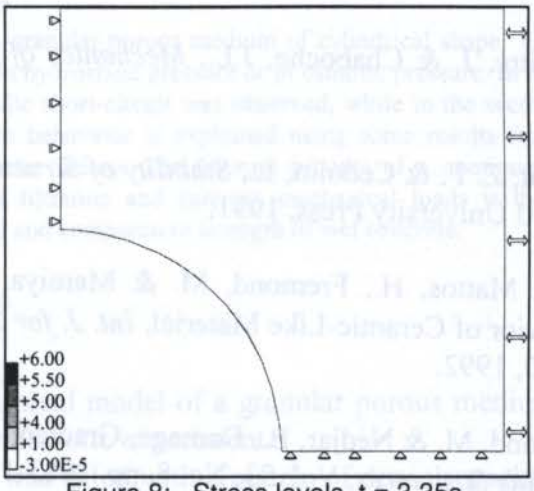


Figure 8: Stress levels, t = 3.35s.

The figure 9 presents a curve of the external force versus the displacement u(t) prescribed at the extremity, which represents the global behavior of the structure, allowing to observe the expected softening behavior.

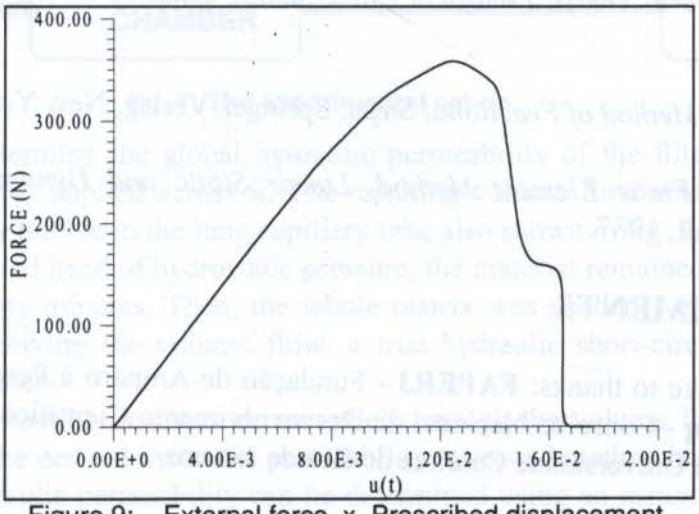


Figure 9: External force x Prescribed displacement.

5. CONCLUSION

The gradient-enhanced damage theories allow a mathematically correct description of the strain-softening phenomena without problems of mesh dependence.

On this paper, a particular theory is proposed and a numerical method was used to approximate the solution of the resulting nonlinear mathematical problem without the necessity of radical modification of a ordinary finite element code. This simple numerical method is formed by the combination of FEM and operator split technique, that transforms the global nonlinear problem in a sequence of linear problems.

6. REFERENCES

Kachanov, L. M., *Introduction to Continuum Damage Mechanics*, Martinus Nijhoff Publishers, Dordrecht, Netherland, 1986.

Lemaitre, J. & Chaboche, J.L., *Mechanics of Solid Materials*, Cambridge University Press, 1990.

Bazant, Z. P. & Cedolin, L., *Stability of Structures - Elastic, Inelastic and Damage Theories*, Oxford University Press, 1991.

Costa Mattos, H., Fremond, M. & Mamiya, E. N., A Simple Model of the Mechanical Behavior of Ceramic-Like Material, *Int. J. for Solids and Structures*, Vol. 20, N° 24, pp. 3185 - 3200, 1992.

Frémond, M. & Nedjar, B., Damage, Gradient of Damage and Principle of Virtual Power, *Int. J. Solids Structures*, Vol. 33, No. 8, pp. 1083-1103, 1996.

Costa Mattos, H. & Sampaio, R., Analysis of the Fracture of Brittle Elastic Materials Using a Continuum Damage Model, *Structural Engineering and Mechanics*, Vol. 3, N°5, pp. 411-428, 1995.

Pires-Domingues, S. M., Análise de Materiais Elásticos Frágeis através de um Modelo de Dano Contínuo, *Doctoral Thesis, Pontificia Universidade Católica do Rio de Janeiro - PUC-Rio*, 1996.

Yanenko, N. N., *The Method of Fractional Steps*, Springer-Verlag, New York, 1980;

Hughes, T. J., *The Finite Element Method, Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis*, Prentice-Hall, 1987.

ACKNOWLEDGMENTS

The authors would like to thanks: **FAPERJ** - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado do Rio de Janeiro; **CNPq** - Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico and **PUC-Rio** - Pontificia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB382

OSMOSIS, FILTRATION AND FRACTURE OF POROUS MEDIA

ROBERTO SUAREZ ANTOLA
Facultad de Ingenieria, Universidad Católica del Uruguay
8 de Octubre 2738, C.P. 1.600, Montevideo, Uruguay - E-mail: rsuarez@ucu.edu.uy

Abstract

Filtration was produced in a small scale physical model of a granular porous medium of cylindrical shape. The same volume flow was obtained either applying a difference in hydrostatic pressure or in osmotic pressure. In the first case a process of sustained erosion ending in an hydraulic short-circuit was observed, while in the second case the material remained stable. This paradoxical strength behaviour is explained using some results from differential geometry, classical field theory and thermo-kinetic theory. The fracture process of a continuous matrix in a porous medium under the combined effect of filtration and external mechanical loads is then considered. The obtained results can be applied to the flexural and compressive strength of wet concrete.

Keywords: Filtration pressure, osmosis, mechanical failure.

1. INTRODUCTION.

Filtration was produced in a small scale physical model of a granular porous medium of cylindrical shape, in the framework of an electro-osmotic experiment.

A capillary glass tube (1 mm. of diameter) was filled with a matrix of densely packed grains (with linear dimensions between 0,1 μm. and 1 μm.). A cylindrical portion of 1 cm. of length was cutted from the tube, and without any aditional mechanical barriers at its ends, it was used as an horizontal filtration barrier between two water chambers (fig. 1).

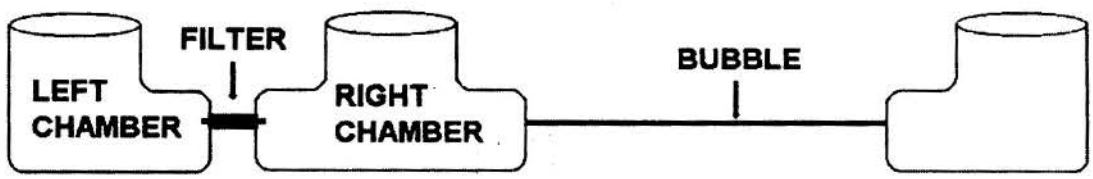


fig. 1: The experimental set-up.

In order to determine the global hydraulic permeability of the filter, a difference in hydrostatic pressure was applied across it. The resulting volume flow was measured by the displacement of the air bubble in the long capillary tube also shown in fig. 1.

Under the applied head of hydrostatic pressure, the material remained apparently stable during fifteen or twenty minutes. Then, the whole matrix was suddenly ejected towards the chamber that was receiving the volume flow: a true hydraulic short-circuit was produced between the two chambers.

As it was not possible to measure accurately enough the volume flow by the bubble method to determine the desired hydraulic permeability, a second method had to be used.

The same hydraulic permeability can be determined using an osmotic flow across the filter (Meschia and Setnikar, 1958). So, in order to produce a difference in osmotic pressure,

the right chamber was filled with a 1 M sucrose solution, and the hydrostatic pressure at the tube level was mantained the same in both chambers. Now, for approximately the same volume flow, the granular material remained stable, not only during the whole experiment (three to four hours), but even after six or seven hours, until the system was disarmed in order to prepare it for a new experiment. It wasn't possible to detect any sucrose in the left chamber, even after many hours of having stopped the osmotic flow by adding an excess of hydrostatic pressure on the right chamber. As a consequence, the sucrose doesn't enter in significant quantities in the bulk of the interconnected pore space of the filter, so that neither the strength of the bulk of the granular matrix nor the local flow characteristics can be modified by the sucrose.

Then, the observed difference in strength behavior of the same matrix, depending of the force that produces the flow, seems to be somewhat paradoxical. This is so because . it is generally admitted that in the same porous material, with the same geometry and the same boundary conditions (in our case, free water at the ends of the filter and an impermeable glass boundary in its curved face), two equal global volume flows (one osmotic and the other hydraulic) must result from the same field of filtration velocities in the space of interconnected pores (Bear, 1972; de Marsily, 1986).

But to the same field of filtration velocities it corresponds the same field of filtration pressures, that is, of forces per unit volume that act on the solid matrix during filtration, pushing in the flow direction. Then, under the same externally applied loads, the mechanical behavior of the bulk of the granular matrix should be the same, irrespective of the origin of the force that causes the flows.

2. FILTRATION, EROSION AND OSMOSIS.

However, a significant difference in strength behavior appears when sucrose is added to the right chamber. It seems reasonable to suppose that this difference is due to some process that has its origin in the boundary between the matrix and the water of the right chamber. This process can continue freely when the force that produces the flow is a difference in hydrostatic pressure, but it must be blocked when this force is a difference in osmotic pressure.

Both conditions are satisfied assuming that an erosion tunnel grows, at first inadvertently, in the bulk of the matrix, from the water-matrix interface in the right chamber and against the flow, when the force is a difference in hydrostatic pressure between the chambers. This process is a very slow one at its beginnings, so that the volume flow through the filter remains practically constant. But as the tunnel lengthens, its lengthening is produced faster and faster, and in the last part of the process the volume flow raises suddenly up to the observed hydraulic short-circuit.

When the volume flow is due to a difference in osmotic pressure, the tunneling process isn't produced because, as will be shown below, a mechanical force appears in the transition region between the sucrose solution and the bulk of the filter, that counteracts the effects of the filtration pressure and blocks the beginning of the erosion process.

3. MODELLING TOOLS.

To model the aforesaid erosion process in the filter we will use three kinds of tools:

(1) An average form of the equations that govern the transport processes in the pore space and the stresses in the solid matrix.

(2) Some results for solenoidal and almost gradient fields, taken from classical field theory and differential geometry, and applied to the average field variables.

(3) A thermodynamic argument and an approximate expression for the hydrostatic pressure of a liquid solution, as a function of the concentration of its components, that stems from the molecular theory of fluids.

3.1 Average field equations.

In our case the flow can be considered as incompressible, steady and with negligible inertial effects in comparison with viscous forces (Stoke's flow).

In fact, the fields of velocity and stress in the fluid and the stress field in the solid matrix fluctuate randomly along distances of the order of the local pore's diameter d (for a definition of the local pore diameter see Scheidegger, 1963). However it is possible to smooth out these fluctuations by averaging the field variables over regions of characteristic length l, much greater than d and called Darcy's scale. Selecting l, at its turn, much less than a characteristic length L of the whole porous body, we obtain averages that can be considered as true local values (in our case we can estimate $d \cong 10^{-7}$ m and $L \cong 10^{-3}$ m, so that $l = \sqrt{dL} = 10^{-5}$ m will be suitable for averaging purposes).

For each point in the porous medium we consider an averaging region that has this point as its center, and then we assign to the point the averaged values of all the field variables, with independence of the true location of the point (in porous space, in solid matrix or in the boundary between them). We thus obtain a vector field of filtration velocities $\vec{v}_f$, a scalar field of averaged pore hydrostatic pressure $\overline{p}$, a scalar field of porosity Φ and a tensor field of averaged matrix stresses $\hat{\sigma}$.

The emergent equations at Darcy scale are:

$$\nabla \bullet \vec{v}_f = 0 \quad (\vec{v}_f \text{ solenoidal}) \quad [1]$$

$$\vec{v}_f = - \frac{\hat{K}}{\mu} \bullet \nabla \pi_f \quad \text{(Darcy filtration law)} \quad [2]$$

where $\nabla \bullet ( )$ represents the divergence, $\nabla ( )$ the gradient, $\bullet$ the scalar product, $\pi_f = \overline{p} + \rho g z$ is the filtration potential (ρ is water density, g is gravitational acceleration, z is the vertical position fron a reference horizontal plane, z increasing upwards), μ is water's dynamic viscosity and $\hat{K}$ is a symmetric tensor with positive eigenvalues that express the local hydraulic conductivity of the porous medium.

From [1] and [2] we obtain the following elliptic equation:

$$\nabla \bullet (\hat{K} \bullet \nabla \pi_f) = 0 \quad [3].$$

At an impermeable boundary (as the glass-filter interface) $\vec{v}_f \bullet \vec{n} = 0$, $\vec{n}$ being the unit normal vector to the interface at the considered point, so that

$$\vec{n} \bullet \hat{K} \bullet \nabla \pi_f = 0 \quad [4].$$

At a free water interface (as the left and right filter-water chamber interfaces) π_f must be constant: $\pi_f = c$ [5].

The average force on matrix, per unit of volume of porous medium is:

$$\vec{p}_f = - \Phi \nabla \pi_f \quad \text{(filtration pressure)} \quad [6]$$

where Φ is the (volume) porosity field, so that $\vec{p}_f$ is everywhere orthogonal to a free water interface.

$$\vec{p}_f = - \nabla \bullet \hat{\sigma}_f \quad [7]$$

relates the filtration pressure with the average matrix stresses due to the filtration process, $\hat{\sigma}_f$.

The complete average stress tensor in the solid matrix verifies the emergent static

equation

$$\nabla \bullet (\hat{\sigma} - \Phi \bar{p} \hat{I}) = \vec{X} \quad [8]$$

where $\hat{I}$ is the unit tensor and $\vec{X}$ is the average external force per unit volume.

Then, the force acting on an element of surface of area ΔA and unit normal vector $\vec{n}$, at the scale of Darcy is given by the formula (Flügge, 1972):

$$\Delta \vec{F} = \Delta A (\hat{\sigma} - \bar{p} \Phi \hat{I}) \bullet \vec{n} \quad [9].$$

3.2 Solenoidal and almost gradient fields.

Let us consider a vector line of the field $\vec{v}_f$. If $\vec{t}_f$ (s) is the unit tangent vector at the point of intrinsec coordinate s (s being the arc length), given any two points Q and P that belong to the line, we have the relation:

$$v_f(Q) = v_f(P)\, e^{-\int_{sP}^{sQ} \nabla \bullet \vec{t}_f(s)\, ds} \quad [10]$$

(here $v_f = \|\vec{v}_f\|$). Equation [10] is Bjørgum characterization for solenoidal fields (Ericksen, 1963). If we assume that the filter is isotropic (although not necessarily homogeneous), then $\hat{K} = K \hat{I}$ reduces to a scalar field and $\vec{v}_f = -\frac{K}{\mu} \nabla \pi_f$ is now an almost gradient field.

Now each tangent unit vector $\vec{t}_f$ at a point of a filtration line is at the same time a unit normal vector to the surface of constant filtration potential that pass through the same point.

In this case we have the additional relation, between $\vec{t}_f(P)$ and the mean curvature H(P) of the surface of constant π_f at a given point P of the porous medium (Ericksen, 1963):

$$\nabla \bullet \vec{t}_f(P) = -2\, H(P) \quad [11].$$

From [10] and [11] it follows that:

$$v_f(Q) = v_f(P)\, e^{2\int_{sP}^{sQ} H(s)\, ds} \quad [12]$$

For an isotropic medium, from equation [2] and [6] it follows that

$$\vec{p}_f = \frac{\Phi \mu}{K} \vec{v}_f \quad [13]$$

and from [12] and [13] we have:

$$\frac{p_f(Q)}{p_f(P)} = \frac{\Phi(Q) K(P)}{\Phi(P) K(Q)}\, e^{2\int_{sP}^{sQ} H(s)\, ds} \quad [14]$$

To apply this last equation to study the erosion process in the filter, we need information about the filtration lines and the distribution of mean curvatures of the surfaces of equal π_f along the filtration lines.

3.3 Hydrostatic pressure and osmotic flow: thermodynamic arguments with a kinetic foundation.

The chemical potential of water varies if the hydrostatic pressure or the water activity (proportional to water concentration in a solution) change (at constant temperature in our case). (The foundations of the thermodynamic approach to nonequilibrium processes are given, for example, in Katchalsky and Curran, 1967).

If we have pure water in the left chamber and water with disolved sucrose in the right chamber, but with the same hydrostatic pressure at the filter level, the chemical potential of water in the left side of the filter is higher than this potential in the right side, and it must decrease continuously, in the direction of the osmotic flow, through the interconnected pore space inside the filter. If there is no sucrose inside the filter, taking into account that water is scarcely compressible (so that water activity doesn't change significantly in the pore space), the decrement in the chemical potential of water must be produced mainly by a fall in hydrostatic pressure inside the pore space. But as hydrostatic pressure is the same at the filter level in both chambers, at the exit of the filter it must appear a sudden increment of hydrostatic pressure, equal and opposite to the fall in pressure produced during the filtration process. This counter-pressure opposes to the effects of the filtration pressure in the material located at the interface. Now, it is necessary to refine the argument in two directions.

First, we don't have pure water inside the filter, because a solution of 1mM KCl was used for the electroosmotic experiments, with the same concentration of KCl in both chambers and in equilibrium with the filter. As the surface of the grains was negatively charged, the entrance of K^+ was enhanced and that of Cl^- was hindered by the material of the matrix. This could be confirmed by the direction of the volume flow associated with an applied electric current through the filter. But the magnitud of the flow relative to the current suggested that the ions dragged not only their primary hydration cells, but their secondary and tertiary cells also, so that they were moving through a relatively wide pore space. In that case we can expect that the water potential is not significantly modified by the small scale fluctuations in ion concentrations inside the pore space, so that they don't influence significantly the purely osmotic flow.

Second, if we have a relatively wide pore space, sucrose can't be totally excluded from the region of the filter near the interface, even if an osmotic volume flow is pushing the substance out of the pores. In this case the opposing hydrostatic pressure is established through a more or less narrow mixing width inside the filter. The numerical order of its length δ can be estimated by

$$\delta \cong \frac{D_s}{(1 - \sigma_s) J_v} \qquad [15]$$

where D_s is an average of the dispersion coefficient of sucrose in the bulk of pore space, σ_s is the reflection coefficient of nonequilibrium thermodynamics and J_v is the average volume flux density (equation [15] may be derived assuming an approximate equality between dispersion and advection of sucrose inside the pore space of the filter).

To ground these thermodynamic arguments we need a relation between pressure, particle concentrations, temperature and forces between particles. Neglecting ionic effects and solid-liquid interaction at the boundary between the pore space and the matrix, and assuming that the forces can be expressed as a sum of forces between two particles, we have the following approximate equation (Green, 1969; Hobbie, 1974):

$$p \approx kT(C_w + C_s) + \left(\frac{\pi}{3} \int_0^{+\infty} g_{ww}(r)\, f_{ww}(r)\, r^3\, dr\right) C_w^{\,2}$$

$$+ \left(\frac{2\pi}{3} \int_0^{+\infty} g_{ws}(r)\, f_{ws}(r)\, r^3\, dr\right) C_w\, C_s + \left(\frac{\pi}{3} \int_0^{+\infty} g_{ss}(r)\, f_{ss}(r)\, r^3\, dr\right) C_s^{\,2} \qquad [16].$$

Here k is Boltzmann's constant; T is absolute temperature; C_w is the local number of water molecules per unit volume; C_s is the local number of sucrose molecules per unit volume; $g_{ww}(r)$, $g_{ws}(r)$ and $g_{ss}(r)$ are the normalized radial distribution functions of water molecules

around a water molecule, of sucrose molecules around water molecules (or of water molecules around a sucrose molecule), and of sucrose molecules around a sucrose molecule, respectively; and $f_{ww}(r)$, $f_{ws}(r)$ and $f_{ss}(r)$ are the forces between two water molecules, between a water molecule and a sucrose molecule and between two sucrose molecules respectively. The radial distribution functions depend of T, C_w and C_s.

If $C_s = 0$, equation [16] would give us, in principle, an approximation to the field of hydrostatic pressure in the bulk of the filter, and when $C_s \neq 0$, it would give us the same field in the mixing width adjacent the sucrose chamber.

For pure water at 300º K (which is approximately the temperature of these experiments) and when the hydrostatic pressure p is of the order of 10^5 Pa (that is, 1 atmosphere), the term kTC_w is positive and of the order of 10^8 Pa. As a consequence of this, the other term must be negative and also of the order of 10^8 Pa. Furthermore, the integral

$$\frac{\pi}{3} \int_0^{+\infty} g_{ww}(r;\, C_w,\, T)\, f_{ww}(r)\, r^3\, dr$$

is very sensitive to small changes in the radial distribution function; for example, those changes produced by very small variations in the concentration C_w of water molecules.

4. FLOW, FRACTURE, EROSION AND OSMOSIS IN A GRANULAR POROUS BODY.

4.1 Geometrical analysis of filtration pressure.

If we assume that the porous medium is homogeneous and isotropic at Darcy's scale, equation [3] reduces to Laplace's equation. For a cylindrical filter with boundary conditions [4] and [5], the filtration potential π_f is a linear function of the coordinate along the axis of the cylinder and the filtration pressure is everywhere constant and of magnitude $p_f = \phi \frac{\Delta \bar{p}}{L}$, where L is the length of the filter and $\Delta \bar{p}$ is the fall in average hydrostatic pressure associated with the given volume flow.

In the osmotic case, the average force per unit volume, directed against the flow and due to the rise in pressure through the sucrose mixing width, is given by $p_{cf} = \phi \frac{\Delta \bar{p}}{\delta}$ where δ can be estimated by equation [15]. But the circular end faces of the filter are not perfectly flat, even at Darcy's scale, because when the filter is cutted from the original capillary tube (full of matrix), an irregular surface of pull-out fracture is formed in the matrix at these end faces. At the same time, the local porosity is increased there. As a consequence, some cavities and protuberances appear at these interfaces. When water is filtering, a surface of constant π_f follows the boundary of those cavities and protrusions, corresponding to a free water condition at the ends of the filter.

Now, let us follow a filtration line in the flow direction, when the driving force is a difference in hydrostatic pressure between the chambers. If the line ends in a flat portion of the matrix-free water interface, there is not a significant variation in p_f along the line, when we pass from a point P_1 in the bulk of the filter to a point Q_1 in the interface (fig. 2), because the integral $\int_{s_{P1}}^{s_{Q1}} H(s)\, ds$ that appears in formula [14] will be nearly zero. If the filtration line

ends in the bottom of a cavity, then when we pass from a point P_2 in the bulk of the porous medium to a point Q_2 in the interface, p_f can increase significantly, because in a neighborhood of the interface the line will cross the surfaces of constant π_f in points where the mean curvature is positive and non-negligible (fig. 2).

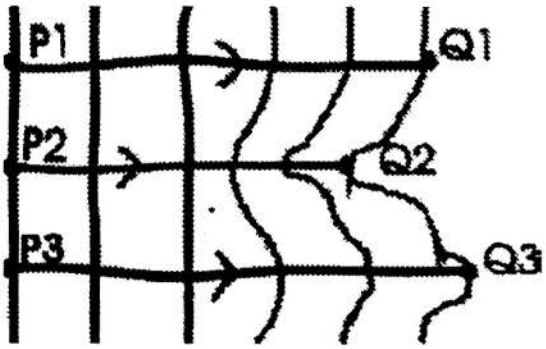


fig. 2: Surfaces of constant $\bar{\pi}$ and filtration lines.

When the depth of the cavity and the mean curvature in Q_2 increase, the integral $\int_{s_{P2}}^{s_{Q2}} H(s)\,ds$ will increase too. The extrapolation of the results of the analysis of several idealized models with plane symmetry (for example, an infinite groove with half-elliptical cross section in the surface of a half-space filled with a porous medium, homogeneous and isotropic; see Harr, 1991) suggest that $p_f(Q_2)$ must be an increasing function of the product of a measure of the depth of the cavity or tunnel by the mean curvature at the bottom. When the cavity is a half-sphere, this product is equal to one. From the solution of Laplace's equation for an idealized model (Wallace, 1972) we find that $p_f(Q_2)$ is three times $p_f(P_2)$ for a for spherical cavity. But for lengthen cavities $p_f(Q_2)$ may be one or two orders of magnitude greater than $p_f(P_2)$. However, if the filtration line goes from a point P_3 in the bulk of the medium, to a point Q_3 in the upper part of the cavity or in the top of a protrusion, where the mean curvature of the surfaces of constant π_f is negative, $p_f(Q_3)$ will be less than $p_f(P_3)$ (fig. 2).

4.2 Grain pull-out by filtration pressure.

Let us consider a grain located at the interface. Let V_g be its volume and A_g its area. Then, the force due to filtration that tends to separate it from the rest of the matrix can be estimated as $\alpha V_g p_f$ where p_f is the local value of the filtration pressure (at Darcy's scale) and the correction factor α relates this average with the microscopic field of forces there (at pore's scale). The resisting force due to the cohesive interactions between the given grain and its surroundings can be estimated by $\beta A_g \tau$, where β is a correction factor which gives the fraction of the total area effectively engaged in the interaction with the other grains, and τ is a mean shearing stress. Then, if Q is the point where the given grain is located, and P is a point in the bulk of the filter, that belongs to the same filtration line as Q, from

$$p_f(P) = \phi(P) \frac{\Delta\overline{p}}{L},$$

from equation [14] and from the equilibrium condition

$$\alpha V_g \, p_f(Q) = \beta A_g \, \tau(Q)$$

we obtain the following approximate expression for the shearing stress:

$$\tau(Q) = \frac{\alpha V_g}{\beta A_g} \frac{\phi(Q)}{L} e^{\int_{sP}^{sQ} H(s)\,ds} \Delta\overline{p} \quad [17].$$

We further assume that when τ reaches a critical value τ_c, the grain is separated and thrown into free water. When $\Delta\overline{p}$ increases from zero, a given critical value of τ will be attained first at points where the product of the first three factors in equation [17] is maximum: usually this will occur in points located at the bottom of the deepest initial cavities of the matrix-free water interface.

4.3 Tunneling and its osmotic blockade.

As a consequence of all this, when the difference in hydrostatic pressure between the water chambers reaches a critical value, a shear failure will be produced at the surface between grains, and one or several grains will be separated from the interface. One or several selfreinforcing filtration-erosion processes will be thus produced. Usually one of them will dominate the others, attracting progressively to its bassin most of the volume flow through the filter. The corresponding tunnel will grow faster and faster until it reaches the free water of the left chamber and the hydraulic short-circuit is completed.

However, when the driving force of the flow is a difference in osmotic pressure, the filtration pressure at the bottom of the cavities will be counteracted by another volume force, p_{cf}, as was explained in 3.3. This volume force may be several orders of magnitude greater than the average p_f, because $\delta \ll L$, so that it can usually block the beginning of the erosion process in all the cavities.

5.1 FLOW AND FRACTURE IN A POROUS BODY WITH A CONTINUOUS MATRIX.

From equation [9] it follows that the tensile components of the matrix stress tensor will be larger in locations where the product $\phi\overline{p}$ is higher, if we assume static conditions (Flügge, 1972). If we follow a given filtration line, the average pore pressure $\overline{p}$ will be a decreasing function of the arc length, so that if ϕ doesn't increase too much and the other conditions remain constant, the tensile components of the matrix stress tensor will decrease along the filtration line. Now, consider a wide master crack in a saturated porous beam with a continuous matrix, such that the crack reaches the lower boundary of the body.

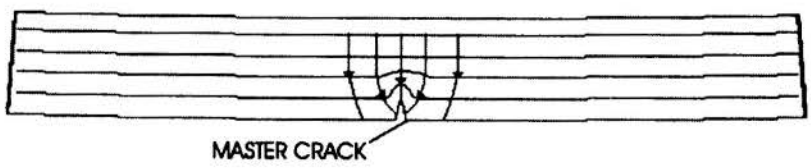


fig. 3: Filtration lines and surfaces of constant $\overline{\pi}$ for a flexed beam with a master crack in its tensile field.

If the beam is in the air and is flexed as suggested in fig. 3, water will tend to flow downwards. The water inside the wide crack can be considered as free water. Then a surface of constant filtration potential will follow closely the lateral faces of the crack, and the other surfaces of constant π_f will be disposed as is shown qualitatively in the figure. The tip of the crack is in a tensile nominal stress field due to the external loads. However the magnitude of the tensile components will be disminished by the effect of the filtration forces (that tend to close the crack), due to the decrease of $\overline{p}$ along the filtration lines. As a consequence the flexural strength of the porous beam will be higher when it is wet, relative to its value when the body is dry. This difference should increase when the average porosity increases.

To study the compressive strength, let us consider a vertical cylinder of saturated porous body, with a population of spherical cavities.

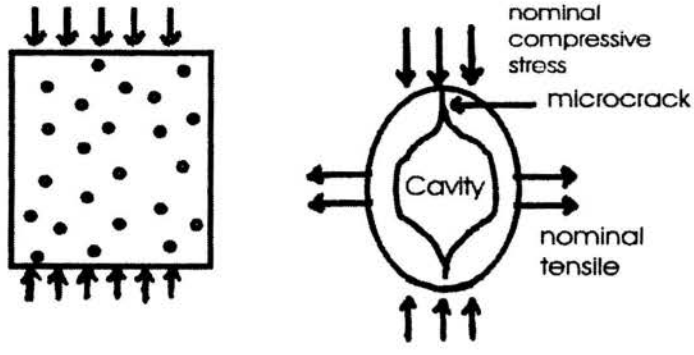


fig. 4: Compressed cylinder and stress distribution around a cavity with microcracks.

The radii of these cavities are at least of the same order that the Darcy's scale for the porous medium, so that they don't belong to the interconnected pore space used to construct the averaged fields. Many little cracks begin at the surfaces of the cavities, and go into the matrix, in all directions. If we apply compresive external loads to the flat faces, a radial filtration pressure field will be produced, directed toward the curved face which is both free from stress and a free-water boundary of the porous body. Then, the nominal stress field is the superposition of a vertical compressive stress (due to external load) and an horizontal radial tensile stress field (due to filtration). The compressive stress by itself produces a tensile stress in the matrix surrounding the upper and lower parts of the spherical cavities. If this stress is big enough, a crack located there will grow and a fracture process will begin. The radial tensile field will produce an increment of the tensile stress already induced in the matrix by the compressive external load. As a consequence, due to flitration, the compressive strength of the wet porous body will be less than its compressive strength when it is dry.

6. CONCLUSIONS.

(a) The pull-out of the grains due to the filtration force at the interface, the subsequent self-reinforcing growth of an erosion tunnel in the bulk of the filter, until a true hydraulic short-circuit is produced when the volume flow is of a purely hydraulic origin, as well as the blockade of this process from its very beginnings, due to a counter-force produced in the same interface when the flow is due to an osmotic thermodynamic force, seem to be a complete and coherent explanation of all the observed experimental facts. However, new experiments and/or digital simulations could be suitably designed and done to isolate and separately confirm the main parts of the argument.

(b) It is known that the flexural strength of a wet cement paste is usually higher than the

flexural strength of this same cement paste after it is dried. The opposite happens with the compressive strength (Neville, 1970). Taking into account the differences between the failure mechanisms of cement paste under tension and its failure mechanisms under compression (Wittmann, 1993), the analysis presented in section 5 could be used as a starting point to develop a quantitative theoretical approach to the relation between water flow and fracture in saturated porous concrete.

(c) In principle, from equation [16] we can give a molecular foundation for the assumed fall in hydrostatic pressure inside the interconnected pore space of the filter, and also to the rise in pressure through the mixing width when there is sucrose in the right chamber. However, a full development of this molecular approach requires a knowledge of the radial distribution functions and of the fields of concentration of water and of sucrose in the pores. By now, this approach doesn't seems to be feasible. A less detailed approach would be to construct an averaged version of equation [16], as well as averaged versions of the transport equations for water and sucrose, always at Darcy's scale.

7. REFERENCES.

Bear, J. "Dynamics of Fluids in Porous Media", Elsevier, Amsterdam, 1972.

Ericksen, J. "Tensor Fields", "Encyclopedia of Physics", vol. III, Springer, Berlin, 1960.

Flügge, W. "Tensor Analysis and Continuum Mechanics", Springer, Berlin, 1972.

Green, H. "The Molecular Theory of Fluids", Dover, N.Y., 1969.

Harr, M. "Groundwater and Seepage", Dover, N.Y., 1991.

Hobbie, R. "On the Interpretation of Osmotic Pressure", Proc. Nat. Acad. Sci. USA, vol. 71, pp. 3182-3184.

Katchalsky, A. and K. Curran "Nonequilibrium Thermodynamics in Biophysics", Harvard Univ. Press, Harvard, Mass., 1967.

Marsily, G. de "Quantitative Hydrogeology", Academic Press, N.Y., 1986.

Meschia G. and Y. Setnikar "Experimental Study of Osmosis through Collodion Membranes", J. Gen. Physiol., vol. 42, pp. 429-444.

Neville A. "Properties of Concrete", Pitman Paperbacks, London, 1970.

Scheigegger, A. "Hydrodynamics in Porous Media", "Encyclopedia of Physics", vol. VIII 2, Springer, Berlin, 1963.

Wallace, P. "Mathematical Analysis of Physical Problems", Holt, Rinehart and Winston, N.Y., 1972.

Wittmann, F. (*ed.*) "Fracture Mechanics of Concrete", Elsevier, Amsterdam, 1993.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB391

ANALYSIS OF FRACTURE IN THIN COATINGS SUBJECTED TO CONTACT LOADING

SONIA A.G. OLIVEIRA[1] & ALLAN BOWER[2]
1-Dep. Engenharia Mecânica , Univ. Federal de Uberlândia -UFU
CEP. 38400-900 Cx.P. 593 Uberlândia, MG E-Mail sgoulart@ufu.br
2- Brown University, Providence, RI - USA

Abstract

Hard coatings, which are used to protect surfaces that are subjected to contact loading, may fracture or delaminate from their substrates. A simple model of the fracture process is presented. The thin coating is idealized as a brittle elastic layer of uniform thickness, which is bonded to the surface of a half-space. The coating and substrate are assumed to contain microcracks. The solid is loaded by a rigid cylindrical indenter, which slides over the surface of the coating. Methods of linear elastic fracture mechanics are then used to calculate the loads required to initiate fracture in the coating. It is shown that the fracture loads are strongly influenced by the mismatch in elastic properties between the layer and its substrate, the thickness of the layer, the initial crack size and the friction coefficient.

Keywords

Fracture; Rolling Contact; Coating; Wear / Fratura, Contato, Revestimento, Desgaste.

1. INTRODUCTION

Coatings are often used to protect surfaces that are subjected to contact loading. Examples include machine tools, cams and followers, piston rings, and bearings. In all these applications, failure of the coating or substrate is a concern. There are several different mechanisms of failure in coated components, such as excessive plastic deformation, rolling contact fatigue, or various forms of wear. These types of damage can often be prevented by using a hard material for the coating. For this reason, coatings are often made from ceramics or cemented carbides. The high hardness of these materials is obtained at the expense of a low fracture toughness. Consequently, fracture of the film becomes the dominant failure mechanism in many practical situations.

The resistance of a coating to contact fracture is frequently measured using the "scratch test". However, data obtained from scratch tests remain a qualitative rather than quantitative measure of the strength of a coating. An alternative approach is to analyze in detail the deformation induced by the contact load in the layer and substrate, and to predict the strength of the coated solid in terms of measurable properties of the materials. The contact stress fields in layered solids are relatively well understood. Solutions for two-dimensional elastic line con-

have been found by Gupta and Walowit (1974), among others. King and O'Sullivan (1987) describe a particularly thorough investigation of the nature of the contact stress field in a layered solid. All calculations show that the contact stresses in a coated solid are strongly influenced by the mismatch between elastic properties of the layer and substrate, and by the thickness of the coating. The coating has two effects. The presence of the coating modifies the contact pressure distribution under the indenter: compliant coatings on a stiff substrate tend to spread the contact area and diminish the contact pressure; a coating stiffer than the substrate has the opposite effect (Gupta et al, 1974, King and O'Sullivan, 1987, Oliveira and Bower, 1996). In addition, the coating modifies the distribution of stress under the contact. The combination of these two effects can be severe.

While elastic limits for coated solids are well established, contact fracture has not been investigated as thoroughly. Most studies of contact fracture have considered the behavior of uncoated brittle solids (Keer and Kuo,1992; Bower and Fleck,1994).

In some respects, contact fracture in a brittle coating resembles the failure in a homogeneous brittle solid. However, the presence of the coating has a number of important effects. First, if there is a mismatch between the elastic properties of the coating and substrate, the contact stress field is significantly altered. Some authors have made some qualitative predictions concerning the influence of this redistribution of stress on fracture behavior. Gupta et al (1974) and Leroy and Villechaise (1990) show that for certain materials and loading conditions, the greatest tensile stresses in the coating occur just above the interface between film and substrate, rather than at the surface. Consequently, fracture is likely to initiate below the surface under these conditions. King and O'Sullivan (1987) have also shown that even a relatively small elastic mismatch between coating and substrate has a significant effect on the tensile stress at the trailing edge of the contact. They predict that for high coefficients of sliding friction, a compliant coating is protective, while the opposite is true for low coefficients of friction.

Our objective in this paper is to analyze in detail the mechanisms of fracture in a coated solid which is subjected to contact loading. For simplicity, we will consider only the two-dimensional problem illustrated in Fig.1: a coated half-space is loaded by a sliding cylindrical indenter, with radius R. We assume that the indenter is rigid. Coulomb friction, with friction coefficient μ, is assumed to act between the indenter and the surface of the coating, so that the half-space is subjected to a distribution of traction $q(x) = \mu\, p(x)$ acting in the direction of motion of the indenter.

Both the layer and substrate are assumed to be isotropic, linear elastic solids, with elastic constants E_L, ν_L and E_S, ν_S, respectively. The mismatch between elastic properties of layer and substrate is most conveniently characterized using Dundurs' parameters (Dundurs, 1969a), defined as:

$$\alpha = \frac{\Gamma(\kappa_S+1)-(\kappa_L+1)}{\Gamma(\kappa_S+1)+(\kappa_L+1)} \qquad \beta = \frac{\Gamma(\kappa_S-1)-(\kappa_L-1)}{\Gamma(\kappa_S+1)+(\kappa_L+1)} \tag{1}$$

where $\Gamma = E_L(1+\nu_S)/E_S(1+\nu_L)$, $\kappa_L = 3-4\nu_L$ and $\kappa_S = 3-4\nu_S$.

Evidently, α and β must lie in the range $-1 \le \alpha \le +1$, $-1/2 \le \beta \le +1/2$. For most material combinations of practical interest, one finds $|\alpha| \le 0.6$, and $0 \le \beta \le \alpha/3$, Suga et.al., (1988). In most of the results we present here, we have assumed that $\beta = \alpha/3$: this corresponds to setting

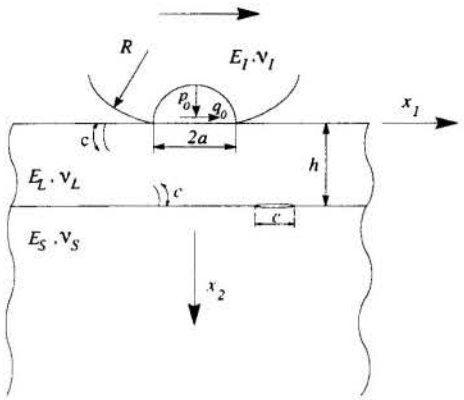


Fig 1: A coated half-space which contains flaws, subjected contact loading.

$\nu_L=\nu_S=0.25$. We assume that the materials are ideally brittle, and use K_{IC}^L and K_{IC}^S to denote the toughness of layer and substrate.

We suppose that the layer and substrate contain defects, which we idealize as microcracks that all have the same initial length c. Analysis of fracture under contact loading is complicated by the fact that the stress field under a contact is predominantly compressive. One must therefore account for the possibility of contact and friction between the faces of cracks in the solid. Here, we have modeled crack face friction using a Coulomb friction law, with crack face friction coefficient μ_c. Values for μ_c are difficult to obtain: unless otherwise stated we have taken $\mu_c= 0.8$ in our calculations.

We now seek to investigate the behavior of the coated solid as the indenter passes over its surface. The goal is to determine the loads required to initiate fracture in the coated solid.

2. FRACTURE MECHANICS OF COATED SOLIDS

We follow standard procedures to analyze fracture of the coating or substrate. The state of stress near the tip of a microcrack is assumed to be characterized by mode I and mode II stress intensity factors K_I and K_{II}. A method for determining K_I and K_{II} is outlined in a subsequent section. If the stress intensity factors at the tip of a microcrack exceed a critical combination, the crack will propagate. Here, we have used the intensity of the greatest tensile hoop stress as a mixed-mode fracture criterion, and used the plane strain fracture toughness K_{IC} to parameterize the fracture resistance of the solid. The maximum principal stresses at a crack tip occur at an angle

$$\theta_0 = \frac{3K_{II}^2 \pm K_I\left(8K_{II}^2 + K_I^2\right)^{1/2}}{9K_{II}^2 + K_I^2} \tag{2}$$

and have an intensity

$$K_\sigma = \cos\frac{\theta_0}{2}\left\{K_I\mathrm{Cos}^2\frac{\theta_0}{2} - \frac{3}{2}K_{II}\mathrm{Sin}\theta_o\right\} \tag{3}$$

According to the maximum hoop stress criterion, a crack under mixed-mode loading starts to propagate when $K_\sigma \geq K_{IC}$, and forms a kink at an angle θ_0. In fact, the results presented here are not sensitive to the choice of a criterion for mixed mode fracture. Even ignoring the effects of K_{II} altogether, so that the crack is assumed to advance when $K_I > K_{IC}$, produces little change in the results. Once a crack starts to propagate, its direction of growth must be calculated. Here, we have assumed that the cracks follow a path such that $K_{II}=0$ at the local crack tip. For simplicity, the crack path was assumed to be smooth, so the cracks may curve but not kink. In practice, the crack may kink when it first begins to propagate, but numerical tests have shown that the predicted crack shape is not significantly changed when crack kinking is taken into account.

3. NUMERICAL CALCULATIONS OF STRESS INTENSITY FACTORS

To predict the loads necessary to initiate fracture in a coated solid, we require methods for calculating stress intensity factors K_I and K_{II} for cracks in the layer or substrate. These are deduced from the elastic solution to the problem illustrated in Fig.1. We consider a coated half-space, which contains cracks of length c in either the coating, substrate.

The solution begins by calculating the contact stress fields in the uncracked solid. For these calculation, we assume that the contact pressure remains Hertzian, so that the contact loading may be parameterized by the peak contact pressure p_0, the contact radius a and the surface traction coefficient μ. We denote the contact stress field by $\sigma'_{ij}(x_1,x_2)$.

The contact stress fields must then be corrected for the presence of the cracks. The boundary conditions on the crack faces are more complicated than is usual in fracture problems, since the crack faces may contact under the compressive contact stress. Wherever a crack is pulled open by the load, its faces must be free of traction. If the crack faces touch, friction may act between them: here, we assume that sliding between the crack faces is opposed by a traction $|\tau| \le \mu_c |\sigma_n|$ where μ_c is the crack face friction coefficient, and σ_n is the stress acting perpendicular to the crack. If the compressive stress acting on the crack faces is sufficiently large, parts of the crack may lock up, so that the complete stress and displacement boundary conditions on the crack faces are

$$\left.\begin{aligned} &|\tau| \le +\mu_c|\sigma_n|,\ \dot{u}_t = 0 \text{ (locked)} \\ &\tau_t = +\mu_c|\sigma_n|,\ \dot{u}_t > 0 \text{ (forward slip)} \\ &\tau_t = -\mu_c|\sigma_n|,\ \dot{u}_t < 0 \text{ (reverse slip)} \end{aligned}\right\} u_n = 0 \text{ (closed)}, \quad \tau_t = \sigma_n = 0,\ u_n > 0, \text{(open)} \qquad (3)$$

where σ_n and τ_n are the normal and tangential stresses on the crack faces, u_n is the opening displacement and $\dot{u}_t$ is the rate of change of tangential displacement of the crack faces with time.

The contact stress field σ'_{ij} must be corrected to satisfy equation (3). We have used a standard boundary integral technique to do this. The method is described in detail elsewhere, (see for example Nahrendran and Cleary, 1984) so it will only be summarized briefly here. One may satisfy the boundary conditions (3) by superposing a second stress state to σ'_{ij}. The second stress field is computed by distributing an appropriate singular solution along the line of the crack.

The stress field due to a dislocation in the layered solid is a convenient choice for the singular stress state. Suppose that the stress at a point **x** in the coating due to a dislocation at **z** is given by $\sigma'_{ij} = \Lambda b_k D_{ijk}(\mathbf{x},\mathbf{z})$ where $\Lambda = E_L/2\pi(1-\nu_L^2)$. The function D_{ijk} may be determined using various methods (Dundurs ,1969b). Given D, the combined stresses at **x** due to the contact load and a distribution of dislocations along the line of the crack and the traction τ_i at a point **z**(t) on the crack faces follows as

$$\sigma_{ij}(\mathbf{x}) = \sigma'_{ij}(\mathbf{x}) + \Lambda \int_0^c b_k(s) D_{ijk}\left[\mathbf{x}, \mathbf{z}(s)\right] ds \qquad (4)$$

$$\tau_i\left(\mathbf{z}(t)\right) = n_j \{\sigma'_{ij}(\mathbf{x}) + \Lambda \int_0^c b_k(s) D_{ijk}\left[\mathbf{z}(t), \mathbf{z}(s)\right] ds\} \qquad (5)$$

where n_i are the components of a unit vector normal to the plane of the crack. The integrand in (5) may be shown to tend to $(t-s)^{-1}$ as $t \to 0$, so we take Cauchy principal values for the integral. The displacement of the crack faces $u_i(t)$ are related to the dislocation distribution by

$$u_i(t) = -\int_c^t b_i(s)\,ds \qquad (6)$$

Along any subsurface cracks, the dislocation distribution must satisfy the closure constraint

Substituting equations (5) and (6) in the boundary conditions (3) leads to a set of coupled integral equations for the unknown dislocation density $b_i(s)$, which may be solved using standard numerical techniques (see for example Erdogan and Gupta, 1972). Once a solution for b_i has been found, stress intensity factors may be extracted from the dislocation distribution by considering the asymptotic form of the crack opening displacements at each crack tip.

$$K_I = 2\pi\sqrt{\pi}\,\Lambda \lim_{s\to c}\sqrt{(c-s)}\,b_j(s)n_j(s) \quad \text{and} \quad K_{II} = 2\pi\sqrt{\pi}\,\Lambda \lim_{s\to c}\sqrt{(c-s)}\,b_j(s)t_j(s) \qquad (7)$$

where n_j and t_j are components of unit vectors normal and tangential to the crack plane.

The solution is complicated by the fact that the positions of open, closed, locked and slipping zones in the cracks are not known a priori, and must be determined as part of the solution. In addition, eq. (3) shows that unless the crack is fully open or $\mu_c = 0$, the solution depends on the history of loading. The distribution of dislocations must therefore be updated progressively as the load moves over the surface of the half-space. The positions of open, closed, locked and slipping regions in the crack are found using an iterative procedure (Oliveira and Bower, 1996).

4. RESULTS AND DISCUSSION

We will investigate the mechanism of failure in a brittle layered solid loaded by a sliding line contact. A number of issues will be investigated. The influence of the mismatch between elastic properties of coating and substrate, (α and β) and the coating thickness h are of particular interest. We will also investigate the effects of the initial flaw size c and surface traction coefficient.

We begin by calculating the conditions necessary to initiate fracture from flaws in the coating or substrate. To do so, one must find the region of the solid which is subjected to the greatest tensile stress. It is easy to show that, depending on the material properties and layer thickness, one may find tensile stresses in three regions of the coating: (i) at the coating surface, immediately behind the contact; (ii) at the coating surface, about two layer thicknesses ahead or behind the contact; and (iii) just above the interface between coating and substrate, under the center of the contact pressure, (oliveira and Bower, 1996). In all cases, the tensile stress in the substrate is negligible. This suggests that fracture is most likely to initiate from flaws at the coating surface, or from flaws in the coating immediately above the interface. In both cases, microcracks which are perpendicular to the free surface are most likely to propagate.

4.1 Stress Intensity Factor for Flaws in the Coating

In Fig.2, we have plotted the variation of stress intensity factor as the load passes over the surface of the coating, for both surface and subsurface microcracks. Stress intensities are shown as a function of the distance of the load from the crack mouth. To illustrate the effects of variations in elastic properties of the coating and substrate, we have shown results for several values of α, with $\beta = \alpha/3$ in each case. Results are presented for a surface traction coefficient $\mu = 0.3$, coating thickness $h/a = 1.5$ and microcrack length $c/a = 0.01$. A value $\mu_c = 0.8$ was used for the crack face friction coefficient. Consider first the results shown in Fig.2a for

cient $\mu = 0.3$, coating thickness h/a = 1.5 and microcrack length c/a = 0.01. A value $\mu_c = 0.8$ was used for the crack face friction coefficient. Consider first the results shown in Fig.2a for surface breaking cracks. One finds that the mode II stress intensity factors are small throughout the history of loading, due to crack face friction. The mode I stress intensity factor is maximum either immediately behind the contact, or approximately two layer thicknesses ahead or behind the load. The maximum in K_I that occurs immediately behind the contact is caused by the large tensile stress induced by the surface traction distribution q(x). Therefore, the value of K_I at this point is particularly sensitive to the surface traction coefficient μ: increasing μ tends to increase K_I. The coating stiffness and thickness also play an important role. Increasing the stiffness of the coating relative to that of the substrate ($\alpha>0$) tends to reduce the peak in K_I just behind the contact. The maximum in K_I that occurs some distance ahead or behind the contact is associated with bending deformation in the coating.

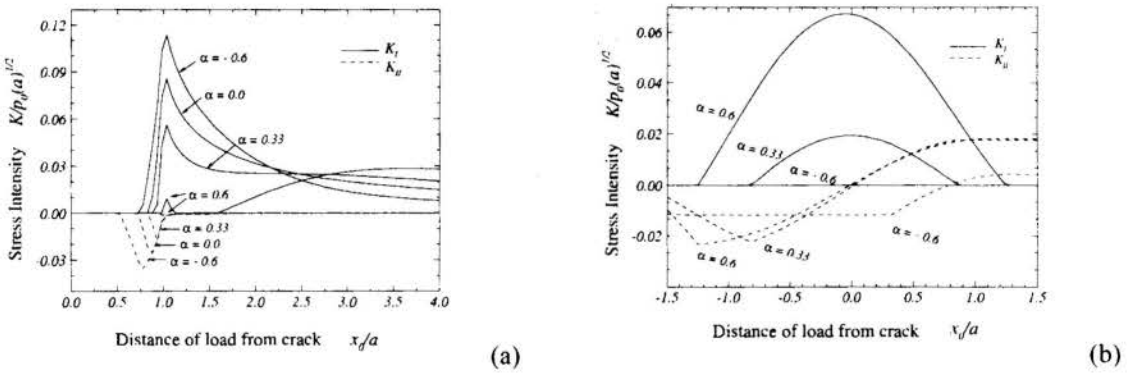


Fig.2: Variation of stress intensity factor for a microcrack in the coating. μ=0.3; h/a=1.5; c/a=0.01; $\beta=\alpha/3$. a) Surface breaking crack; b) crack above the interface.

For subsurface cracks Fig.2b, we find nonzero values for K_I for only if $\alpha > 0$. If there is a flaw in the coating just above the interface, then the crack will start to propagate from the tip nearest the interface. The crack will propagate for only a short distance, until it is trapped at or just beyond the interface. This does not in general cause the coating to fail. Failure may occur if the second crack tip propagates as well: in this case the crack can propagate a significant distance before arresting. We have therefore plotted stress intensity factors for the crack tip that is *furthest* from the interface, since we wish to find the conditions necessary for the crack to propagate from this tip. For this crack tip, one finds a maximum in K_I immediately under the contact. As for the surface breaking crack, one finds that $K_{II} \sim 0$ when K_I reaches its maximum value. The implication is that the crack will begin to propagate when K_I reaches the toughness of the coating K^L_{IC}, and that initially the crack will propagate vertically through the coating.

4.2 Loads Required to Initiate Fracture in the Coating

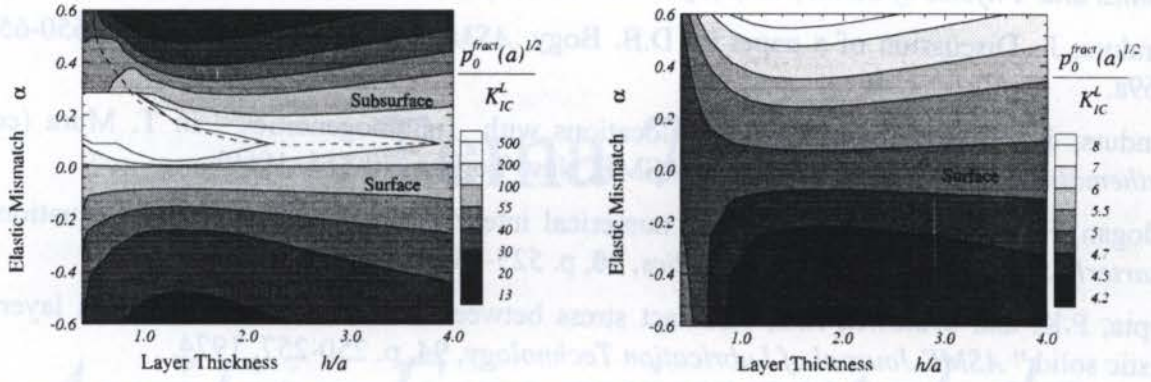
The critical contact pressure p_0^{fract} required to initiate fracture in the coating may be expressed in the form

$$\frac{p_0^{fract}\sqrt{a}}{K^L_{IC}} = \mathcal{F}(\alpha,\beta,h/a,c/a,\mu) \tag{9}$$

where $\mathcal{F}$ is a dimensionless function to be determined.

The influence of the mismatch between elastic properties of layer and substrate, and the layer thickness, are of particular interest. In Fig.3, we show contours of constant fracture pressure as a function of the elastic mismatch parameter α and the layer thickness h/a. Results are shown for initial crack lengths c/a =0.02 and for two values of surface traction coefficients μ. In each case, we have assumed $\beta = \alpha/3$. We have also shown the location of the critical flaw in Fig.3. If the values of α and h/a fall in the region marked `surface,' then fracture is initiated from a surface breaking flaw; otherwise fracture is initiated from a subsurface microcrack (just above the interface).

Some cautionary remarks concerning the results shown in Fig.3 are in order. The figures suggest that certain combinations of elastic mismatch and layer thickness may be beneficial, since the contact pressure p_0 required to initiate fracture may be increased. However, this does not necessarily imply that the load required to initiate fracture is increased. It is known that, for a given contact geometry, the load required to induce a particular contact pressure p_0 is also a function of the elastic mismatch and layer thickness.



(a) μ=0.1 (b) μ=0.5

Fig.3: Contours of dimensionless fracture pressure as a function of elastic mismatch α and coating thickness h/a. Results are shown for $\beta=\alpha/3$.

With this in mind, consider the results, presented in Fig. 3(a), (b). The horizontal line at $\alpha = 0$ corresponds to a homogeneous solid, wherein the layer and substrate have identical elastic properties.. The results for $\mu = 0.1$ shown in Fig.3(a) indicate that, for a given contact pressure, a layer that is somewhat stiffer than the substrate (α~0.2) may be beneficial. However, if the coating stiffness is increased beyond a critical point, fracture is more likely to initiate from flaws below the coating surface, and the fracture pressure is therefore reduced. For $\mu = 0.1$, a compliant coating always reduces p_0^{fract}. For larger values of μ, the elastic mismatch has a more modest effect, as indicated by Figs.3(b). For μ= 0.5, fracture is initiated at the coating surface, for the full range of α and h/a investigated here. For high traction coefficients, the value of p_0^{fract} always increases with α, so that a stiff coating always tends to prevent fracture. The results shown in Fig.3 indicate that, if the layer is stiffer than the substrate $\alpha > 0$ and $\mu > 0$, one may find a critical coating thickness which maximizes the value of p_0^{fract}. However, for 1<h/a<4, the variation of fracture pressure with coating thickness is weak, so the main conclusion that we draw from Fig.3 is that the coating thickness h should be similar to the contact half width a.

The fracture pressure is also strongly influenced by the initial flaw size and the surface traction coefficient. Qualitatively, one finds that the fracture pressure reduces with crack length for short cracks, but rises steeply again if the crack length exceeds a critical value. This

havior is a consequence of the steep gradients in tensile stress in the coating. While the crack is short, it is subjected to large tensile stress, and the crack tip stress intensity factors initially increase as $\sqrt{c/a}$. However, as the crack length increases, the crack tip eventually runs into a region of compressive stress, thus reducing the crack tip stress intensity factors and increasing the fracture pressure.

With respect to the influence of the surface traction coefficient, we find that, if fracture is initiated beneath the surface of the coating, the influence of μ is imperceptible. The pressure required to initiate fracture at the coating surface drops rapidly with μ, as expected. We also observed that the fracture load, for friction coefficient $\mu<0.2$, is strongly influenced by the elastic mismatch.

5. REFERENCES

Bower, A.F. and Fleck N.A., "Brittle fracture under sliding line contact", *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, **42** (9), p. 1375-1396, 1994.

Dundurs, J., Discussion of a paper by D.B. Bogy, *ASME J. of App. Mech*, **36**, p. 650-652, 1969a.

Dundurs, J., "Elastic interaction of dislocations with inhomogeneities," in T. Mura (ed), *Mathematical Theory of Dislocations*, ASME, New York, p. 70-115, 1969b.

Erdogan, F. and Gupta G.D., "On the numerical integration of singular integral equations" *Quarterly Journal of Applied Mathematics*, **30**, p. 525-534, 1971.

Gupta, P.K. and Walowit, J.A., "Contact stress between an elastic cylinder and a layered elastic solid," *ASME Journal of Lubrication Technology*, **94,** p. 250-257, 1974.

Keer, L.M. and Kuo, C.H., "Cracking in a loaded brittle elastic half-space," *International Journal of Solids and Structures*, **29**, p.1819-1826, 1992.

King, R.B. and O'Sullivan, T.C., "Sliding contact stresses in a two-dimensional layered elastic half-space," *International Journal of Solids and Structures*, **23**(5), p.581-597,1987.

Leroy, J.M. and Villechaise, B., "Stress determination in elastic coating and substrate under both normal and tangential loads," *Mechanics of Coatings*, ed. Dowson, D., Taylor, C.M. and Godet, M., Elsevier, p.195-201,1990.

Nahrendran, V.M. and Cleary, M.P., "Elastostatic interaction of multiple arbitrarily shaped cracks in plane inhomogeneous regions," *Engineering Fracture Mechanics*, **19**(3), p. 481-506, 1984.

Oliveira, S.A.G. and Bower, A.F. "An analysis of fracture and delamination in thin coatings subjected to contact loading", *Wear,* **198**, pp.15-32, 1996.

Suga, T. Elssner, G. and Schmader, S., "Composite parameters and mechanical compatibility of material joints," *Journal of Composite Materials*, **22**, p.917-933, 1988.

Tema 78

Análise Experimental de Tensões

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1358

ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE UMA PLATAFORMA DE FORÇAS / *NUMERICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A FORCE PLATFORM*

RAFAEL ANTÔNIO COMPARSI LARANJA, LÉIA BERNARDI BAGESTEIRO, ALBERTO TAMAGNA
Departamento de Engenharia Mecânica, Grupo de Mecânica Aplicada, Escola de Engenharia, UFRGS
Sarmento Leite, 425 Porto Alegre, RS, CEP 90050-170, Brasil - E-mail: comparsi@vortex.ufrgs.br.

Abstract

This paper presents a comparison with numerical and experimental analysis of a force plate. The platform was built with four octagonal steel load cells, each one measures two uncoupled forces, horizontal and vertical. The complete system allows to measures three orthogonal forces and three moments. The load cells were analyzed using the finite element method, the element used was a structural solid element (20 nodes) and the aluminum plates used a structural shell element (8 nodes). Dynamic analysis was developed to determine the lowest natural frequencies with permits to get the working frequency band. The experiment to get the frequency response, was realized bounding an accelerometer in each direction of a force plate connected to Fast Fourier Analyzer. Numerical and experimental results were compared, the resulting linear frequency band is zero to 180 Hz in a conservative form.

Keywords

Force, platform, modal analysis, numerical simulation, experimental analysis.
Força, plataforma, analise modal, simulação numérica, analise experimental.

1. INTRODUÇÃO

Uma das forças mais comuns que atuam no corpo humano é a força de reação do chão, que atua no pé durante a caminhada, a corrida, algum exercício ou simplesmente por permanecer parado em pé. Esse vetor de força é tridimensional e para o propósito de análise, é comumente dividida em suas componentes. A força consiste em uma componente vertical (Fz) adicionada a duas componentes cisalhantes que atuam ao longo da superficie da plataforma, Gola (1980). Essa força cisalhante é usualmente classificada em: componente anterior-posterior (Fy) e a componente medio-lateral (Fx) (Figura 1).

A plataforma de forças mede as componentes da força de reação do chão, e tem sido usadas por vários estudiosos para investigar uma variedade de atividades. A maioria dos estudos, entretanto, tem aplicação com o carregamento de impacto no corpo ocasionado por saltos ou durante a fase de apoio na caminhada ou corrida, Kram *et al* (1989).

Hoje em dia, uma plataforma de força é usualmente construída com uma placa retangular apoiada em transdutores posicionados nos quatro cantos, partindo do princípio de funcionamento da deformação estabelecidas nos mesmos. A magnitude e a localização da

força de reação do chão são determinadas através de sinais das células de carga em cada base de suporte.

Transdutores de força têm sido utilizados nos mais variados tipos, mas o mais comum é o que utiliza extensômetros elétricos (strain gauges). Utilizando extensômetros, esses são conectados em circuitos de ponte que condicionam o sinal da deformação superficial, onde juntos eles irão fornecer o sinal correspondente de um carregamento.

O presente trabalho apresenta uma comparação entre os resultados de análises dinâmicas experimentais e numéricas de uma plataforma de força desenvolvida com células de carga octogonal fixas entre placas de alumínio.

2. DESCRIÇÃO DA PLATAFORMA

A plataforma de força mede a força e o momento que atuam em sua superfície. As três componentes de força (Fx, Fy e Fz) e os três momentos (Mx, My e Mz) são obtidos da combinação das quatro células de carga octogonais (Figura 1) Bagesteiro (1996).

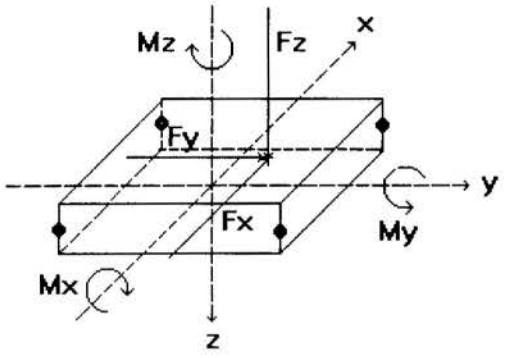


Figura 1: Componentes de Forças e Momentos sobre a plataforma.

Trinta e dois extensômetros elétricos foram conectados em oito pontes completas de Wheatstone; cada célula de carga octogonal possui oito conjuntos de strain gauges distribuídos de forma a adquirirem duas força desaclopadas ortogonalmente (vertical e horizontal), resultando em oito forças, quatro horizontais e quatro verticais; de onde são calculadas as componentes de força e os momentos. Essa plataforma de forças foi desenvolvida e calibrada usando métodos estáticos e dinâmicos.

O sistema completo, mostrado esquematicamente na Figura 2, consiste em duas placas quadradas de alumínio de 500x20 mm de dimensão suportada em seus quatro cantos por células de carga octogonais. As células são rigidamente fixas entre as placas por suportes especiais de aço.

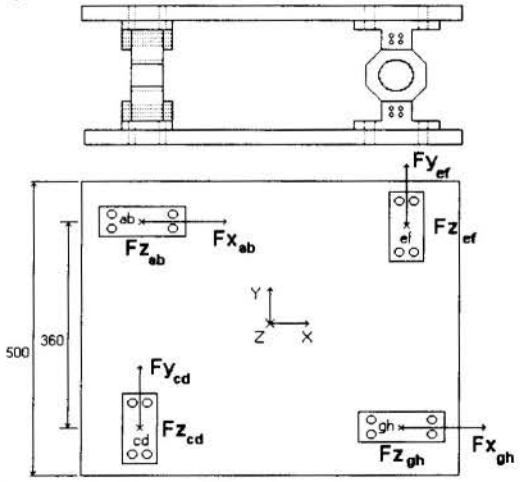


Figura 2: Sistema completo da plataforma de forças

Para a utilização da plataforma, força de saída dos transdutores nos quatro cantos pode ser usada para o cálculo da força e do momento aplicado na plataforma. Entretanto, a determinação das coordenadas do ponto de aplicação da força é realizada pela divisão dos momentos pelas forças, e as componentes do impulso pela integração no tempo das componentes de força.

3. DESCRIÇÃO DAS PLACAS E CÉLULAS DE CARGA

As células de carga usadas na construção da plataforma de forças possuem a forma octogonal, apresentando uma rigidez similar em duas direções Bagesteiro (1996). O material utilizado foi o aço inoxidável AISI 304 que apresenta as propriedades detalhadas na Tabela 1.

Tabela 1: Propriedades do Aço AISI 304

Modulo de elasticidade (E)	$2{,}10 \times 10^{11}$ N/m^2
Coeficiente de Poisson (ν)	0,3
Densidade (ρ)	$7{,}85 \times 10^{3}$ kg/m^3
Tensão de escoamento (σ_e)	$2{,}75 \times 10^{8}$ N/m^2

Fonte: Perry, Chilton, 1980.

A Figura 3 demonstra as principais dimensões da célula de carga.

Já as placas quadradas de alumínio possuem as propriedades descritas na Tabela 2.

Esses dados foram indispensáveis para a realização da análise numérica a seguir.

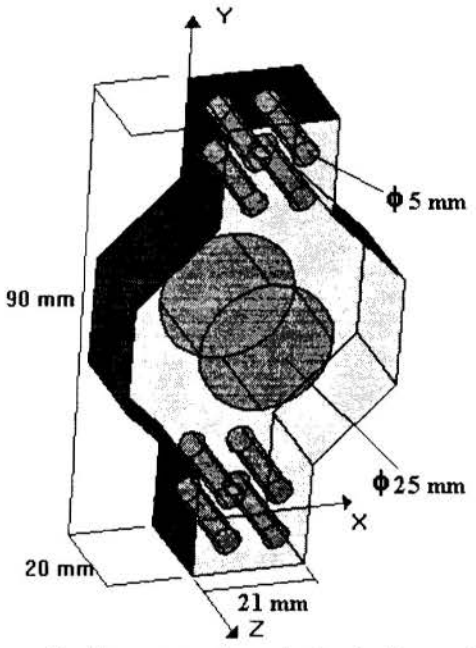


Figura 3 : Esquema das principais dimensões da célula de carga.

Tabela 2: Propriedades do Alumínio 5052F

Modulo de elasticidade (E)	$7{,}31 \times 10^{10}$ N/m^2
Coeficiente de Poisson (ν)	0,3333
Densidade (ρ)	$2{,}70 \times 10^{3}$ kg/m^3
Tensão de escoamento (σ_e)	$8{,}07 \times 10^{7}$ N/m^2

Fonte: Samblancat, 1978.

4. ANÁLISE DINÂMICA DA PLATAFORMA

A análise numérica foi desenvolvida em um software comercial, ANSYS 5.0, com um modelo simplificado, como é demonstrado na Figura 4, e os elementos em 3D utilizados foram: casca quadrilateral (4 nós) simulando as duas placas de alumínio e elemento estrutural sólido isoparamétrico (8 nós).

Utilizou-se a simplificação de desconsiderar-se os componentes que fixam as células de carga na plataforma, colocando assim as células em contato direto com as placas de alumínio. As condições de contorno foram aplicadas em quatro elementos, simulando a posição dos parafusos que fixam a plataforma no chão, situados em cada lado no meio da placa. Cabe salientar que o número de nós internos em cada placa é o mesmo que o da análise

experimental, isto é, 576 pontos, isso foi feito para se ter a possibilidade de melhor comparação entre as duas análises.

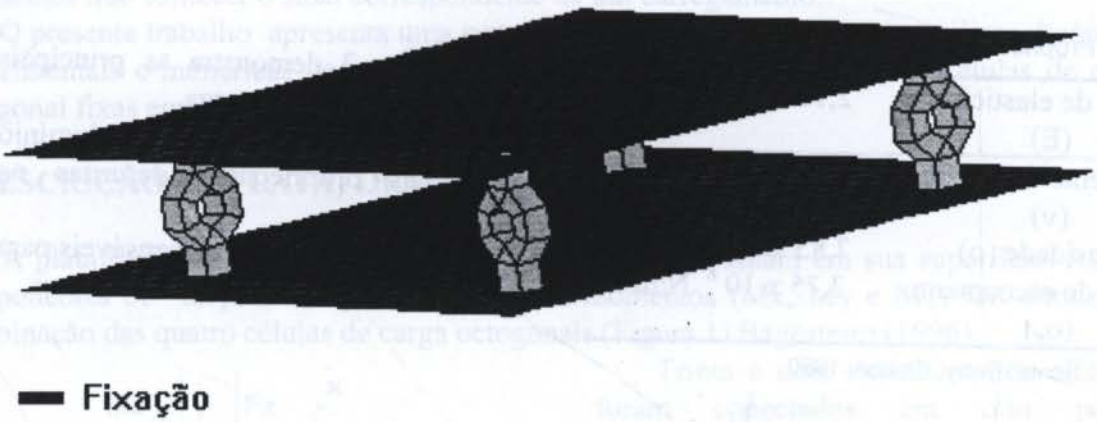


Figura 4: Simplificação utilizada para a análise numérica.

Os valores obtidos para as três primeiras freqüências na análise numérica são apresentados na Tabela 3, e os gráficos de seus modos nas Figuras 5, 6 e 7.

Tabela 3: Valores das freqüências naturais encontradas:

Número do modo de vibração	Freqüência (Hz)
1	202,3
2	327,7
3	368,8

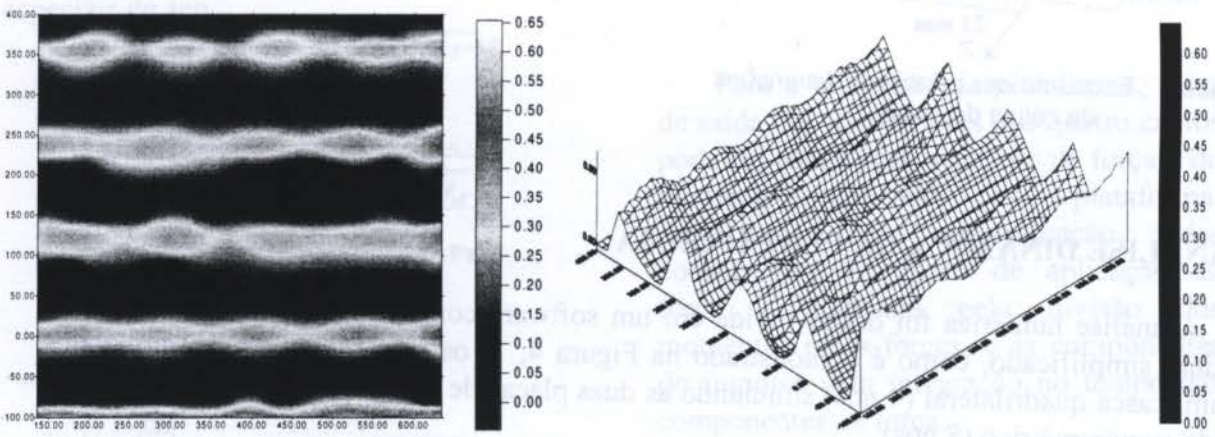


Figura 5: Análise numérica; primeiro modo de vibração.

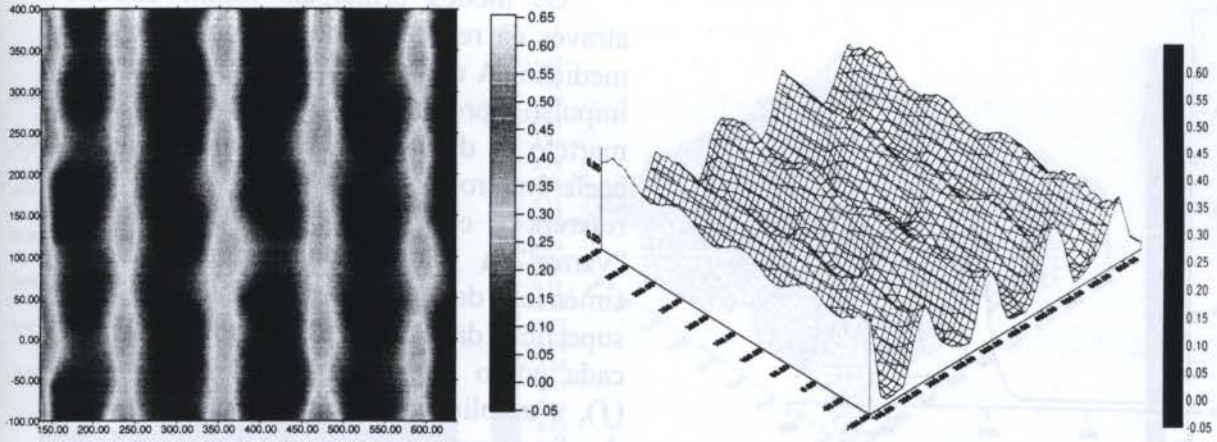


Figura 6: Análise numérica, segundo modo de vibração.

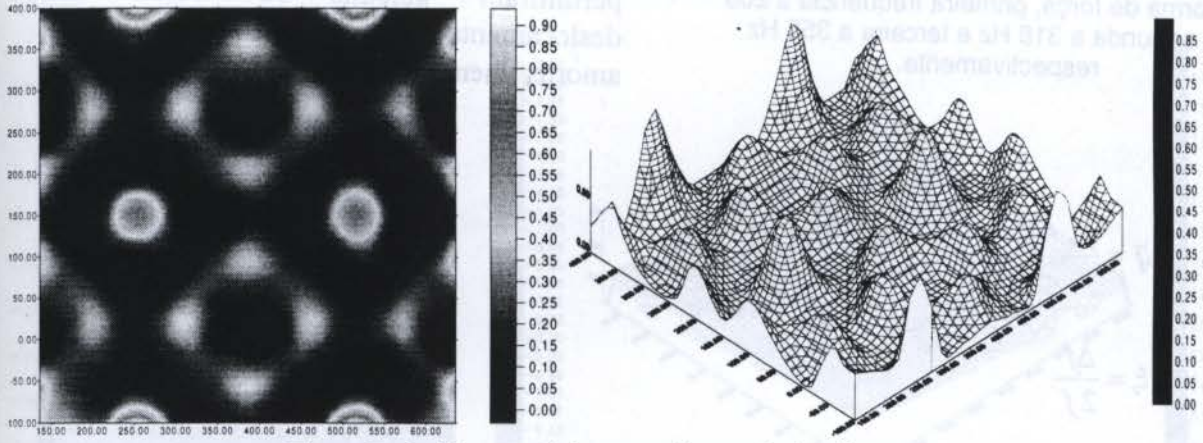


Figura 7: Análise numérica, terceiro modo de vibração.

5. ANÁLISE EXPERIMENTAL

Para a aquisição das freqüências e modos de vibração experimentalmente, foi utilizado o método da resposta e impulso. Dois acelerômetros piezoelétricos foram fixos no topo da placa e conectados a um Analisador de Fourier. A configuração experimental foi feita com a plataforma de força (1), dois acelerômetros piezoelétricos (2), dois amplificadores de sinal (3) e o Analisador de Fourier (4) onde é representado esquematicamente na Figura 8.

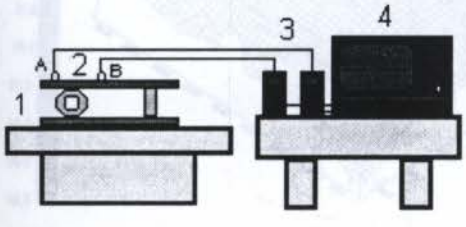


Figura 8: Configuração experimental

Essa montagem experimental permite verificar a faixa de freqüência e os modos de vibração. A Figura 9, ilustra o espectro de freqüência da plataforma de força, resultando em uma faixa linear de freqüência é de 0 a 180 Hz.

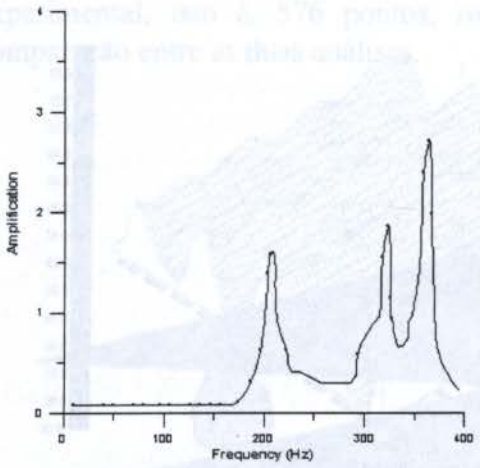


Figura 9 : Espectro de freqüência da plataforma de força, primeira freqüência a 205 Hz, segunda a 318 Hz e terceira a 355 Hz respectivamente.

Os modos principais foram obtidos através da relação entre os dois canais de medição (A e B) quando excitados por um impulso produzido por um pequeno martelo de borracha. Um dos acelerômetros (A) foi fixo em um ponto de referência e o outro (B) serviu para "varrer" a plataforma em uma malha simétrica de 576 pontos diferentes na superfície da plataforma. Registrando em cada ponto as três primeiras freqüências (f), a amplitude (y), a fase e a diferença das freqüências no pico do ponto máximo (Δf), Rios (1994), Rao (1995). Esses dados permitiram calcular o vetor de deslocamento (q) e o coeficiente de amortecimento (ξ) que é dado por:

$$\vec{q} = \frac{y_B}{y_A} \qquad (1)$$

$$\xi = \frac{\Delta f}{2f} \qquad (2)$$

Os gráficos a seguir representam os três primeiros modos de vibração. Eles foram obtidos das equações acima para cada um dos 576 pontos da malha na plataforma de força. E além disso, foi calculado o coeficiente de amortecimento que é 0,039.

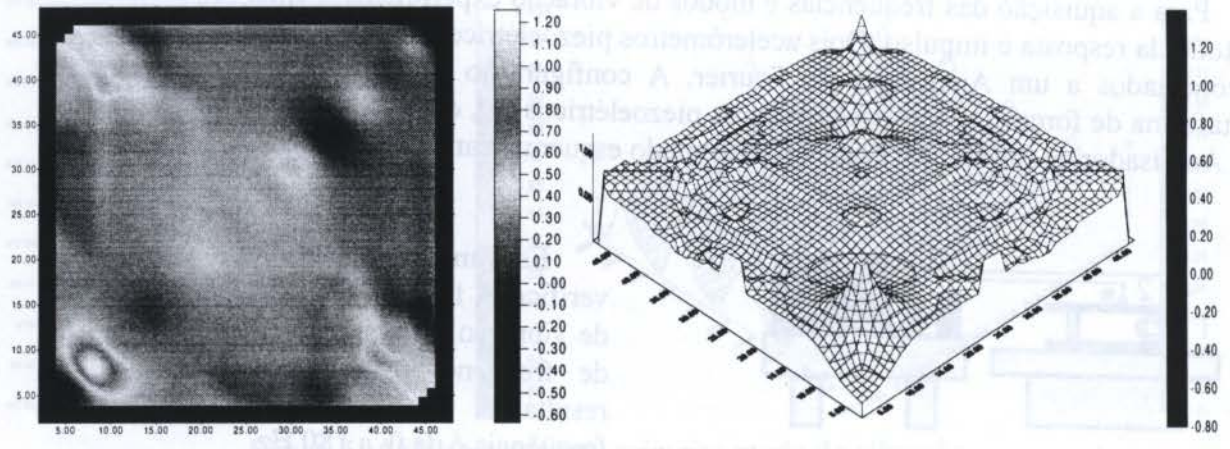


Figura 10: Primeiro modo de vibração, freqüência de 205 Hz.

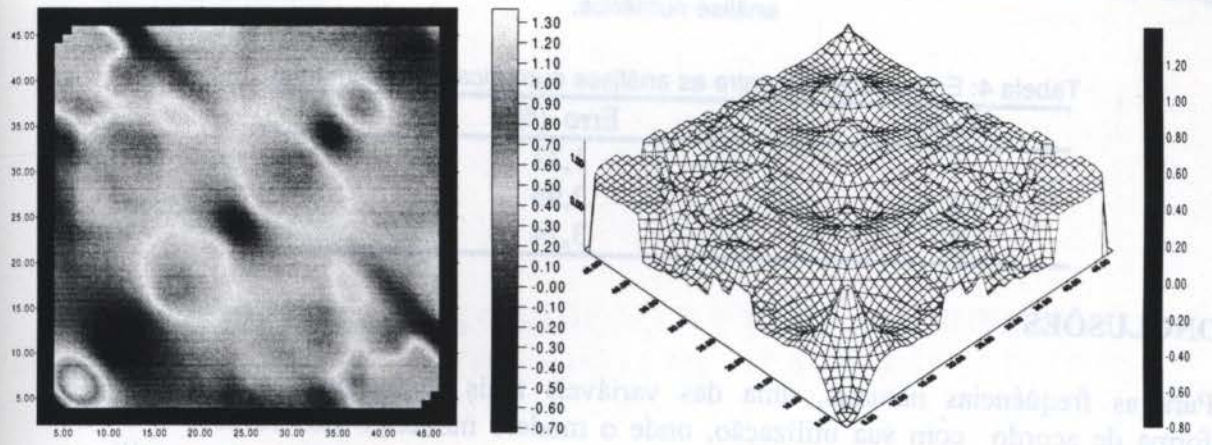


Figura 11: Segundo modo de vibração, freqüência de 318 Hz.

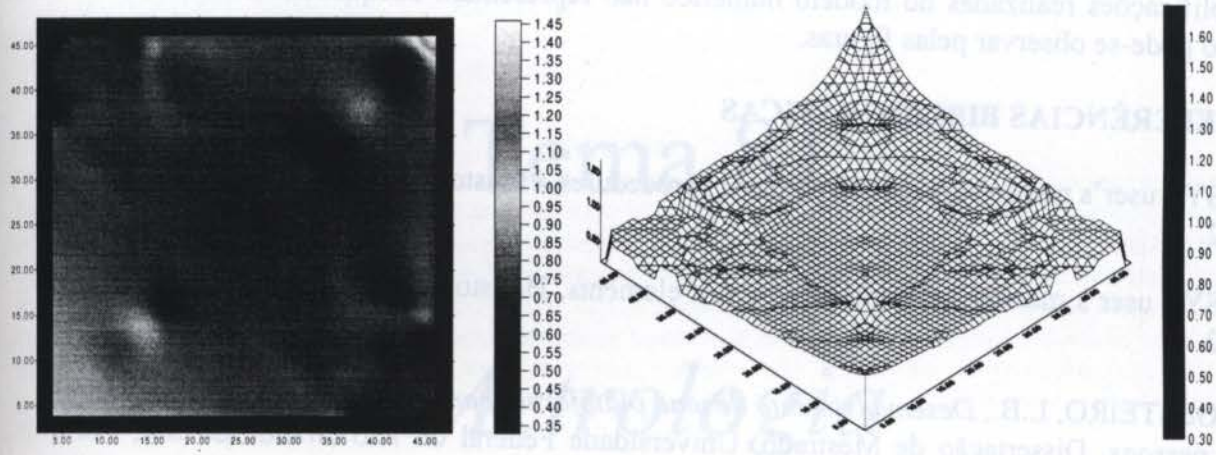


Figura 12: Terceiro modo de vibração, freqüência de 355 Hz.

6. RESULTADOS

As freqüências das análises numéricas e experimentais foram comparadas e seus resultados são demonstrados na Figura 13, onde o eixo horizontal representa a ordem das freqüências e o eixo vertical as freqüências naturais encontradas. A seguir, são listados os erros entre as análises numéricas e experimental com relação às freqüências naturais.

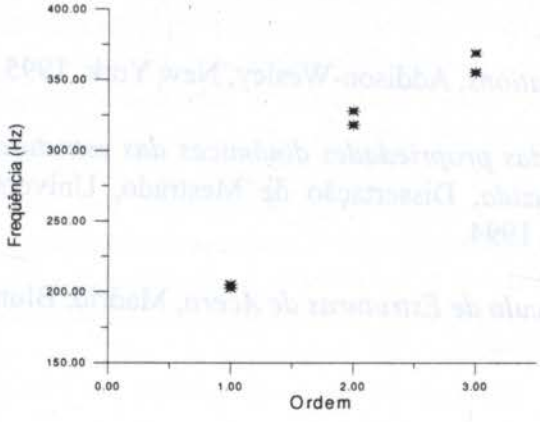


Figura 13: Resultados de freqüências das análise, em vermelho análise experimental e em azul análise numérica.

Tabela 4: Erro percentual entre as análises numérica e experimental.

Modo	Erro (%)
1	1,33
2	2,96
3	3,74

6. CONCLUSÕES

Para as freqüências naturais, uma das variáveis mais importantes é a fixação da plataforma de acordo com sua utilização, onde o modelo numérico nos fornece um bom resultado para as primeiras freqüências e a faixa de utilização dinâmica, quando se utiliza o método adequado de fixação da plataforma. Os modos de vibração, entretanto, devido às simplificações realizadas no modelo numérico não representam adequadamente a realidade, como pode-se observar pelas figuras.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS user's manual for revision 5.0, v.1: procedures, Houston: Swanson Analysis Systems, 1992.

ANSYS user's manual for revision 5.0, v.3: elements, Houston: Swanson Analysis Systems, 1992.

BAGESTEIRO, L.B., *Desenvolvimento de uma plataforma para análise de forças produzidas por pessoas*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 1996.

GOLA, M.M., Mechanical design, constructional details and calibration of a new force plate, *Journal of Biomechanics*, 1980, 13, 113-128.

KRAM, R. & POWELL, A.J., A treadmill-mounted force platform, *Journal Applied Physiological*, 1989, 1692-1698.

PERRY, R. H. & CHILTON, C.H., *Manual de Engenharia Química*, 5.ed, Guanabara Dois,Rio de Janeiro, 1980.

RAO, S.S., *Mechanical Vibrations*, Addison-Wesley, New York, 1995.

RIOS, R.D., *Determinação das propriedades dinâmicas das estruturas mediante o emprego de modelos em escala reduzida*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 1994.

SAMBLANCAT, V. C., *Calculo de Estruturas de Acero*, Madrid: Blume, 1978, v.1: teoria.

Tema 81

Metrologia

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1007

FONTES DE ERROS NA MEDIÇÃO DA TEXTURA SUPERFICIAL COM ESTILETE E COM SONDA ÓPTICA / *SURFACE TEXTURE MEASUREMENT ERRORS SOURCES WITH STYLUS AND OPTICAL PROBES*

Lourival Boehs*, Luciano Bet** & Gustavo Renê Mostiack*
*Departamento de Engenharia Mecânica - Centro de Tecnologia - UFSC
Caixa Postal 476 - 88040-900 - Florianópolis/SC - Brasil - E-mail: lb@grucon.ufsc.br
**Departamento de Engenharia Mecânica - Centro de Tecnologia - UFRN
Caixa Postal 1657 - 59072-970- Natal/RN - Brasil - E-mail: bet@leca.ufrn.br

Abstract

Many different systems of roughness measurement are avaiable today. Although the modern instruments are very sophisticated, still exist many sources and kinds of *error* in surface texture measurement. Most important sources of errors are those related with the measurement instruments as well as the enviroment they are being used. Only stylus and optical follower instruments would be discussed here. These instruments represent one that are being used in most of the laboratories and industries that handle surface texture meaurement. Because of the growing interest in the relationship surface texture/technological function, it is vital to improve the methods in order to find out and eliminate the measurement errors or at least minimise their effects. The scope of this paper is to present the most important sources of errors in surface texture measurement and to propose ways to eliminate or minimize their effects in the measurement results.

Keywords

Surface Texture - Measurement - Stylus - Optical Follower - Errors / Textura Superficial - Medição - Estilete - Sonda Óptica - Erros

1. INTRODUÇÃO

A especificação e a medição da textura superficial (rugosidade e ondulação) de componentes usinados tem desempenhado um papel cada vez mais relevante dentro do contexto da fabricação mecânica. A contínua diminuição nos limites da tolerância dimensional e de forma, as maiores exigências funcionais, o aumento da expectativa da vida útil e a eliminação quase que total do chamado período de *amaciamento* de componentes mecânicos, têm levado os projetistas a aplicarem com maior intensidade os conceitos e normas associados à tecnologia de superfícies. A conseqüência imediata disso é uma demanda crescente do entendimento e do uso dos procedimentos de medição da textura e da integridade superficiais.

A medição da textura em geral compreende a captação de um ou mais perfis da superfície em análise e o subseqüente processamento eletrônico e/ou digital desses perfis para o cálculo dos diversos parâmetros de textura existentes. Neste processo existem várias fontes de erros, dentre as quais se destacam: geometria e dimensões da ponta do apalpador (instrumento tipo estilete) ou do feixe óptico (seguidor óptico), força e velocidade de apalpamento, tipo do sistema de apalpamento (com ou sem patins de apoio), tipo de transdutor (deslocamento/sinal elétrico), tipo

de filtro (eletrônico ou digital), resolução da placa A/D (analógico digital), características próprias da superfície medida e condições do ambiente de medição.

Algumas fontes de erros são completamente distintas para os casos de estilete e de sonda óptica, notadamente aquelas concernentes à geometria do elemento de apalpamento, ao tipo de material da superfície medida, ao comportamento dinâmico da sonda, ao tipo de transdutor e às condições do ambiente de medição. Outras fontes geradoras de erros têm comportamento independente do tipo de sonda utilizado. É o caso dos tipos de filtros utilizados, da resolução da placa de conversão Analógico/Digital e da confiabilidade da unidade de deslocamento da sonda.

Este trabalho tem por objetivo apresentar as principais fontes de erro nos processos de medição da textura superficial com sonda mecânica (estilete) e com sonda óptica (optical follower), os efeitos desses erros na determinação de alguns parâmetros de textura e na representação gráfica dos perfis de rugosidade e por fim, sugerir maneiras de eliminar estes erros ou ao menos minimizar seus efeitos.

2. FONTES DE ERROS NAS SONDAS MECÂNICAS (STYLUS)

2.1 Ponta do estilete

A ponta do estilete de uma sonda mecânica é a parte que entra em contato com a superfície medida e esta interação exerce grande influência nos resultados obtidos (figura 1). Os erros cometidos com a escolha inadequada da geometria da ponta do estilete (raio de ponta e ângulo de cone) são irrecuperáveis e levam a conclusões errôneas. Deve-se dar preferência a estiletes com pequenos raios de ponta, que são capazes de reproduzir a topografia da superfície com maior fidelidade. Na prática a escolha recai em raios de ponta na faixa de 3 μm a 10 μm e ângulos de cone de 60° ou de 90° (Whitehouse, 1994; Sander, 1989). A combinação 3 μm/90° é a mais recomendada para a maioria dos casos, pois combina robustez e acuracidade de reprodução. Embora existam estiletes com raios de ponta inferiores a 1 μm, a sua fragilidade limita a aplicação a casos muito especiais fora do padrão usual aplicável às superfícies usinadas.

O uso constante de um determinado estilete desgasta sua ponta. Este deve ser avaliado periodicamente a fim de não ultrapassar valores que alterem os resultados de medição. Isto é possível com dispositivos e métodos indicados pelos fabricantes e recomendações de normas técnicas.

2.2 Força de medição e deformação plástica

Embora a força de medição de um estilete com raio de ponta de 5 μm seja muito pequena, aproximadamente 1 mN (Chetwynd el al., 1992; Sander, 1989; Weingraber, 1989), o dano superficial causado na sua passagem pode ser razoável o suficiente para alterar o valor dos parâmetros de textura medidos, bem como inutilizar a superfície para a função tecnológica para a qual foi projetada. Isto se explica pela pequena área de contato, resultando numa grande pressão de medição.

Portanto, antes de se executar a medição com uma sonda mecânica deve ser avaliada a capacidade da superfície de suportar a ação da ponta do estilete. É também recomendável que em caso de dúvida se faça a primeira medição em uma região onde um pequeno dano superficial não cause a perda de toda a peça. Estes cuidados devem ser tomados notadamente em superfícies de alumínio e cobre e até mesmo em superfícies de materiais mais resistentes ao risco, porém super acabadas (lapidadas e polidas por exemplo).

Felizmente a grande maioria das peças usinadas (torneamento, fresamento, brunimento e retificação) são de algum tipo de aço e nestes casos o dano causado pela passagem do estilete não é significativo, não só com relação à função da superfície da peça quanto ao resultado da medição.

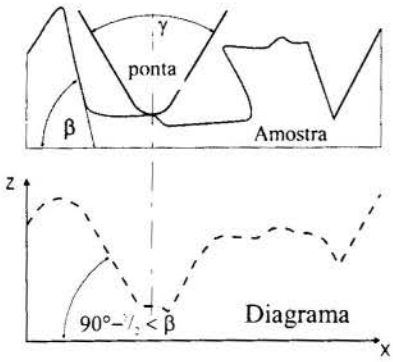


Figura 1: Erro causado pela geometria da ponta do estilete.

2.3 Patins de apoio

Muitas sondas mecânicas se utilizam de patins de apoio para geração de uma linha de referência para a ponta do estilete. Estes patins foram desenvolvidos em várias geometrias e colocados em várias posições relativas. Porém eles podem causar grandes alterações nos resultados de medição e só devem ser utilizados quando os desvios de forma da superfície forem tão grandes que o uso de uma referência independente leve à ultrapassagem da faixa de trabalho da sonda (Bodschwinna e Hillmann, 1992).

Como os patins de apoio se utilizam da própria superfície da peça para gerar a linha de referência é necessário se avaliar a influência da microgeometria da superfície no deslocamento do patim. O ideal é que este se desloque como se estivesse sobre uma superfície plana de referência. Como isto nem sempre ocorre, freqüentemente surgem desvios de medição devido à interrelação entre a microgeometria da superfície e a geometria do patim e/ou a posição do patim em relação à ponta do estilete (figura 2).

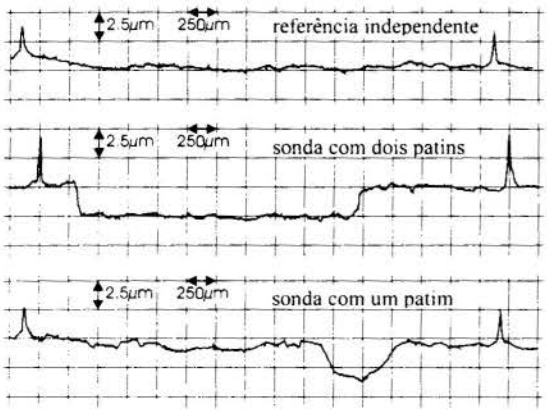


Figura 2: Comparação entre perfis obtidos com referência independente e com patins de apoio.

Ao contrário da ponta do estilete, que exerce uma força muito pequena sobre a superfície, o patim de apoio geralmente exerce uma força relativamente grande. Não é raro o caso em que o dano causado à superfície prejudica a medição, notadamente nas construções onde o conjunto estilete/patim é montado em tandem com o patim atrás do estilete.

Uma recomendação geral é que se deva evitar ao máximo o uso de sondas mecânicas com patins de apoio, utilizando-as somente nos casos onde não houver nenhuma opção de ajuste de posição para a compensação de desvios de forma.

2.4 Comportamento dinâmico

A ponta do estilete deve percorrer a superfície na maior velocidade possível para manter o tempo de medição pequeno. Porém, existe uma velocidade limite a partir da qual o estilete poderá perder o contato com a superfície, em função da inércia do movimento na direção vertical. Embora os fabricantes projetem os equipamentos para trabalharem com velocidades ótimas (menor tempo de medição versus estabilidade dinâmica) para maioria dos casos práticos é possível que ocorram problemas com algumas superfícies específicas (Bodschwinna e Hillmann, 1992). Este é um tipo de erro muito difícil de ser detectado e para tal se depende muito da habilidade do operador do equipamento de medição.

2.5 Comportamento elástico

Embora em uma sonda mecânica a ponta do estilete seja geralmente de diamante, ou seja, bastante rígida, o conjunto sonda/superfície possui partes sujeitas a deformações elásticas e plásticas. Algumas superfícies aperiódicas tais como as obtidas por jateamento e eletroerosão bem como as superfícies sinterizadas apresentam vários picos isolados, que favorecem o deslocamento da ponta do estilete em uma direção perpendicular à do percurso de medição quando inicia a subida em um destes picos (Bet, 1995). Nestes casos os parâmetros representativos de desvios verticais podem ser substancialmente alterados, principalmente aqueles relacionados com os desvios máximos tais como: altura máxima do perfil (R_t), profundidade máxima individual de rugosidade (R_{max}) e profundidade de alisamento (R_p).

Nos casos em que se for medir superfícies deste tipo com sondas mecânicas é recomendável que se observe a utilização de sondas com boa rigidez lateral.

3. FONTES DE ERROS NAS SONDAS ÓPTICAS (OPTICAL FOLLOWERS)

O uso de uma sonda óptica implica a medição sem contato, o que faz com que se anulem fontes de erro típicas da sonda mecânica tais como as deformações elásticas e plásticas, o comportamento dinâmico e o uso de patins de apoio. Além disso o feixe de luz, geralmente um LASER de baixa intensidade, que atua como apalpador possui um diâmetro focal de aproximadamente 1 μm, que é pelo menos seis vezes menor que o diâmetro da ponta de um estilete mecânico convencional. Isto faz com que a capacidade de reproduzir a superfície real seja muito maior.

Surgem porém outras fontes de erros próprias a um sistema óptico (Hillmann, 1990; Whitehouse, 1994; Weingraber, 1989) e estas serão discutidas a seguir.

3.1 Inclinação local do perfil

A focalização sobre a superfície se torna mais difícil quanto mais inclinada estiver a superfície na região atingida pelo feixe. Se a inclinação ultrapassar um determinado valor limite o feixe refletido não retorna à sonda e o resultado é semelhante ao obtido com uma sonda mecânica que perde o contato com a superfície.

O limite admissível para a inclinação local do perfil depende, entre outros fatores, da reflexividade da superfície, quanto mais reflexiva maior será este limite. Para superfícies com reflexividade acima de 95% são admissíveis inclinações locais superiores a 10° (Sander, 1989; Bodshwinna e Hillmann, 1992).

Existem perfis onde ocorrem alterações locais de inclinação e nestes casos haverá alteração dos valores dos parâmetros de rugosidade. Um operador experimentado poderá observar e corrigir o desvio com uma análise do gráfico do perfil de rugosidade (figura 3).

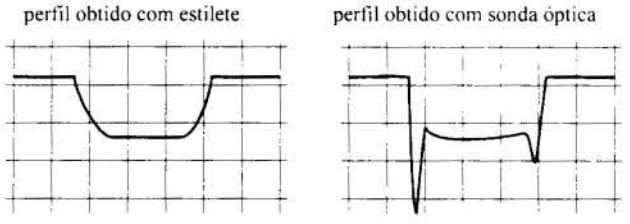


Figura 3: Alteração local da inclinação do perfil real e seus efeitos no perfil medido com sonda óptica.

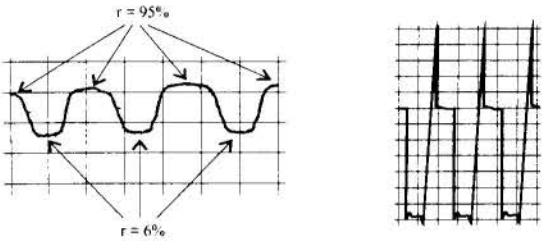
3.2 Reflexibilidade da superfície

Já foi visto que a reflexibilidade exerce grande influência na inclinação local admissível do perfil. De maneira geral a focalização do feixe sobre a superfície é impossível se a reflexibilidade for inferior à 4%, caso de corpos extremamente negros. Porém a grande maioria dos materiais têm reflexibilidade aceitável. Até mesmo materiais bastante negros ou transparentes tais como carvão,

vidro e borracha possuem características reflexivas suficientes para a medição com sonda óptica (Sander, 1989).

Experiências de laboratório têm mostrado que superfícies transparentes de corpos de prova muito delgados, inferiores a 0,5 mm, não permitem uma focalização satisfatória (Bet, 1995). Esta característica limita o uso deste tipo sonda na avaliação de camadas de recobrimento transparentes.

Outro fator limitante é a presença de transição claro escuro na superfície. Na figura 4 é apresentada uma comparação entre o perfil obtido mecanicamente e opticamente. Nota-se que a transição claro escuro altera completamente a forma do perfil. Também neste caso a avaliação do perfil gráfico por um operador experimentado indica a existência de erro, evitando a aceitação de valores deturpados para os parâmetros de textura.



Perfil obtido mecanicamente (perfil correto) Perfil obtido opticamente (perfil com distorções)

Figura 4- Perfis com transição claro/escuro medidos com os dois tipos de sonda.

De maneira geral os desvios dos perfis lidos opticamente em relação aos lidos mecanicamente não são superiores a 1 μm e tendem a diminuir quanto mais rugosa for a superfície (Sander, 1989).

3.3 Microgeometria da superfície

Alguns elementos na micro-geometria de superfícies distorcem acentuadamente o perfil obtido com uma sonda óptica. As bordas agudas de poros microscópicos dispersam o feixe de luz incidente e o resultado será um pico no lugar de um poro. Em rampas com inclinações próximas a 90° a parte inferior da rampa só será captada após alguns micrometros de deslocamento, mas o desnível entre a parte superior e inferior da rampa pode ainda ser observado no diagrama do perfil. A presença de saliências ou reentrâncias na forma de semi-esferas causa a geração de pontos focais secundários. Estes, por sua vez, defletem o braço de medição da sonda em função das suas posições e não em função da microgeometria da superfície real.

4. FONTES DE ERROS INDEPENDENTES DO TIPO DE SONDA

4.1 Seleção do filtro

Os desvios geométricos medidos no campo da textura superficial são a rugosidade e a ondulação. Cada um deles possui suas próprias fontes de origem e efeitos distintos no comportamento funcional da superfície (Whitehouse, 1994). Devem portanto ser avaliados em separado.

Na superfície real a rugosidade e a ondulação se sobrepõem e para separá-las é necessário se proceder a filtragem do sinal bruto captado pelas sondas. Para tal foram e ainda estão sendo desenvolvidos os filtros de sinais (Klimczak e Powier, 1995) (Vanherck e Leuven, 1994). Existem pelo menos três tipos de filtros aplicados à medição da textura superficial: o 2RC (eletrônico), o Gaussiano e o de fase corrigida (digitais).

Dos três tipos de filtro disponíveis atualmente o que causa a maior distorção no perfil de rugosidade é o 2RC (eletrônico). Sempre que possível deve ser evitado o seu uso, pois em

determinadas superfícies a alteração dos valores de parâmetros tais como R_a e R_z (profundidade média de rugosidade) são da ordem de 20% (Bodschwina e Hillmann, 1994).

O filtro Gaussiano (de fase corrigida) é o mais indicado para superfícies usinadas em geral. A distorção gerada no perfil de rugosidade é mínima e a linha média do perfil primário (ondulação e rugosidade superpostas) corresponde diretamente ao perfil de ondulação Tem como principais vantagens uma maior fidelidade na reprodução do perfil real e redução do tempo necessário ao processamento do sinal.

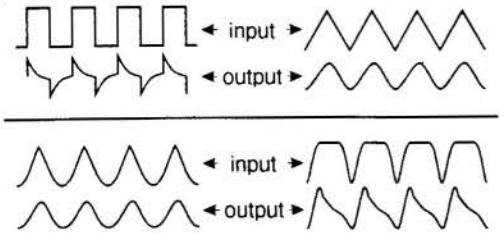


Figura 5 - distorções causadas com o uso de filtros 2RC.

Os filtros de fase corrigida especiais foram desenvolvidos para a avaliação de superfícies do tipo platafórmicas (Böhm, 1992), como por exemplo as obtidas no brunimento platô. Neste tipo de superfície mesmo os filtros de linha média comuns produzem distorções em função da presença de alguns vales muito profundos e estreitos inseridos em uma superfície bastante plana. Sem a aplicação deste tipo de filtro os parâmetros que caracterizam superfícies platafórmicas (como por exemplo a profundidade reduzida dos vales R_{vk}, a altura reduzida dos picos R_{pk} e a profundidade da rugosidade central R_k) não podem ser calculados com confiabilidade aceitável.

Fica então como regra que sempre que possível deva ser utilizado o filtro Gaussiano para superfícies usinadas em geral e no caso de superfícies platafórmicas é preferível se utilizar um filtro especial que elimine o efeito dos vales profundos e muito estreitos.

4.2 Seleção do cut-off

A seleção correta do valor de cut-off (λ_c) é muito importante. Porém, nem sempre ela é feita de acordo. O cut-off é um parâmetro de filtragem e define qual porção dos desvios na textura superficial serão considerados como ondulação e quais serão considerados como rugosidade.

A seleção de um cut-off superior ao ideal fará com que sejam considerados como rugosidade desvios que na verdade se comportam como ondulação e a seleção de um cut-off menor que o ideal faz com que desvios que são de fato rugosidade sejam considerados como ondulação. Esta troca pode causar erros graves de interpretação de comportamento funcional, visto que a rugosidade e a ondulação afetam de maneira bastante distinta o desempenho de uma superfície em serviço.

Existem normas que definem muito claramente o valor de cut-off a ser adotado para cada caso (ABNT, 1988; DIN,1990; ISO, 1985;). Estas normas devem ser seguidas sempre que possível. No caso de não se poder utilizar o valor do cut-off indicado por estas normas, deve-se explicitar no relatório de medição o valor adotado, permitindo uma posterior reprodução da medição.

4.3 Meio ambiente

As bancadas de medição de textura devem ser bem isoladas de vibrações externas, pois as sondas são bastantes sensíveis a elas. Quanto mais bem acabada for a superfície medida maior será a influência de vibrações sobre o resultado final de medição.

A avaliação da influência da variação de temperatura na medição da textura ainda não é um campo muito explorado (Bet, 1995). A prática tem demonstrado que para uma mesma superfície não existem diferenças significativas nos valores dos parâmetros de textura obtidos em campo e em laboratório, mesmo quando existem diferenças até da ordem de 15 °C.

Um fator ambiental importante na medição da textura com sonda óptica é a limpeza da superfície. Como não há contato sólido/sólido (caso da sonda mecânica), toda sujeira depositada sobre a superfície é computada como elemento do perfil, alterando significativamente os resultados de medição. Neste caso a superfície deve ser muito limpa e totalmente isenta de qualquer traço de umidade.

4.5 Número de medições executadas

Embora não esteja ligada diretamente ao tipo de instrumento de medição o número de medições deve ser elencado como uma possível fonte de erro na medição da textura superficial. É muito comum se apresentarem valores isolados de parâmetros de textura como representativos de toda uma superfície, quando na realidade é necessário se fazer um estudo prévio para determinar o número mínimo de medições que resulte numa dispersão aceitável. Em metrologia de superfícies a concepção de dispersão aceitável está intimamente relacionada ao comportamento funcional. Para um determinado tipo de situação 10% de dispersão nos resultados poderá ser aceitável, em outros talvez 5% seja indesejável. Cada caso é um caso e não se pode formular uma regra geral.

A situação é menos critica quando são avaliados parâmetros médios tais com R_a e R_z, porém com parâmetros naturalmente dispersivos como R_t e R_p é imprescindível se fazer um pré-levantamento para a determinação do número mínimo de medições aceitável.

4.6 Calibrações periódicas

Os instrumentos de medição da textura superficial, como qualquer outro equipamento, estão sujeitos ao desgaste e à desregulagem. É muito comum se encontrarem instrumentos deste tipo que vêm sendo utilizados por longos períodos sem que haja uma calibração do conjunto (Nielsen, 1991). Em outros casos o padrão de calibração já não mais apresenta condições ideais de uso e precisa ser avaliado e qualificado quanto a sua rastreabilidade.

A contínua calibração com padrões confiáveis e rastreáveis é um instrumento importante na medida em que possibilita a comparação de resultados obtidos com o equipamento em diferentes tempos bem como a comparação com resultados obtidos em outros equipamentos.

5. COMENTÁRIOS FINAIS

Alguns dos desvios que surgem na medição da textura superficial são próprios do equipamento de medição e não podem ser corrigidos ou minimizados pelo operador. Dentre eles destacam-se a resolução e a quantização das placas conversoras analógico/digital, a dinâmica e/ou a eletrônica dos transdutores deslocamento/sinal elétrico e o limite físico de dimensão e da geometria dos apalpadores. Porém, os fabricantes de equipamentos de medição estão atentos às exigências tecnológicas e têm se esforçado em desenvolver equipamentos cada vez mais acurados, não só com o aprimoramento dos já existentes mas também com o desenvolvimento de novos processos e métodos de medição.

A tecnologia de superfícies tem se despontado como importante instrumento no auxílio ao desenvolvimento de produtos mais confiáveis, com maiores vidas úteis e com menores custos. Numa economia cada vez mais globalizada é importante disseminar os conceitos e

aplicações de tecnologias emergentes que seguramente serão um forte fator de diferenciação no futuro.

6. CONCLUSÕES

Foram apresentadas as principais fontes de erros na medição da textura de superfícies técnicas e sugeridos meios de avaliar, eliminar ou amenizar os erros gerados por elas. Embora alguns equipamentos não tenham todos os recursos aqui discutidos é perfeitamente possível se executarem medições confiáveis, desde que se sigam as principais orientações aqui citadas e também as recomendações das correspondentes normas técnicas. Embora o bom senso seja suficiente para notar e corrigir os erros que surgem na maioria dos casos, existem situações especiais onde a experiência do operador é fundamental.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS). *Rugosidade das superfícies.* NBR 6405. Rio de Janeiro, 1988.

BET, L. Metodologia da medição e estudo dos parâmetros de avaliação, na análise de superfícies técnicas. Florianópolis, 1995. Proposta de tese de doutorado. UFSC-CT-EMC

BODSCHWINNA, H. e HILLMANN, W. Oberflächenmeβtechnik mit Tastschnittgeräten in der industriellen Praxis. 1. Aufl. Berlin : Beuth verlag GmbH, 1992.

BÖHM, H.J. Parameters for evaluating the wearing behavior of surfaces. Int. J. Mach. Tools Manufact., v. 32, n. 1/2, p. 109-113, 1992.

CHETWYND, D.G. et al. Signal fidelity and tracking force in stylus profilometry. Int. J. Mach. Tools Manufact., v. 32, n. 1/2, p. 239-245, 1992)

DIN (DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG). Determination of values of surface roughness parameters Ra, Rz, Rmax using electrical contact (stylus) instruments - Concepts and measuring condictions. DIN 4768. Berlin : Beut, May. 1990b.

HILLMANN, W. Surface profiles obtained by means of optical methods - Are they true representations of real surfaces? CIRP Annals, v. 39, n. 1, p. 581-583, 1990.

ISO (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION). Rules and procedures for the measurement of surface roughness using stylus instruments. ISO 4288. Genéve: 1985.

KLIMCZAC, T. e POWIERZA, Z. H. *Application of filter with dynamically controlled transmission band in surface texture analysis.* CIRP Annals, v. 44, n. 1, p. 505-508, 1995.

NIELSEN, H. S., The effects of calibration in surface roughness measurements. Mesurement, v. 9, n. 3, p. 111-114, 1991.

SANDER, M. Oberflächenmesstechnik für den Praktiker. 1. Aufl. Göttingen : Feinprüf, 1989.

VANHERCK, P. e LEUVEN, K.U. STC'S' Co-operative work on phase correct filtering in surface roughness measurement. CIRP Annals, v. 43, n. 2, p. 599-601, 1994.

WEINGRABER, H., Abou-Aly, M. Handbuch Technische Oberflächen. Braunschweig/ Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn, 1989.

WHITEHOUSE, D. J. Handbook of Surface Metrology. 1. ed. London : IOP Publishing, 1994.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1157

TECHNIQUE FOR ASSESSING THE PERFORMANCE OF CO-ORDINATE MEASURING MACHINES (CMMs)

JOAO BOSCO DE AQUINO SILVA
Departamento de Engenharia Mecanica, Universidade Federal da Paraiba
CEP 58100-000 Campina Grande, Pb, Brasil - E-mail: jboscona@terra.npd.ufpb.br

M. Burdekin
Department of Mechanical Engineering, University of Manchester Institute of Science and Technology, UMIST, UK

Abstract

A new technique is proposed for assessing the performance of co-ordinate measuring machines(CMMs). This technique comprises a new form of space frame which has the form of a tetrahedron and is referred to as modular space frame as different configurations of tetrahedron can be obtained easily and rapidly. The modular space frame comprises magnetic ball links and a ball plate. The volumetric error data obtained when a CMM measures the calibrated modular space frame can be used to verify whether a CMM maintains the manufacturer specifications. The experimental results have demonstrated that the modular space frame technique has an acceptable repeatability and provides a practical and cost effective mechanical artefact for calibration, verification, periodic reverification and acceptance test of any type of CMM.

Keywords
Calibration; Verification; Co-ordinate Measuring Machines.

1. INTRODUCTION

The primary role of a CMM is to inspect components produced by machine tools, casting process, etc., in order to verify whether the dimensions of the components meet the required tolerances. Currently, computer numerically controlled machine tools can produce components with a high accuracy. Thus, CMMs must be capable, first and foremost, of fulfilling the tolerance requirements. For this reason, calibration, verification and periodic reverification of CMMs is an essential procedure in order to maintain good performance of the machine. It is worth differentiating between calibration and verification of CMMs. According to Peggs (1990) the definition of calibration and verification can be stated as follows:

Calibration. This technique consists in measuring the departures from the correct geometry of all degrees of freedom of the CMM (twenty-one for a CMM with three linear axes), using laser interferometer, straight-edge, precision level, etc. Next, to combine the measured departures from the ideal geometry using a mathematical model which represents the kinematic configuration of the machine. Then, to create a volumetric error map of the machine from which measuring errors can be determined. An alternative calibration technique entails measuring the dimensions of a suitable mechanical reference artefact in multiplicity of

locations and orientations throughout the measuring volume of the CMM. If sufficient measurements are taken, an error map of the CMM can be created that can provide detailed information on the variation of the machine error with position in the measuring volume of the CMM;

Verification. This technique requires three elements. First, a value for the three-dimensional length measuring uncertainty of the CMM, i.e. a measure of the CMM performance. This value is provided by the CMM manufacturer. Second, a specification standard that provides the user with a well-defined procedure to determine whether the CMM achieves the stated performance. Third, a mechanical reference standard which is used to establish traceability of the measurements taken to national measurement standards. Although the length measuring task is a commonly used measuring procedure, there are many other geometric forms associated with features that occur in practice, for example the measurement of the diameter of cylindrical bores. Thus, it is recommended that to form a more complete picture of CMM performance, a CMM should be evaluated using more complex artefacts which are representative of the measuring tasks encountered with typical components.

2. NATIONAL STANDARDS FOR ASSESSING THE ACCURACY OF CO-ORDINATES MEASURING MACHINES

With the objective of providing a uniform basis for assessment of co-ordinate measuring machines for both manufacturer and user, several national standards have been established. For example, British standard (BS 6808, 1987), German standard (VDI/VDE 2617, 1986) and American standard (ASME B89.2.12M, 1990).

The British standard (BS 6808,1987) consists of three parts. Part 1 (glossary of terms) defines terms relating to CMMs. Part 2, gives methods for verifying the performance of CMMs as stated by the manufacturer, in relation to the three-dimensional uncertainty of length measurement and repeatability of CMMs capable of measuring Cartesian, cylindrical or polar co-ordinates of points in space. Part 3 is a code of practice giving guidance on the implementation of this standard. The German standard (VDI/VDE 2617,1986), also, consists of three parts. Part 1 explains the generalities necessary for defining the accuracy of CMMs by characteristic parameters, the methods used for checking the accuracy specifications, the methods used for monitoring the equipment concerning accuracy and the required testing conditions. Part 2 describes a method for checking manufacturer's specifications, which provide a quantitative indication of the length measurement uncertainty. Part 3 concerns components of measurement deviation of the machine. Finally, the American standard (ASME B89. 1.12M, 1990) establishes requirements and methods for specifying and testing the performance of CMMs having three linear axes perpendicular to each other and up to one rotary axis positioned arbitrarily with respect to these linear axes.

It is worth noting that besides the National standards mentioned above, the International standard (ISO 10360- 2, 1994) has been prepared by the technical committee ISO/TC3 of the International Organisation Standardisation (ISO). Basically, the standard ISO 10360-2 specifies:

a) the acceptance test, which verifies that the performance of a co-ordinate measuring machine (CMM) and the CMM probing system is as stated by the manufacturer;
b) the verification test, which enables the user to reverify CMM performance and the CMM probing system periodically;
c) the interim check which enables the user to make checks on a CMM and the CMM probing system between regular reverification tests.

3. EXISTING TECHNIQUES FOR ASSESSING THE ACCURACY OF CO-ORDINATE MEASURING MACHINES (CMMs.)

Over the past two decades, many methods for assessing the accuracy of co-ordinate measuring machines have been proposed and applied. Basically, the methods can be classified into three groups of common techniques. They are: transfer standard technique; parametric calibration technique or synthesis method and kinematic reference standard technique.

Transfer standard technique. This is a technique by which a space structure of accurately known dimension, such as ball plate and tetrahedron, is measured by the machine. The error is defined as the deviation of the machine measurement from the true dimensions. (Bury, 1974; Knapp, 1983; Kunzmann et al., 1993 and Zhang, 1991). The transfer standard technique presents some limitations. First, it is difficult to manufacture mechanical artefacts that have the following properties: lightweight, high thermal stability, easy calibration and non-expensive. Second, various sizes of the standards are required for various sizes of machine, and the problems of storage, handling as well as transporting may also arise (Pahk and Burdekin, 1991). Despite such limitations, the transfer standard technique has the advantage of getting measuring data very similar to the way by which the CMMs perform their measuring tasks. This technique is very useful, in particular, when the CMMs incorporate software compensation system of geometric errors.

Parametric calibration technique or synthesis method. This is a technique in which the structure of the machine is considered as a kinematic model, and then analysed using the rigid body kinematics. Each error component, such as yaw, roll, pitch, straightness, squareness and positioning error, is measured by conventional measuring equipment, for example, laser interferometer, electronic level, straight edge and square. In this technique, the parametric errors can be combined to give the volumetric error components by using a geometric model based upon rigid body kinematics. (Burdekin and Voutsadopoulos, 1981; Pahk and Burdekin ,1991; Hunag and Ni, 1995). The parametric technique has the advantage of providing information for the error diagnosis of the machine. However, this technique is time consuming, requires expensive equipment and special skill to operate that equipment, for instance, laser interferometer system. In addition, the error obtained from the parametric calibration technique may not represent the real error components at the probe position. That can happen, especially, when the CMMs have a software compensation system. This is because those error data may be changed or reduced due to the software compensation (Pahk and Burdekin, 1991).

Kinematic reference standard technique. This is a technique based on measuring volumetric errors with some type of kinematic reference standard such as a ball bar. (Bryan, 1982; Kunzmann et al., 1993; Burdekin and Jywe, 1991). The kinematic reference standard technique is particularly simple for acquiring data. However, it is difficult to cover all of the measuring volume as well as it is difficult to interpolate between the measured points.

It is worth noting that none the existing techniques, described above, meet all requirements in terms of consumed time, simplicity to use and measure, diagnosis of errors, etc. Therefore, a critical need exists in order to overcome disadvantages that existing techniques, to assess accuracy of CMMs, present. In this regard, it is necessary to developed a new technique that is capable of assessing the performance of modern CMMs that incorporate software compensation systems. Also, the technique must be able to carried out both verification and calibration of any type of CMM. Additionally, a new technique should require a minimum number of mechanical transfer standard and should be simple to use and measure.

3. PROPOSED NOVEL SPACE FRAME TO MEASURE VOLUMETRIC ERRORS OF CMMs

In order to measure the volumetric errors of CMMs a novel form of space frame was designed and manufactured at UMIST (Silva, 1996). This space frame has the form of a tetrahedron which contains a sphere at each apex. The base of the tetrahedron comprises a ball plate that contains three high accuracy spheres. Each tetrahedron contains three magnetic ball links. A simple magnetic ball link comprises a link connecting magnetically to two spheres whose sphericity is better than 0.1μm.. One sphere is located on the ball plate and the other one is at a space point where three links are connected together, as shown in figure 1. This space frame will be referred to as a modular space frame as different configurations of tetrahedron can be obtained easily and rapidly. The number of possible configurations for a given three ball plate is a function of the number of available links of different length and is given by the following equation:

$$N = \frac{n!}{(n-3)!} \tag{1}$$

where,
N= number of possible configurations.
n!= factorial of n.
n= number of available links of different length.

Figure 1 Typical modular space frame

A mechanical artefact before being used to measure the volumetric error of a CMM must be calibrated. Unlike other types of mechanical artefacts, the modular space frame developed in this research is very simple to be calibrated. That is because the modular space frame itself needs not be calibrated. The calibration process only involves in calibrating the elements that define the modular space frame, i.e. magnetic ball links and ball plate. Then, a computer program calculates the co-ordinates of the apices of the tetrahedron by using the calibrated data. A calibration technique based on a laser interferometer system, which is capable of calibrating both magnetic ball links and ball plate, was developed and applied in this research (Silva, 1996).

In the proposed technique, for each different configuration of the modular space frame two tetrahedrons must be considered. One consists of the calibrated dimensions and the other

one is related to the measured dimensions that are obtained by the CMM under test. Since the relative position and orientation of the two tetrahedrons are unknown, it is necessary to establish a criterion to define the relationship between the calibrated and measured tetrahedron. In this research, the criterion applied to relate the calibrated and measured tetrahedron is similar to that applied by Bury (1974). That criterion consists in comparing the calibrated and measured configurations of the modular space frame. For each configuration of the modular space frame, the volumetric error is defined as the difference between the calibrated and measured co-ordinates of the apex that is connected to three links.
Let be (X_i,Y_i,Z_i) and (X_{mi},Y_{mi},Z_{mi}) the calibrated and measured co-ordinates, respectively, of the apex that is connected to three links, then the volumetric error components (Ex_i,Ey_i,Ez_i) is given by the following equations:

$$\begin{aligned} Ex_i &= X_{mi} - X_i \\ Ey_i &= Y_{mi} - Y_i \\ Ez_i &= Z_{mi} - Z_i \end{aligned} \qquad (2)$$

4. APPLYING THE MODULAR SPACE FRAME FOR CALIBRATION AND VERIFICATION OF CMMs.

The developed modular space frame technique can be used to measure the volumetric errors of any type of CMM. This technique has been applied to measure the volumetric errors of a LK CMM. That is a computer numerically controlled co-ordinate measuring machine of the moving bridge type, which has XYZ travels of 600x500x400 mm, respectively. The volumetric error data which are obtained when a CMM under test measures the calibrated modular space frame can be used to represent the volumetric accuracy of a CMM at any point within the measuring volume. In this research, a technique based on Response Surface Methodology (RSM) is used to establish the mathematical model that represents the volumetric error of a CMM under test, and it is also possible to derive all the parametric errors of CMMs from the volumetric data as described by Silva (1996). Figures 2 and 3 show the 3D volumetric error map and the contour line diagram, respectively, of a LK CMM on which the approach developed in this research has been applied. It is worth noting that the volumetric error data obtained by measuring the calibrated modular space frame can be also used to verify whether a CMM under test maintain the manufacturer specifications. In this regard, a methodology to evaluate three-dimensional uncertainty of length measurement has been developed and applied as described in the section 4.1.

Figure 2 Volumetric error component in the X direction (at plane Z=0)

Figure 3 Contour lines of the volumetric error component in the X direction (at plane Z=0)

4.1. Application of the modular space frame to evaluate three-dimensional uncertainty of length measurement.

According to British Standard (BS 6808, part 2, 1987), uncertainty of length measurement is the uncertainty with which the minimum (i.e. straight line) distance between any two points within the working volume of the CMM can be determined with the machine probe and measuring system. Three-dimensional uncertainty of length measurement is, also, defined as the difference between the measured length and the true length of a mechanical reference artefact. In this research a method to evaluate three-dimensional (3D) uncertainty of length measurement of an arbitrary type of CMM has been developed. Primarily, the method consists in taking into account the calibrated and measured dimensions of the modular space frame.The difference between the measured and calibrated distances generated by the modular space frame represent the 3D error of length measurement and is given by the following equation:

$$\Delta L_i = L_{mi} - L_{ci} \tag{3}$$

where,
L_{mi} = ith measured length
L_{ci} = ith calibrated length

Generally, the uncertainty of length measurement can be defined as a linearized curve, that is,

$$U = A + KL \leq B \tag{4}$$

where,
U = uncertainty of length measurement
A, K, B = constants which are supplied by the CMM manufacturer
L = measured length

As already mentioned, according to British Standard (BS6808, part 2, 1987) the constants A, K and B are supplied by CMM manufacturers. Thus, after determining the 3D error of length measurement by using the method proposed in this research the user can verify whether a CMM meets the manufacturer specifications. The modular space frame can also be used by CMM manufacturers when performing acceptance tests in order to establish the specifications of a manufactured CMM. Figure 4 shows the 3D uncertainty of length measurement of a LK CMM on which the modular space frame technique has been applied.

Figure 4 3D Uncertainty of length measurement

5. CONCLUSIONS

The developed modular space frame provides a practical and cost effective mechanical artefact to determine the volumetric accuracy of small/medium sized CMMs. Unlike most traditional mechanical artefacts, the modular space frame can easily be handled, transported and stored. It is also lightweight and is thermally stable. The calibration process of the modular space frame is simple as it consists only in calibrating the magnetic ball links and the ball plate. The developed technique to calibrate the modular space frame, which is based on a laser interferometer system, is of practical use and generates repeatable data.

The modular space frame technique developed in this research provides an efficient approach for measurement and analysis of the volumetric accuracy of any type of CMM. Once a CMM, under test, measures the calibrated modular space frame and the volumetric error data are obtained, both verification and calibration of the CMM can be established.

6. REFERENCES

ASME B89.1.12m (1990). An American National Standard, Methods for Performance Evaluation of Co-ordinate Measuring Machines. The American Society of Mechanical Engineers.

Bryan, J. B. (1982). A Simple Method for Testing Measuring Machines and Machine tools. Part 1: Principles and Applications. *Precision Engineering*, **4**(2), 61-68.
Part 2: Construction Details. *Precision Engineering*, **4**(3), 125-138.

BS 6808 (1987) British Standard Co-ordinate Measuring Machines

Part 1 Glossary of Terms
Part 2 Methods for Verification of Performance
Part 3 Code of Practice
British Standards Institution

Burdekin, M. and Jywe, W. (1991). Application of CONTISURE for the Verification of the Contouring Performance of Precision Machines. *Proceedings of the 6th International Precision Engineering Seminar*, Braunschweig, Germany, 107-123.

Burdekin, M. and Voutsadopoulos, C. (1981). Computer Aided Calibration of the Geometric Errors of Multi-axis Co-ordinate Measuring Machines, *Proceedings Institution Mechanical Engineers*, **195**(20), 231-239.

Bury, J. (1974). A Research into Direct Measurement of the Volumetric Errors of Three-Dimensional Co-ordinate Machines. *NELEX Conference*, National Engineering Laboratory, Glasgow, U.K.,1-20. paper no. 16

Huang, P. S. and Ni, J. (1995). On Line Error Compensation of Co-ordinate Measuring Machines. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, **35**(5), 725-738.

ISO-10360-2 (1994). International Standard Co-ordinate Metrology
Part 2 Performance Assessment of Co-ordinate Measuring Machines.

Knapp, W. (1983). Test of Three-dimensional Uncertainty of Machine Tools and Measuring Machines and its Relation to the Machine Errors. *Annals of the CIRP*, **32** (1), 459-464.

Kunzmann, H., Trapet, E. and Waldele, F. (1993). Concept for the Traceability of Measurements with Co-ordinate Measuring Machines. *Proceedings of the 7th International Precision Engineering Seminar*, Kope, Japan, 40-52.

Pahk, H. J. and Burdekin, M. (1991). Evaluation of the Effective Parametric Errors in Co-ordinate Measuring Machines Using the Locus of Stylus on the Horizontal Plane. *Proc Instn Mech Engrs*, **205**, 123- 138.

Peggs, G. N. (1990). Traceability for Co-ordinate Measurement Technology. *Proceedings* of the *28th International MATADOR Conference*, Manchester, U. K., 463-468.

Silva, J. B. A. (1996). Volumetric Accuracy Measurement and Analysis of Co-ordinate Measuring Machines. PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, UMIST, UK.

VDI/VDE 2617
Part 1 (1986) Accuracy of Co-ordinate Measuring Machines Characteristics and their Checking Generalities.
Part 2.1 (1986) Measurement Task Specific Measurement Uncertainty: Length Measurement Uncertainty.
Part 3 (1989) Components of the Measurement Deviation of the Machine.

Zhang, G. X. and Zang, Y. F. (1991). A Method for Machine Calibration Using 1-D Ball Array. *Annals of the CIRP*, **40**(1), 519- 522.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB587

CORREÇÃO DE ERROS SISTEMÁTICOS DE APALPADORES DE MÁQUINAS DE MEDIR POR COORDENADAS ATRAVÉS DA ANÁLISE DE FOURIER. / SYSTEMATIC ERRORS CORRECTION OF THE COORDINATE MEASURING MACHINES PROCESS THROUGH FOURRIER ANALYSIS

OLÍVIO NOVASKI & ANDRÉ LUIS CHAUTARD BARCZAK
Departamento de Engenharia de Fabricação - UNICAMP - CP 6122 CEP 13083-970
CAMPINAS - SP - Brasil - E-mail: novaski@fem.unicamp.br

Abstract

One of the most important sources of uncertainties in Coordinate Measuring Machines (CMM) is related with the probes, especially in manual CMM. These probes are mainly mechanical (*touch trigger probe or* TTP) and suffer from important systematic errors. Due to construction shape, these errors represent a large amount on the machine uncertainty. It is possible to make error corrections eliminating most of these systematic errors. This is not an obvious task, although it can be aided by computer techniques. In this paper a characteristic profile of the behavior of the probe is determined, through Fourier analysis, and it is used to correct the coordinates of the touched points. The measurement were done over a certified standard sphere of *Perthen*, and the CMM was a *microval* of the *Brown & Sharpe*. The final result could be improved up to 40% for circularity. This procedure can be used to other shapes, since one has standards of this same shape. Also the profile is determined for a probe and an equation can be stored for it. An exchange of the probe can be associated to this equation, making it easier to proceed to error corrections when more than one probe (or a setup of this probe) is available.

Palavras chave

Máquinas de medir por coordenadas, Análise de Fourier, Incertezas, Metrologia, Apalpadores eletro-mecânicos. / Coordinate measuring mchines, Fourier Analysis, Uncertanty, Metrology, Electro-mechanical process.

1. INTRODUÇÃO

Com o desenvolvimento da tecnologia de usinagem com comando numérico, permitiram-se usinar peças de maneira automática com tolerâncias mais apertadas, possibilitando grande flexibilidade em termos de produtos e de planejamento de produção. Para que a inspeção destas peças pudesse ser feita também de forma automática e flexível, surgiu a necessidade de uma nova máquina, conhecida como máquina de medir por coordenadas (MMC). A aplicação desta tornou-se mais popular nas indústrias com o desenvolvimento dos computadores, pois desta forma podem ser colocadas no final de uma linha de produção, medindo e calculando

através de algoritmos, os parâmetros requeridos no processo. Tolerâncias dimensionais, de forma e de posição podem ser determinadas com incertezas que variam com o equipamento. As máquinas por comando numérico proporcionam incerteza inicial no plano de 0,5 μm, somando-se uma componente de erro ao aumentar a dimensão da peça. Máquinas manuais têm uma incerteza bem maior, iniciando-se em cerca de 4 ou 5 μm (Breyer & Ohnheiser, 1995).

As MMCs manuais utilizam normalmente um apalpador eletro-mecânico, também chamado *touch trigger probe* (TTP). Notou-se que nestes tipos de máquina uma grande componente da incerteza é causada por erro sistemático do próprio apalpador. É possível corrigir parte destes erros sistemáticos. Neste trabalho isto foi feito através de uma abordagem com análise de Fourrier do perfil característico de cada cabeçote. Manteve-se a montagem fixa para obter uma equação característica, considerando que, para cada alteração de raio de esfera, comprimento da haste e outras características do TTP, há um perfil distinto.

2. FONTES DE ERROS EM MMC

Segundo Hocken *et al.*, 1993, as principais fontes de erros são:
- erros sistemáticos: imperfeições da guias, leitoras ópticas e das pontas do apalpador.
- erros aleatórios: variações na temperatura, deformação da peça e das guias, vibrações e outros.
- erros na aquisição e processamento dos dados, tais como número insuficiente de pontos, erros de software (algoritmos com modelo matemático inadequado).

Considerando os apalpadores tipo TTP, uma série de parâmetros podem afetar a dimensão e a distribuição de erros ao longo de uma medição. A velocidade, a força e a direção com que a ponta toca a peça não podem ser rigorosamente controlados em uma MMC manual. Por esta razão estas são fontes de erros aleatórias. Alguns outros fatores também são aleatórios, tais como a resposta da mola de retorno e poeira ou contaminações na esfera e na peça. O comprimento do prolongador, a esfericidade da ponta e as propriedades mecânicas da esfera e da peça impõem erros sistemáticos.

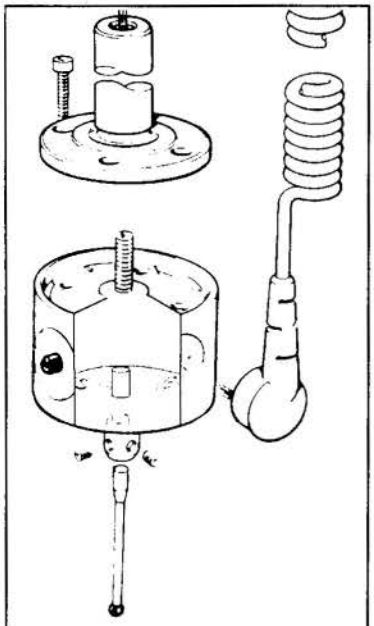


Figura 1 - Um apalpador do tipo TTP.

Uma série de trabalhos já foram feitos no sentido de neutralizar erros sistemáticos em MMC. Hoecken *et al.*(1977), Belfort *et al.*(1987) e Kunsmann *et al.*(1990) são exemplos de artigos que englobam correção de erros sistemáricos. Um exemplo mais recente e mais sofisticado foi elaborado por Shu *et al.*(1996), onde foram feitas correções para TTPs sobre uma superfície genérica. Em geral estes métodos são complexos e envolvem o desenvolvimento de modelos matemáticos sofisticados, principalmente quando a compensação de erros deve considerar a situação no espaço (3D). Quando dispõe-se de um padrão adequado à situação, e a medição vai ser efetuada em 2D, pode-se pensar em um processo mais simples, ao alcance de um usuário que tenha a disponibilidade de programar um PC.

Foi observado que ao medir uma esfera padrão o perfil de desvio de circularidade mantém-se constante. Este perfil característico é causado pela construção e princípio de funcionamento do apalpador TTP. A flexão da ponta faz com que uma pequena peça dentro do TTP mude de posição. Esta peça está ligada a sensores com determinada característica

elétrica (figura 1). Qualquer alteração de posição causa mudanças no sensor, gerando um sinal elétrico imediatamente após um toque na peça, fazendo com que a interface da máquina memorize a coordenada do ponto tocado. Ao medir uma esfera padrão, se o apalpador e a MMC fossem isentos de erros, dever-se-ia encontrar um perfil equivalente a uma circunferência perfeita. Neste caso o desvio de circularidade deveria ser nulo, ou muito próximo de zero. É evidente que na prática isto nunca ocorre. Esta geometria faz com que haja um comportamento tendencioso do apalpador, que leva à formação de um perfil de três regiões altas e três regiões baixas ao medir circunferências. Num caso real os três sensores nunca são rigorosamente iguais, de modo que não se obtêm as regiões perfeitamente simétricas em relação à circunferência ideal.

Utilizando a MMC e a esfera já citadas, fez-se uma série de medições numa esfera padrão, gerando a figura 2. Nota-se que uma das regiões é bem menos acentuada que as outras, fazendo com que o perfil adquira uma forte assimetria. Fazendo translações e rotações da esfera padrão, não se notou alteração qualitativa da figura, concluindo-se daí que grande parte dos desvios provém de erros sistemáticos do próprio apalpador. Pode-se afirmar que através de algumas medições obtém-se um perfil médio. Este perfil médio é então utilizado para calcular a equação característica do TTP para as condições em que as medidas foram feitas.

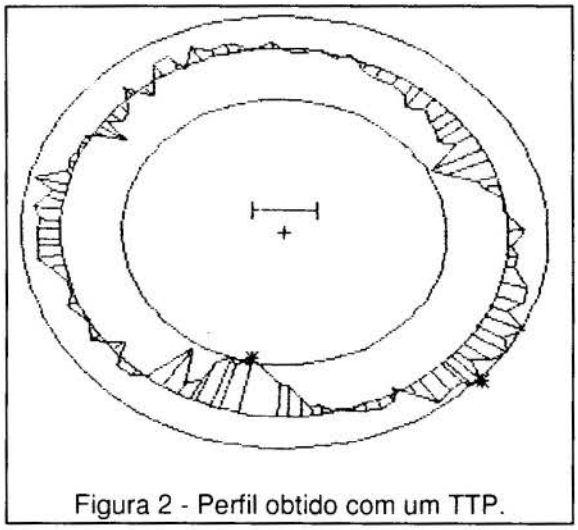


Figura 2 - Perfil obtido com um TTP.

3. Determinando a Equação do Perfil

Para cada apalpador, com uma determinada montagem, existe um perfil associado. Sabe-se que um perfil pode ser representado por uma somatória de senos e cosenos efetuando-se a análise de Fourrier (Becwith *et al.*, 1984). Conhecendo-se os pontos destes perfil e efetuando a análise de Fourrier com um programa implementado em linguagem C, pode-se gerar uma equação característica, que foi usada para subtrair o erro sistemático. Esta equação é necessária para determinar em cada posição da coordenada polar qual será a dimensão a ser adicionada ou subtraída para que o erro sistemático seja corrigido naquele mesmo ponto.

Surge um problema ao utilizar-se esta abordagem com máquinas manuais. A análise de Fourrier exige que um determinado número de pontos seja igualmente espaçado ao longo da região de trabalho para que se possa calcular a equação do perfil. Como não se consegue controlar o ponto que se vai tocar com antecedência, como seria em uma máquina CNC, foi feita uma aproximação, efetuando a leitura de um número muito maior de pontos e interpolando os dois pontos mais próximos ao ângulo correspondente. A figura 3 mostra como isto foi feito para uma divisão de 100 pontos.

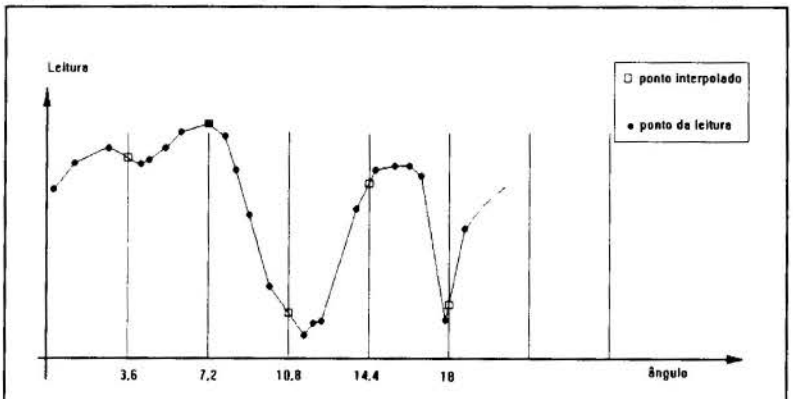


Figura 3 - Interpolação de pontos para a análise de Fourrier.

Foram feitas várias voltas

completas na esfera padrão, resultando em três conjuntos de 500 pontos de leitura cada. Para descrever o perfil foram utilizados 100 pontos, fazendo a interpolação onde necessário. Tirou-se uma média dos pontos equivalentes de cada perfil e obteve-se a figura 4.

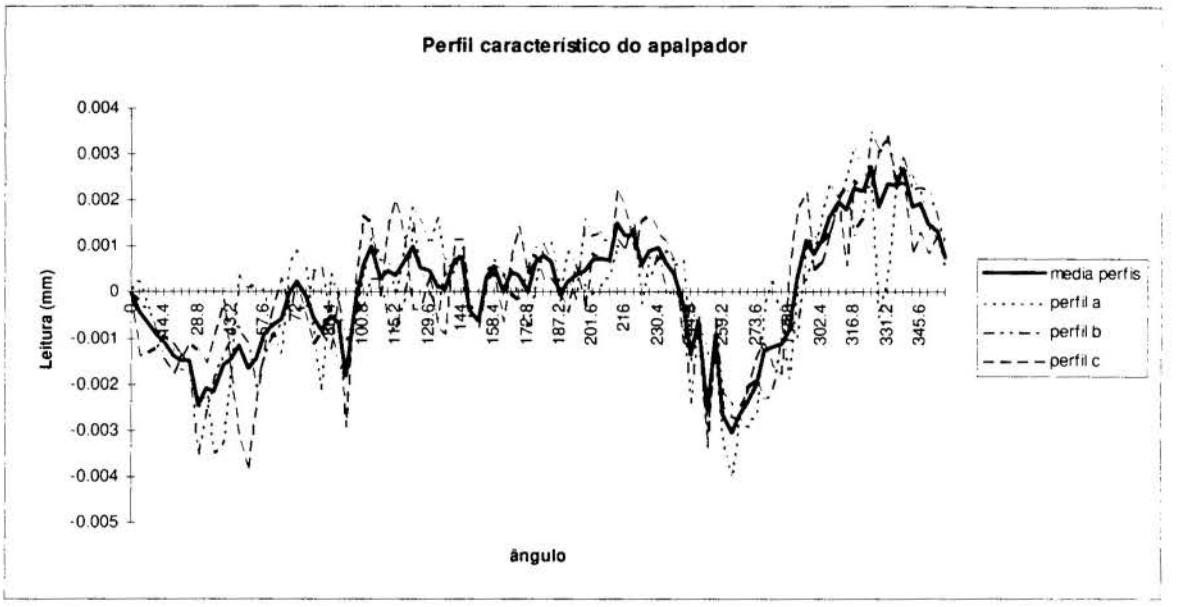


Figura 4 - Gráfico do perfil médio.

A equação característica foi calculada até a 19° harmônica, desprezando as componentes com amplitude muito pequenas. Desta maneira obteve-se a figura 5, mostrando o perfil médio e o formado aplicando-se a equação. Apesar de existirem algumas diferenças apreciáveis, a equação descreve satisfatoriamente o perfil. Fica claro que aumentando o número de pontos, e em conseqüência obtendo divisões menores, melhorar-se-iam os resultados. Em compensação o tempo de processamento seria prejudicado. Por esta razão não vale a pena aumentar muito o número de pontos, pois sempre existirá uma componente aleatória do perfil que não poderá ser corrigida.

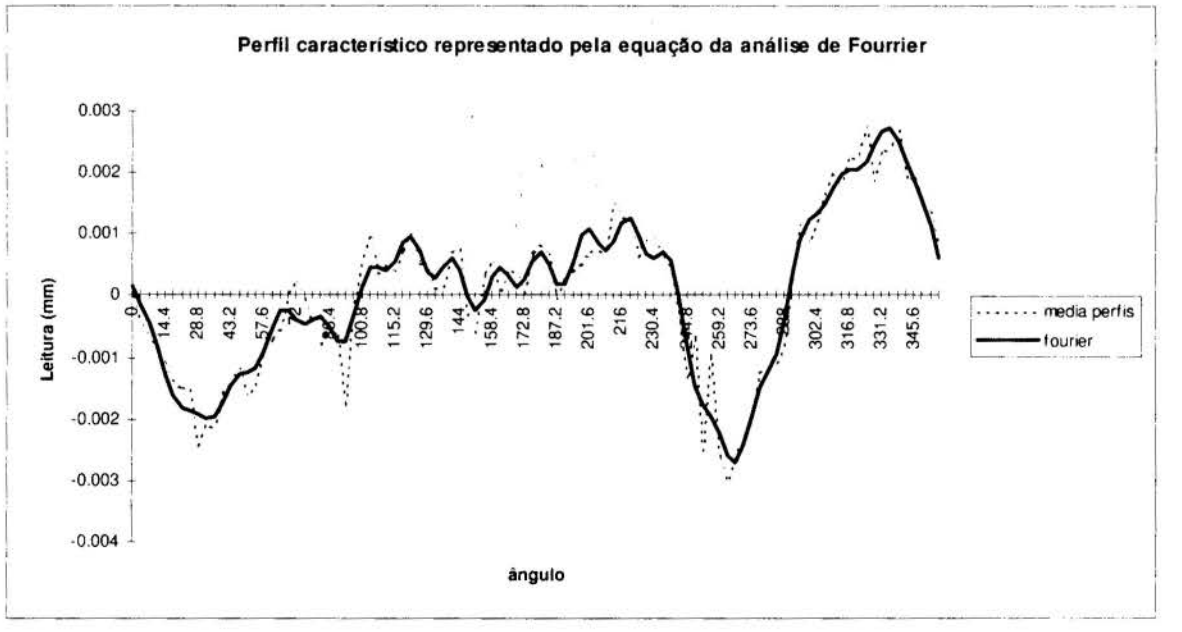


Figura 5 - Gráfico da equação aproximada do perfil médio.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Determinou-se todas as componentes importantes da equação característica (tabela 1). Os coeficientes dados nas tabela devem ser multiplicados pelo seno ou pelo coseno do ângulo, sendo este último multiplicado pelo número da harmônica a que pertence. A equação deve ser escrita:

$$L(i) = C_1 \cos(\rho_i)+C_2 \cos(2\rho_i)+C_3 \cos(3\rho_i) +... + S_1 \operatorname{sen}(\rho_i)+S_2 \operatorname{sen}(2\rho_i)+S_3 \operatorname{sen}(3\rho_i)+... \quad (1)$$

Tabela 1 - Coeficientes da equação característica.

Harmônica	C	S
1	0,000113	-0,000254
2	0,000628	-0,000896
3	-	-0,00112
4	-0,000519	-0,000141
5	0,000134	-
6	0,000274	-0,000169
7	-0,000108	-
8	-0,000112	-
11	0,000103	-
18	0,000112	-
19	-0,000184	-

A correção foi implementada nos programas de cálculo, obtendo-se o resultado mostrado na tabela 1. A incerteza total do sistema de medição para esta tarefa pode ser considerada como a própria leitura de uma esfera padrão, uma vez que esta apresenta um erro da ordem de décimos de nanometro. Ao calibrar a máquina sem correção de perfil, chegar-se-ia aos resultados da coluna 2 da tabela 2. Corrigindo o resultado com a equação característica do perfil, melhorou-se a incerteza eliminando-se parte dos erros sistemáticos. A correção vale somente para uma peça de geometria semelhante à do padrão utilizado para obter a equação.

Pode-se questionar que a correção do valor final deveria ser maior uma vez que o perfil é formado principalmente pelos erros sistemáticos. O que ocorre é que a circularidade é um tipo de medição extremamente sensível a picos de pontos. Caso todos os pontos estivessem localizados na esfera ideal, e somente um ponto fora dela, haveria um resultado final diferente de zero.

Tabela 2 - Resultados do desvio de circularidade.

Leitura	Circularidade antes da correção	Circularidade após a correção	diferença %
a	0,0074	0,0053	28,4
b	0,0074	0,0039	47,3
c	0,0082	0,0063	23,2

Um aspecto importante a observar é que qualquer alteração de montagem, material da peça, posição de medição, temperatura, etc, podem afetar o perfil. O método empregado aqui permite refazer a equação a partir da medição de mais pontos. Desta forma pode-se, por exemplo, determinar o perfil para várias montagens diferentes, gravando-se os coeficientes em um arquivo. O programa utiliza o arquivo correspondente na hora de fazer a correção. Este procedimento não é equivalente à calibração inicial feita em máquinas manuais através do próprio software, pois o número de pontos adquirido neste caso é bem menor.

Este método pode ser empregado em peças de geometria plana mais complexas, como perfis, desde que possa ser obtido um padrão físico correspondente.

5. CONCLUSÕES

Foi testado um método simples para corrigir erros sistemáticos de apalpadores eletro-mecânicos utilizando a conhecida análise de Fourrier. Não se consegue corrigir totalmente o erro sistemático em uma máquina manual porque não se consegue distribuir os pontos lidos em um espaçamento regular. A própria análise de Fourrier faz somente uma aproximação do perfil encontrado numa determinada leitura. Apesar destas limitações, este método pode ser muito útil para calibrar apalpadores para tarefas específicas e melhorar o resultado final em termos de incerteza. Utilizando o método para circularidade com um apalpador tipo TTP obteve-se uma diminuição na incerteza entre 23 e 47%. O método pode ser utilizado para outras figuras geométricas, bastando para isto ter um padrão calibrado de geometria equivalente à que se vai medir.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1 - BREYER, K. H. & OHNHEISER, R. Como avaliar e, principalmente, usar todo o potencial de uma MMC. *Máquinas e Metais*, n. , p. 134-148, Ago. 1995

2 - HOCKEN, R. J., RAJA, J. & BABU, U. Sampling issues in coordinate metrology. *Manufacturing review*, v. 6, n. 4, p. 282-294, Set. 1993.

3 - HOCKEN, R., SIMPSON, J. A. ET ALLI. Three dimensional metrology. *Annals of the CIRP*, v. 26, p. 403-408, Fev. 1977.

4 - BELFORT, G., BONA, B., CANUTO, E., DONATI, F., FERRARIS, F. ET ALLI. Coordinate measuring machines and machine tools self calibration and error correction. *Annals of the CIRP*, v. 36, p. 359-364, Jan. 1987.

5 - KUNSMANN, H., TRAPET, E. & WALDELE, F. A uniform concept for calibration, acceptance test, and periodic inspection of coordinate measuring machines using reference objects. *Annals of the CIRP*, v. 39, p. 561-564, Jan. 1990.

6 - SUH, S. H., LEE, S. K. e LEE, J. J.: Compensating probe radius in free surface modelling with CMM: simulation and experiment, *International Journal of Production Reaserch*, vol. 34, n. 2, pp. 507-523, 1996.

7 - RENISHAW USER'S GUIDE. Touch Trigger Probe, 1984.

8 - BECKWITH, T. G. , BUCK, N. L. & MARANGONI, R. D. Mechanical Measurement. Addilson Wesley.

AGRADECIMENTOS: Este trabalho teve o apoio das instituições FAPESP e CAPES.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB589

COMPARAÇÃO ENTRE UM ALGORITMO DE ZONA MÍNIMA DE TOLERÂNCIA E UM ALGORITMO DE MÍNIMOS QUADRADOS / *COMPARISON BETWEEN A MINIMUM ZONE CENTER AND A LEAST SQUARE CENTER ALGORITHM*

OLÍVIO NOVASKI & ANDRÉ LUIS CHAUTARD BARCZAK
Departamento de Engenharia de Fabricação - UNICAMP - CP 6122 CEP 13083-970
CAMPINAS - SP - Brasil - E-mail: novaski@fem.unicamp.br

Abstract

The Coordinate measuring machine (CMM) became an important metrology tool in modern manufacturing. They can measure accurately and quickly improving automation conditions. Most of these machines still use least squares center algorithms to calculate circularity and other shape deviations. Recently the American Society of Mechanical Engineering (ASME) printed new Y14.5 and Y14.5.1 standards. They established definitively that minimum zone center (MZC) algorithms should be used instead of LSC ones. In the last years some MZC algorithms had been proposed. In this paper one of these MZC methods, the Voronoi algorithm, is compared with the LSC. The results show that the differences between the methods are negligible when using CMMs with higher uncertainties. However when using better CMMs (with smaller uncertainties), the differences are important.

Palavras-chave

Metrologia, circularidade, minimos quadrados, algoritmos, zona mínima de tolerância./ Metrology, Circularity, Lest squares center algorithms, Minimum zone center.

1. INTRODUÇÃO

A metrologia é uma importante ferramenta que permite melhorar a qualidade e inferir causas de problemas na produção. A cerca de duas décadas surgiram as máquinas de medir por coordenadas (MMC) e outras máquinas dedicadas, que permitem medir com pequenas incertezas e de maneira rápida peças complexas, e nas quais a interpretação geométrica dos pontos obtidos é feita através de algoritmos computacionais. O caso da circularidade é importante, já que este tipo de geometria é crítica em muitas áreas da mecânica. A norma ANSI B89.3.1, em revisão, sugere quatro diferentes métodos para calcular desvio de circularidade. O método dos mínimos quadrados (LSC), o de zona mínima de tolerância (MZC), o mínimo círculo circunscrito (MCC) e o máximo círculo inscrito (MIC). O algoritmo mais utilizado na prática é o dos mínimos quadrados (LSC). Não se obtém, no entanto com este algoritmo, a zona mínima de tolerância (MZC) do modo como está definida pelas novas normas ANSI Y14.5 e ANSI Y14.5.1. Para o mesmo conjunto de pontos, dois algoritmos

diferentes podem produzir dois resultados distintos. Isto é uma clara contradição, já que o modelo matemático utilizado no software não deveria ser uma fonte significativa de erros.

O método dos mínimos quadrados (LSC) calcula o centro de um círculo ideal de modo que a soma dos quadrados das distâncias entre cada ponto do conjunto e o círculo seja mínima. Isto é feito através um algoritmo iterativo (Murthy & Abdin, 1980). Uma vez localizado o centro do círculo ideal, o desvio é definido como a distância radial entre o ponto mais externo e o ponto mais interno. O método MCC procura o menor círculo que contenha todos os pontos do conjunto. Novamente os pontos extremos a partir do centro localizado define o desvio. O MIC, em oposição, acha o maior círculo interno ao conjunto que não contenha nenhum ponto do mesmo. O MZC é a distância radial entre dois círculos concêntricos com a menor separação possível de modo que o anel formado pelos dois círculos contenha todo o perfil da peça. É importante frisar que para muitos conjuntos de pontos a solução do MZC pode coincidir com a solução do MIC ou do MCC.

As diferenças entre os resultados LSC e MZC são inerentes ao modelo matemático envolvido. Mas as fontes de erros não estão limitadas somente ao modelo matemático. O ambiente computacional também introduz erros de arredondamento que não são desprezíveis em alguns casos. Os métodos de amostragem e o número de pontos amostrados também representam um aspecto importante na análise da incerteza. Neste trabalho somente os dois modelos principais, o LSC e o MZC serão comparados.

Muitos algoritmos do tipo MZC têm sido propostos. Cita-se Kaiser & Morin(1994), que fornecem um histórico a respeito de vários algoritmos. Alguns, como o método *simplex*, aproximação de *Chebyshev* (Dhanish & Shunmugam, 1991), simulação de *Monte Carlo* (Chang & Lin, 1993), podem ser utilizados para vários tipos de desvios de forma, mas são modelos aproximados da zona mínima de tolerância. Existem outros algoritmos baseados em geometria computacional (exemplos em Lay & Wang, 1988 e em Le & Lee, 1991), que são mais convenientes devido à formulação sem aproximações. A base teórica para criar este tipo de algoritmo pode ser encontrada em Preparata & Shamos, 1988. Um destes algoritmos, o dos diagramas de Voronoi (Roy & Zhang, 1992 e Roy & Zhang, 1994), demonstrou um grande potencial para tornar-se um padrão, ainda que limitando-se a desvios de circularidade até o momento. Após analisar vários tipos de algoritmos tipo MZC, os autores decidiram implementa-lo. As principais razões consideradas foram a facilidade de implementação, a garantia de otimização e a baixa complexidade computacional. Cerca de 30000 conjuntos de pontos foram simulados. Três parâmetros, o número de pontos por conjunto, o intervalo do desvio de circularidade e o raio da peça foram estudados. As diferenças entre os resultados dos dois algoritmos foram determinadas dentro das condições impostas.

2. O ALGORITMO DE VORONOI

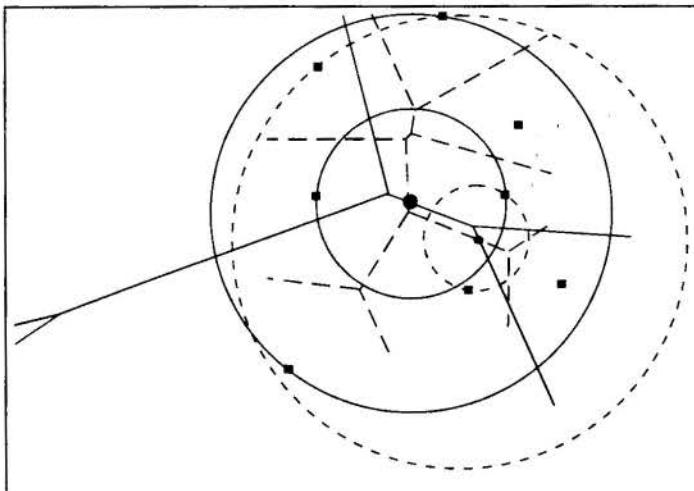


Figura 1 - As interseções dos diagramas representam centros de soluções factíveis (círculos em linha cheia). Os vértices também (em linha pontilhada).

Os diagramas de Voronoi são usados em muitas aplicações computacionais (Preparata & Shamos, 1988), como por exemplo elementos finitos. Roy e Zhang (1992) propuseram um método MZC utilizando dois tipo de diagramas, o diagrama próximo e o distante. Os detalhes do algoritmo estão descritos nas referências citadas. Através destes podem ser calculadas duas soluções, uma equivalendo à MCC e a outra à MIC. Fazendo-se a interseção dos dois diagramas uma terceira solução factível é encontrada. Estas três soluções são

comparadas e a de menor distância radial é a solução MZC (Figura 1).

Alguns exemplos foram incluídos nos artigos destes autores de modo a demonstrar a capacidade de solucionar o problema. Os pontos colocados eram bastante esparsos, com um grande desvio de circularidade, para que se pudesse visualizar o funcionamento do método. Uma comparação também foi feita por Lin *et al.*(1995), mas com um número pequeno de conjuntos de pontos. A diferença entre os dois métodos poderia ser menor que a incerteza de medição da máquina. Neste caso o método LSC, muito mais fácil de implementar, seria mais adequado. Foi necessário determinar o comportamento das diferenças entre os métodos, considerando que o mais correto do ponto de vista conceitual é o MZC. Trabalhou-se com a hipótese de que existia uma relação entre a diferença entre os resultados e o número de pontos por conjunto, e o intervalo do desvio. No caso extremo, pontos obtidos de um círculo perfeito deveriam produzir um resultado nulo qualquer que seja o método empregado.

A complexidade (uma boa definição de complexidade pode ser encontrada em Brassard & Bratley, 1988) do algoritmo de Voronoi desenvolvido é de ordem $O(n^2)$, mas pode ser melhorado para $O(n \log n)$. Esta é uma situação confortável porque a complexidade do algoritmo LSC iterativo é exatamente a mesma. Espera-se que para um conjunto com um grande número de pontos o tempo despendido para um ou outro método sejam próximos. O algoritmo de Voronoi tem capacidade para tratar um grande número de pontos por conjunto, o que é uma característica importante.

A implementação do algoritmo é relativamente simples. Existem problemas relacionados com o grande número de informações que devem ser guardadas, principalmente na primeira iteração. Entretanto considerando que mesmo os microcomputadores atuais têm uma tendência a ter mais memória RAM, isto não deve ser uma limitação. Na prática utiliza-se conjuntos de até 5000 pontos, o que é perfeitamente factível com um PC.

3. SIMULAÇÃO

Para este trabalho foram desenvolvidos dois programas com a mesma linguagem e no mesmo ambiente computacional. A linguagem C foi utilizada, com variáveis tipo double float, e os programas foram rodados em DOS num micro 486 DX2/66. Os resultados estão apresentados em gráficos.

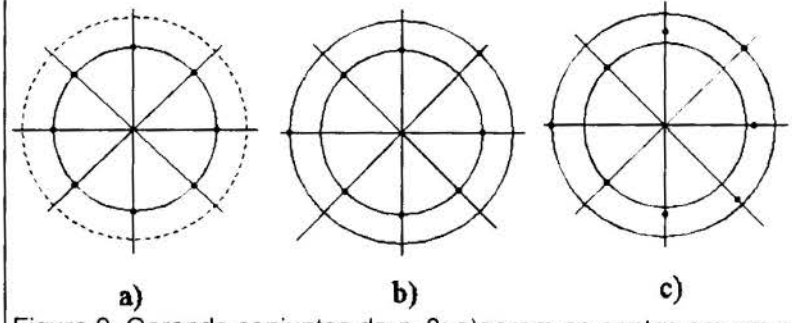


Figura 2. Gerando conjuntos de n=8: a)geram-se pontos em um círculo com determinado raio. b) dois pontos são movidos para um segundo círculo. c) movem-se os outros pontos (*random*).

Um outro programa para gerar os conjuntos de pontos foi desenvolvido. Dados os parâmetros: diâmetro da peça, o número de pontos (n) e a grandeza do desvio, são calculados as posições dos pontos distribuidos igualmente ao longo da circunferência. Dois pontos são mantidos sobre o diâmetro nominal e outros dois são movidos para o círculo externo gerado pelo tamanho do desvio. Todos os outros pontos são movidos para algum lugar entre os dois círculos concêntricos. Os pontos fixos são escolhidos por um comando "randômico" (*random*) da linguagem C. Assim também são calculadas as distâncias de movimentação dos outros pontos do conjunto, como pode ser visto na figura 2. Gerados estes pontos pode-se proceder à simulação. Milhares de conjuntos de pontos foram gerados, variando-se o número de pontos entre 10 e 200, o intervalo de circularidade entre 1 μm e 10 μm e o raio da peça entre 50 mm e 500 mm.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os conjuntos foram usados pelos programas para calcular os desvios de circularidade LSC e MZC. A diferença absoluta entre os resultados foram plotados em gráficos, onde o comportamento típico pode ser observado. Na figura 3 n é igual a 100 e os desvios de circularidade variaram entre 0,1 e 0,001 mm. Para cada intervalo de circularidade foram testados 100 conjuntos de pontos, num total de 1900 conjuntos para esta figura. As diferenças variaram de zero até um determinado valor contido em uma região triangular. Note-se que se mais conjuntos forem incluídos, pode-se esperar que toda a região contida neste triângulo seja preenchida. Estes valores indicam a diferença máxima esperada entre os resultados dos métodos.

A importância das diferenças entre métodos em relação à incerteza da máquina deve ser analisada. Considere-se por exemplo a máquina da Brown & Sharpe modelo MicroVal. Ela tem uma repetitividade de 0.004 mm e uma incerteza de 0.006 mm em cada eixo (medidas utilizando a norma ASME B89.1.12). Na figura 3 para um desvio de 0.010 mm a diferença máxima não passou de 0.0018 mm para um conjunto de 100 pontos. Esta diferença está muito abaixo da incerteza de medição da máquina. Neste caso o método LSC poderia ser utilizado sem problemas, pois qualquer melhoria no algoritmo não implicaria em melhoria na incerteza de medição.

Para uma máquina onde os pontos são obtidos com melhor aproximação, como em máquinas por comando numérico (CNC), o algoritmo pode afetar significativamente o valor final do desvio. É sempre necessário analisar a incerteza da máquina, o intervalo de circularidade obtido, o número de pontos para saber se o algoritmo LSC é suficientemente aproximado.

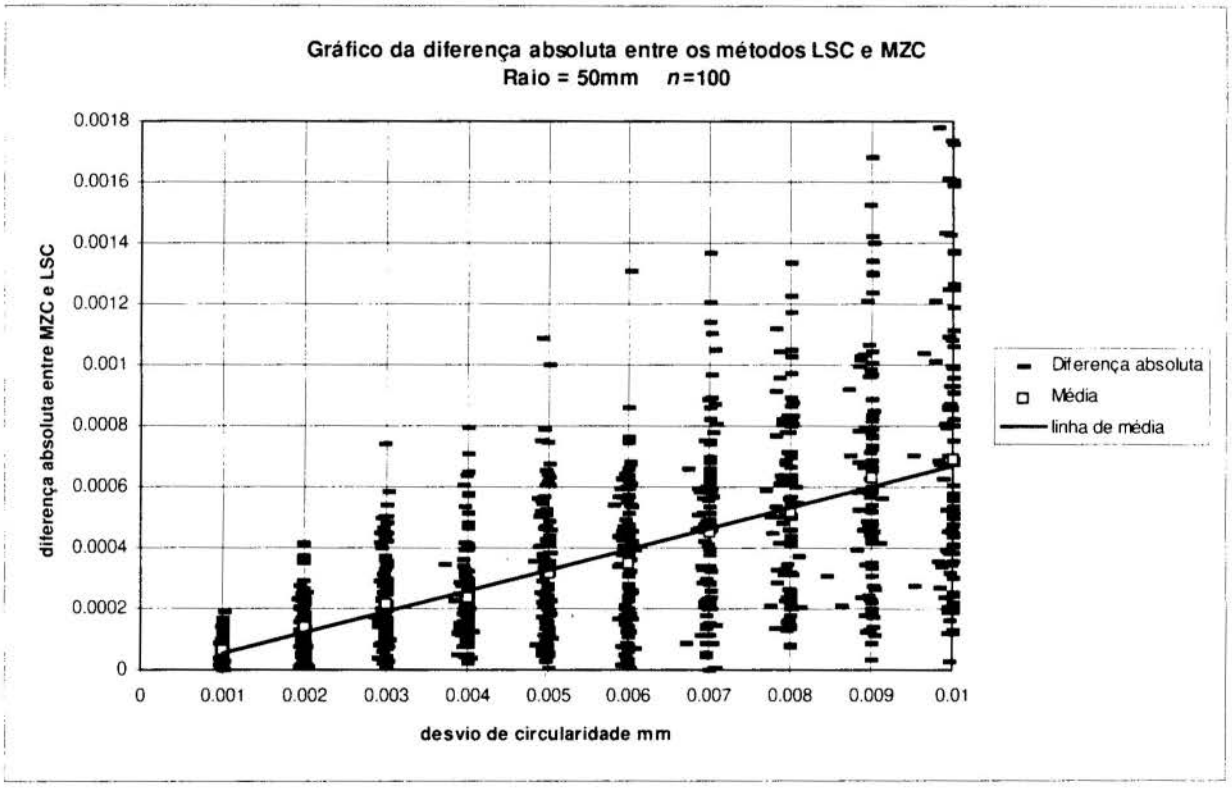


Figura 3 - Diferença dos valores calculados utilizando LSC e o algoritmo de Voronoi.

Considerando conjuntos com outras quantidades n de pontos, e plotando as diferenças médias para cada caso, pode-se ver que as diferenças tendem a ser maiores quando n é pequeno (figuras 4 e 5). O coeficiente angular aumenta quando n diminui. No outro extremo, as diferenças permanecem constantes com conjuntos maiores de 200 pontos. Para explicar este fato, deve-se imaginar que um par de círculos concêntricos possa ter seu centro movido livremente e seus raios devem coincidir com um dos extremos do perfil da peça. Quando conjuntos maiores estão envolvidos, a probabilidade de que pontos do perfil estejam próximos ao par de círculos concêntricos achados pelo método LSC é maior. Neste caso as diferenças

máximas tendem a ser menores (até um determinado limite), pois a movimentação do par de círculos para encontrar uma solução MZC é menor. Se somente o método LSC está implementado em uma determinada máquina, o uso de conjuntos maiores de pontos tenderá a aproximar os resultados, fazendo uma melhor aproximação ao MZC.

Um outro fato interessante é notar que quando os centros das soluções coincidem, os resultados são iguais, por definição, e nestes casos a diferença será nula. Por esta razão as diferenças podem variar entre zero e um valor máximo. Quando a peça tem um perfil simétrico, ou se há compensação entre os picos e os vales, as diferenças são próximas a zero.

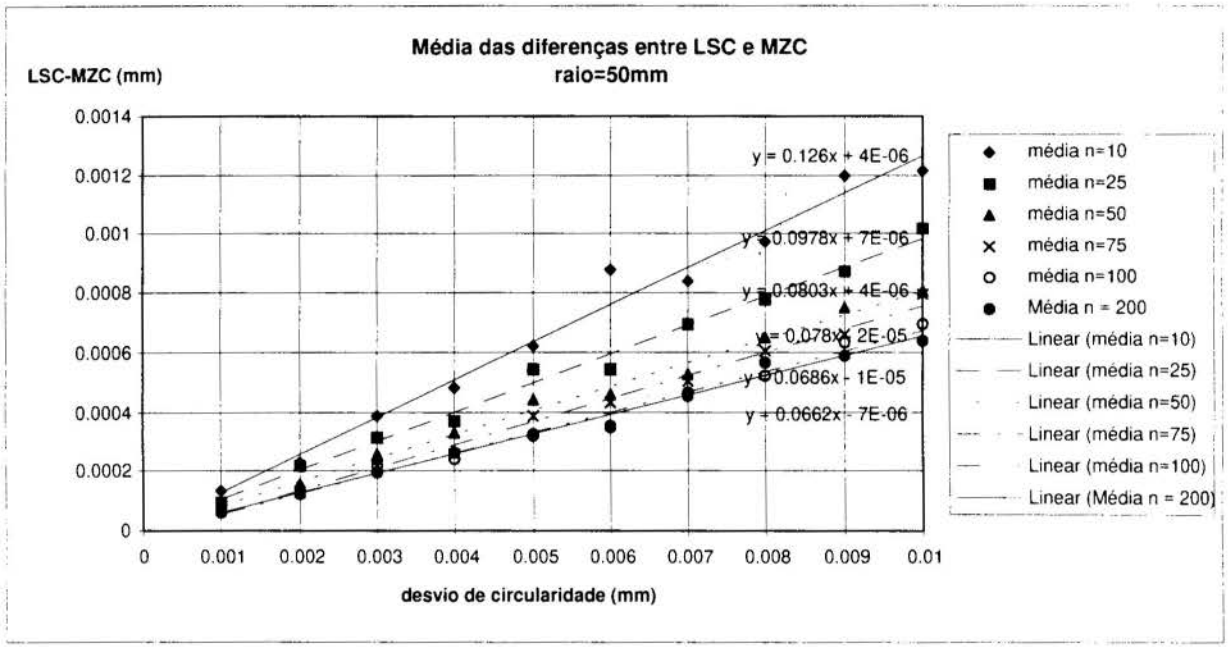


Figura 4 - Comportamento das diferenças entre LSC e Voronoi (MZC) variando *n* para um intervalo de circularidade entre 0.001 e 0.010 mm.

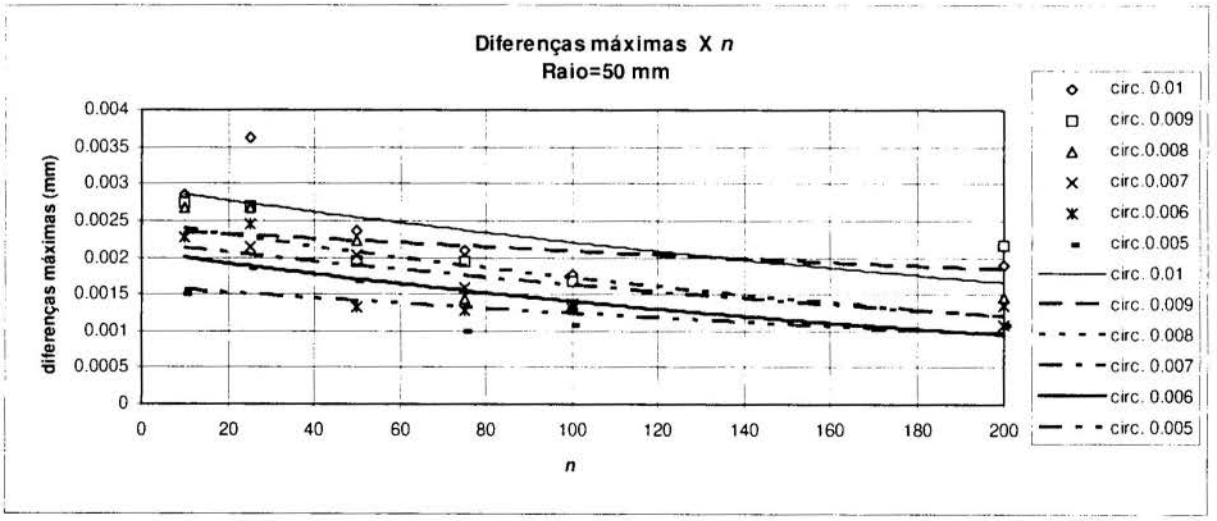


Figura 5 - Comportamento das diferenças entre LSC e Voronoi (MZC) variando *n* para um intervalo entre 0.010 e 0.005 mm.

Simulando-se diferentes raios de peça e intervalos entre 0,01 e 0,001 mm de circularidade, chegou-se aos resultados da tabela 1, que apresenta valores máximos encontrados para a diferença de resultados dos dois algoritmos. Isto fornece uma indicação de

qual o maior erro esperado ao utilizar-se o método LSC. Enfatiza-se que a incerteza de medição deve ser comparada a esta tabela para ter-se uma noção da influência do modelo matemático utilizado no resultado final.

Tabela 1. Valores indicativos de diferenças máximas prováveis entre LSC e MZC.

número de pontos do conjunto	%
n =10	34
n =25	31
n =50	28
n =75	25
n =100	20
n =200	17

5. CONCLUSÕES

Os teste de algoritmos de Voronoi (MZC) comparados aos mínimos quadrados (LSC) permitiram observar as diferenças entre os resultados, e mostraram que : 1) A diferença entre os algoritmos pode ser desprezada em muitas situações de laboratório, em especial quando a incerteza da máquina é maior que o erro causado pela escolha do método. Neste caso o LSC pode ser usado de acordo com a norma ANSI Y14.5. Já para muitas máquinas MMCs e outras máquinas dedicadas à circularidade, onde a incerteza é bem menor, somente um algoritmo tipo MZC poderia fornecer uma resposta correta do ponto de vista da norma. 2) O erro máximo obtido através de simulação mostrou que quanto maior o número de pontos, menor é o coeficiente angular da reta de ajuste das diferenças versus n. Isto significa que utilizando conjuntos maiores a resposta LSC tende a se aproximar da resposta dos métodos MZC. A tabela 1 fornece uma idéia da diferença máxima que pode ser encontrada numa situação real, que pode ser comparada à incerteza da máquina para tomar-se uma decisão. 3) Uma das causas das diferenças dos resultados está relacionada com a simetria do perfil da peça. Se houver uma compensação entre os picos e vales, fazendo com que os centros dos pares de círculos dos casos LSC e MZC se aproximem, as diferenças serão pequenas.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERING. *Measurement of out-of-roundness*, ASME B89.3.1-1979, ASME, N.Y., 1988.

2. AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERING. *Dimensioning and tolerancing*, ASME Y14.5M-1994 , ASME, NY, 1995

3. AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERING. *Mathematical definition of dimensioning and tolerancing principles* , ASME Y14.5.1-1994, ASME, N.Y., 1995.

4. MURTHY, T. S. R. & ABDIN, S. Z. Minimum zone evaluation of surfaces. *International journal of machine tool design and research*, v. 20, n. 3, p. 123-136, 1980.

5. KAISER, M. J. & MORIN, T. L. Centers, out-of-roundness measures, and mathematical programming. *Computers for industrial engineering*, v. 26, n. 1, p. 35-54, jan. 1994.

6. DHANISH, P. B. & SHUNMUGAM, M. S. An algoritm for form error evaluation - using the theory of discrete and linear Chebyshev approximation. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, p. 309-324, 1991

7. CHANG, H. & LIN, T. W. Evaluation of circularity tolerance using Monte Carlo simulation for CMM. *International journal of production research*, v. 31, n. 9, p. 2079-2086, 1993.

8. LAY, K. & WANG, J. A computational geometry approach to geometric tolerancing. *16th North American Manufacturing Research Conf.*, p. 376-379 (1988).

9. LE, V. & LEE, D. T. Out-of-roundness problem revisited. *IEEE transactions on pattern analysis and machine intelligence*, v. 13, n. 3, p. 217-223, mar. 1991.

10. ROY U. & ZHANG X. Establishment of a pair of concentric circles with the minimum radial separation for assessing roundness error. *Computer Aided Design*, v. 24, n. 3, p. 161-168. Mar. 1992.

11. ROY U. & ZHANG X. Development and Application of Voronoi Diagrams in the Assessment of Roundness Error in an Industrial Environment. *Computers for Industrial Engineering*, v. 26, n. 1, p. 11-26. Jan. 1994.

12. PREPARATA, F. P. & SHAMOS, M. *Computational Geometry*, Springer, N.Y. 1988.

13. LIN ,S. , VARGHESE, P., ZHANG, C & WANG, H. P. A comparative analysis of CMM form-fitting algorithms. *Manufacturing Review*, v. 8, n. 1, p. 47-58, mar. 1995.

14. BRASSARD, G. & BRATLEY, P. *Algorithmics theory & practice.* New Jersey: Prentice Hall, 1988, 362 p.

AGRADECIMENTOS: Este trabalho teve o apoio das instituições FAPESP e CAPES.

Tema 82

Soldagem

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB9

UM CRITÉRIO PARA AVALIAÇÃO DA ESTABILIDADE DO ARCO ELÉTRICO DE SOLDAGEM EM PROCESSOS GMAW / *A CRITERIA FOR EVALUATION OF ARC STABILITY IN GMAW*

Carla Barata Ribeiro e Sadek C. Absi Alfaro.
Universidade de Brasília, GRACO: Grupo de Automação e Controle, ENM-FT-UnB. CEP 70.910-900, Brasília - DF. Brasil – E-mail: sadek@jazz.graco.unb.br

Abstract

This work presents the evaluation of the arc stability in GMAW (Gas Metal Arc Welding) processes by the sound emitted during operation. Using a neural network, the relation between some criteria based on the oscilograms of voltage and current and some characteristics of the sound of the arc allows the recognition of stable or unstable behaviour patterns, and gives an intelligent and simple control of the welding.

Keywords

Arc stability, GMAW, Arc Welding

1. CONCEITOS E CAUSAS FUNDAMENTAIS DA INSTABILIDADE DO ARCO ELÉTRICO

A estabilidade do arco elétrico em soldagens GMAW foi inicialmente estudada para avaliar o desempenho dos mesmos e comparar os resultados obtidos. Seu conceito é muitas vezes aplicado subjetivamente. É comum este critério ser tratado de forma macroscópica, por simples inspeção da aparência ou dos níveis de ruídos, sem utilização de aparelhos ou qualquer recurso instrumental. Ou seja, um arco de solda de geometria mais constante e ruídos mais homogêneos seria mais estável. Esta consideração, entretanto, não tem formalismo. Outros aspectos relevantes são desconsiderados nesta afirmação, embora estes sejam realmente bons indicadores do seu comportamento (Farias "et al" 1984).

Esta análise é importante pois, além da própria geometria do cordão, vários defeitos, como porosidade, trincas de hidrogênio, mordeduras e falta de fusão, são determinados pelo grau de estabilidade do arco (Farias 1985).

As causas desta instabilidade podem ser operacionais (manuseio impróprio do equipamento ou efeito do sopro magnético), ou intrínsecas ao gás e/ou eletrodo utilizados no processo, o que torna sua avaliação difícil.

A coluna do arco é um plasma de intensa irradiação, onde a temperatura cai rapidamente do centro para a periferia, no sentido da temperatura ambiente. De acordo com essa queda, na direção radial da coluna do arco, sua composição se modifica, ocasionando uma queda na sua condutibilidade elétrica (concentração de veículos de carga existente). Esta baixa na

condutibilidade elétrica provoca imediatamente o decréscimo proporcional da densidade de corrente circulante, obrigando-a a fluir em canal relativamente estreito ao redor do eixo, (Koch 1965). Por isso, a condutibilidade elétrica é um dos parâmetros físicos mais importantes da coluna do arco de solda, definindo a relação entre densidade de corrente e intensidade do campo elétrico existente. Esta condutibilidade elétrica, dependente do grau de ionização dos gases da atmosfera (que depende do gradiente de temperatura da mesma), determina a estabilidade do arco voltaico. Em geral, a estabilidade aumenta com o acréscimo da condutibilidade da coluna do arco. Baixa energia de ionização da atmosfera gasosa e/ou elevada temperatura do arco são fatores extremamente favoráveis para tanto, (Farias 1985).

A corrente elétrica é transportada por elétrons livres e íons, e sua instabilidade está também intimamente ligada à produção destes, em grande quantidade, tanto nos extremos dos eletrodos (ânodo e cátodo) como na coluna de plasma, (Marques 1991).

Outro fator que influencia a estabilidade do arco em soldagens GMAW é o sopro magnético, que o desvia do caminho mais curto entre eletrodo e peça-base, (Wainer 1980). Este é um dos efeitos das forças de Lorentz, que surgem da interação entre corrente e campo magnético induzido no arco, que ocorre, principalmente, por alguma assimetria na distribuição das forças eletromagnéticas, em função de variações bruscas na direção da corrente e/ou de um arranjo assimétrico de algum material ferromagnético em torno do mesmo, (Marques 1991). O plasma da coluna é fisicamente considerado como um fluido condutor, gerando um campo magnético radial ao redor do seu eixo dado por:

$$\underline{B} = \frac{\mu i}{2 \pi r}, \text{ onde:} \qquad (1)$$

$\underline{B} \rightarrow$ densidade de fluxo magnético [Wb/m^2]
$i \rightarrow$ corrente do arco [A]
$\mu \rightarrow$ permeabilidade do plasma [H/m]
$r \rightarrow$ distância radial ao eixo [m]

Na presença deste campo magnético, a coluna do arco está sujeita a se deformar sob ação de forças externas. Em cada elemento infinitesimal de corrente (di) atuará um elemento de força magnética infinitesimal ($d\underline{F}$) dado por:

$$d\underline{F} = di(d\underline{l} \times \underline{B}), \text{ onde:} \qquad (2)$$

$d\underline{F} \rightarrow$ elemento infinitesimal de força magnética [N]
$di \rightarrow$ elemento infinitesimal de corrente [A]
$d\underline{l} \rightarrow$ elemento infinitesimal de comprimento [m]
$\underline{B} \rightarrow$ densidade de fluxo magnético [Wb/m^2]

Esta força magnética, que age nas direções radial e axial, pode desviar a coluna do arco e gerar neste alguma instabilidade, (Cook, Eassa 1985).

2. CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO

A melhor forma de avaliar a estabilidade do arco em soldagens é partir de suas características dinâmicas, analisando o comportamento da tensão e corrente ao longo do tempo, em intervalos infinitesimais, (Farias "et al" 1984). Em processos GMAW, por

exemplo, temos dois mecanismos físicos do arco, ligados à transferência de carga elétrica e metal através da coluna de plasma, (Farias, Surian 1993).

1º) Mecanismo de transferência de carga elétrica através do arco. Neste aspecto, dois fenômenos são importantes, sendo cada um representado por um índice em corrente contínua e um em corrente alternada.

- Facilidade de transferência de carga elétrica:

a) Em corrente contínua. Nas soldagens em corrente contínua ocorre a extinção do arco (curto-circuito), onde a corrente permanece alta (podendo superar o dobro do valor de operação). Neste caso, temos o índice:

$$FE_1 = \frac{1}{E_1} = \frac{2000}{(P_1 - P_0)\,t_1} \left[(Ws)^{-1}\right], \text{ onde:} \qquad (3)$$

$E_1 \rightarrow$ Energia de reabertura do arco após sua extinção por curto-circuito [Ws]
$P_1 \rightarrow$ Potência de reabertura do arco após sua extinção por curto-circuito [W]
$P_0 \rightarrow$ Potência de referência [W]
$t_1 \rightarrow$ Tempo de reabertura do arco após sua extinção por curto-circuito [ms]

b) Em corrente alternada. Nas soldagens em corrente alternada, a corrente torna-se quase nula durante um certo intervalo periódico de tempo, sem se extinguir completamente, mantendo-se por emissão termiônica. Neste caso, temos o índice:

$$B^+ = \frac{I_1^+}{U_1^+ t_1^+} \left[(\Omega s)^{-1}\right], \text{ onde:} \qquad (4)$$

$U_1^+ \rightarrow$ Tensão média de restabelecimento do pleno arco após sua extinção por curto-circuito [V]
$I_1^+ \rightarrow$ Corrente média de restabelecimento do pleno arco após sua extinção por curto-circuito [A]
$t_1^+ \rightarrow$ Tempo médio de restabelecimento do pleno arco após sua extinção por curto-circuito [ms]

- Regularidade de transferência de carga elétrica:

a) Em corrente contínua $\rightarrow RE_1 = \dfrac{E_1}{\sigma E_1}$ (5)

b) Em corrente alternada $\rightarrow RB^+ = \dfrac{B^+}{\sigma B^+}$ (6)

2º) Mecanismo de transferência de metal através do arco. Neste aspecto, existem quatro fenômenos importantes, sendo cada um representado por um índice.

- Facilidade de ocorrer curto-circuito:

$$F_{cc} = \frac{1}{T}\ [s^{-1}], \text{ onde: } T \rightarrow \text{Período médio do curto-circuito.} \quad (7)$$

- Facilidade da transferência de metal:

$$F_{tm} = \frac{1}{t_{cc}}\ [s^{-1}], \text{ onde: } t_{cc} \rightarrow \text{Tempo médio de curto-circuito.} \quad (8)$$

- Regularidade de ocorrência de curto-circuito: $R_{cc} = \frac{T}{\sigma T}$ (9)

- Regularidade da transferência de metal: $R_{tm} = \frac{t_{cc}}{\sigma t_{cc}}$ (10)

Pode-se também medir a estabilidade do arco através do levantamento da variação do tempo de quase extinção do mesmo nos curto-circuito. A partir deste dado, notou-se que o desvio padrão do tempo de duração de pleno arco pode indicar sua estabilidade, (Farias, Surian 1993). De fato, medições objetivas podem ser obtidas através do levantamento estatístico das variações de diversos parâmetros, observadas através de estudos experimentais, (Norrish 1992). Em corrente alternada, por exemplo, temos o índice de Pokhodnya, (Farias "et al" 1984)

$$B = \frac{2\pi f I_1}{V_1\left|(\text{arc sen}\ \frac{V_1}{\sqrt{2}\,V_{oc}}) + \psi\right|}, \text{ onde:} \quad (11)$$

B = Índice de estabilidade do arco [Ωs^{-1}]
f = Freqüência da corrente de soldagem [Hz]
I_1 = Corrente no instante de reignição do arco [A]
V_1 = Tensão de reignição do arco [V]
V_{oc} = Tensão em vazio da fonte de soldagem [V]
ψ = Ângulo de defasagem entre corrente de soldagem e tensão em vazio da fonte [graus]

Quanto maior o valor de B, maior a estabilidade do arco. Este índice aumenta com a freqüência, com a corrente e com o valor eficaz da tensão em vazio e diminui com a tensão de reignição e com o ângulo de defasagem entre a corrente e a tensão em vazio ψ. A tensão em vazio da fonte V_{oc} é um fator externo influente na estabilidade do arco. Para a mesma tensão de reignição do arco, quanto maior a tensão em vazio, menor o tempo de restabelecimento. O valor do ângulo ψ depende apenas da indutância do circuito, intrínseco à fonte de soldagem utilizada, e não é tão influente quanto o fator anterior.

3. O MÉTODO DE AVALIAÇÃO PROPOSTO

Após aquisição e tratamento da tensão e corrente de soldagem, vários índices podem ser avaliados como indicativos da estabilidade do arco, observando a regularidade destes sinais através da geração de histogramas.

A idéia aqui proposta é calcular três destes critérios e então combiná-los com o sinal do som, criando um novo método de avaliação *off-line* da estabilidade do arco voltaico em soldagens GMAW. Para isto, selecionamos os seguintes índices, (Norrish "et al" 1995) $TI = I_{med} - I_{min} / I_{med}$ (modo de transferência), $DCI = V_{med} - V_{bk} / V_{med}$ (consistência de curto-circuito) e $TSI = I_{max} / I_{med}$ (estabilidade da transferência), onde:

$I_{med} \rightarrow$ Corrente média
$I_{max} \rightarrow$ Corrente máxima transiente
$I_{min} \rightarrow$ Corrente mínima transiente
$V_{med} \rightarrow$ Tensão média
$V_{bk} \rightarrow$Tensão média transiente

Estes índices são relacionados com o sinal de som (adquirido simultaneamente), que também traz informação da estabilidade do arco, através do índice $SSI = S_{max} / S_{med}$ (estabilidade pelo sinal de som), onde:

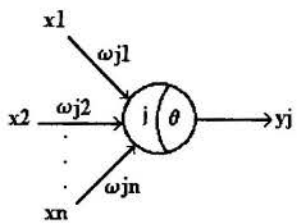
$S_{med} \rightarrow$ Valor médio do sinal de som
$S_{max} \rightarrow$ Valor máximo transiente do sinal de som

Com isso, podemos justificar o resultado obtido (geometria do cordão, ocorrência de falhas, etc.) e ainda estabelecer estratégias de controle para o processo.

4. APLICAÇÃO DE REDES NEURAIS

Rede neural artificial é uma estrutura de *hardware* e *software* convencionais que simula o funcionamento do cérebro humano. No lugar de um único processador, existe uma rede de elementos processadores (neurônios) densamente conectados através de ligações ponderadas (sinopses), (Alfaro, Norrish 1993).

No modelo da figura acima, para o neurônio j, xi são as excitações (entradas), ωji são os pesos das sinapses de cada entrada, θ é o nível de *bias* e yj é a saída, que se ligará a outros neurônios formando a rede e é dada por uma função não linear (geralmente, degrau ou sigmóide) da soma $sj = \sum_{i=1}^{n} xi \cdot \varpi ji$, (Neto 1995).



Uma rede neural pode associar informações das entradas com um certo padrão de saída, o que aliado às facilidades de implementação e de integração com sistemas não-neurais torna

sua utilização em controle de processos vantajosa, (Werbos 1993). Seu aprendizado permite ainda estimar a dinâmica do processo em questão (identificação) e projetar um compensador para o mesmo sem o conhecimento das equações envolvidas, (Paul, Zhu 1994). Outra vantagem da rede neural é sua grande capacidade de processamento, de dados extremamente complexos, com rapidez e pouca interferência de ruído. Nem toda a complexidade do problema precisa ser completamente conhecida. A própria rede pode identificá-la, (Alfaro, Norrish 1993). Os fenômenos de soldagens a arco são próprios para redes neurais justamente por terem características ainda não totalmente desvendadas.

A idéia aqui é projetar uma rede Perceptron multicamadas, com um algoritmo de treinamento tipo *backpropagation*, para lidar com informações experimentais obtidas e reconhecer padrões de estabilidade e instabilidade do arco em soldagens GMAW. Para tanto, pré-processamos o oscilograma e o espectrograma do sinal de som de um conjunto de soldagens (valor máximo, médio e freqüência predominante) e calculamos os índices de estabilidade escolhidos. Estabelecemos as camadas de entrada, escondida e de saída e treinamos a rede com a massa de testes. Depois que a rede estiver treinada, com desempenho satisfatório, podemos aplicá-la no controle em tempo real destes processos, implementado preferencialmente com lógica *fuzzy*, mais apropriada para problemas com características de incerteza como este.

A rede neural proposta tem 5 neurônios de entrada (4 índices de estabilidade e 1 dado do espectograma do som da soldagem), 4 neurônios na camada escondida e 4 neurônios de saída (estável/instável, transferência por curto-circuito, transferência globular, transferência *spray*). Os padrões binários a serem reconhecidos são, (Norrish "et al" 1995):

1) Entrada → $0 < TI < 0.1$, $0 < DCI < 0.1$, $TSI < 1.2$,
   $SSI < 1.2$, $1\ KHz \leq FFS \leq 2\ KHz$.
   Saída → estável, transferência *spray*. (1 0 0 1)
2) Entrada → $0.3 \leq TI < 0.5$, $0.3 < DCI < 0.5$, $1.6 \leq TSI < 2$,
   $1.6 \leq SSI < 2$, $1\ KHz \leq FFS \leq 2\ KHz$.
   Saída → estável, transferência por curto-circuito. (1 1 0 0)
3) Entrada → $0.3 \leq TI < 0.5$, $0.5 < DCI < 0.8$, $1.6 \leq TSI < 2$,
   $1.6 \leq SSI < 2$, $1\ KHz \leq FFS \leq 5\ KHz$.
   Saída → estável, transferência globular. (1 0 1 0)
4) Entrada → $TI > 0.5$, $DCI > 0.8$, $TSI > 2$, $SSI > 2$,
   $FFS < 2\ KHz$.
   Saída → instável, transferência rotacional. (0 0 0 0)

5. CONCLUSÕES

O sinal de som da soldagem, de monitoramento simples e fácil, traz informações importantes sobre o comportamento do arco elétrico. Associando-o a índices de estabilidade e de modos de transferência, através de uma rede neural, pode-se ter um recurso para controlar em tempo real a qualidade de processos GMAW, reconhecendo seus padrões de comportamento aceitáveis.

6 - AGRADECIMENTOS

Os autores desejam agradecer à FAP-DF, FINEP, RHAE, CAPES, CNPq e Conselho Britânico, que sem seu apoio este e outros trabalhos seriam impossível a suas realizações.

7 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alfaro, S. C. A., Norrish, J. The Use of Microcomputers in Welding. In: *Anais XII COBEM.* Brasília - DF: ABCM p. 1679-1682, dez. 1993.

Cook, G. E., Eassa, H. E. E. H. The Effect of High-Frequency Pulsing of a Welding Arc. *IEEE Transactions on Industry Applications*, v. IA-21, n. 5, p. 1294-1299, set./out. 1985.

Farias, J. P., Kobayashi, Y., Scotti, A., Quites, A. M. Avaliação da Estabilidade de Eletrodos Revestidos. In: *Anais X E. N. T. S.* Vitória - ES: ABM/ABS, p. 315-325, out. 1984.

Farias, J. P. *Influência da Composição do Revestimento na Estabilidade e Transferência de Metal em Eletrodos Básicos.* Florianópolis, SC: UFSC, 1985.

Farias, J. P., Quites, A. M., Surian, E. S. Efeito do Teor de Magnésio Metálico do Revestimento sobre a Estabilidade do Arco de Eletrodos AWS E7016-C2L. In: *Anais XIX E. N. T. S.* Águas de São Pedro - SP: ABS, p. 289-304, out. 1993.

Koch, H. *Manual de la Tecnologia de la Saldadura Elétrica por Arco.* Barcelona (Espanha): Editorial Reverté S. A., p. 24-31, 40-43, 1965.

Marques, P. V. (coordenação). *Tecnologia da Soldagem.* Belo Horizonte - M.G.: Editora "O Lutador" e ESAB S/A Ind. e Com., 1991.

Mechatronics & Robotics. Aachen - Germany: Europäisches Centrum für Mechatronik, p. 211 -226, Abr. 1994.

Neto, J. S. Introdução às Redes Neurais. Apostila Interna (UnB), 1995.

Norrish, J. *Advanced Welding Processes.* Bristol (UK): Institute of Physics Publishing Ltd, 1992.

Norrish, J., Ogunbiyi, B., Chawla, K. Computer Based Data Acquisition and Control of Robotic GMAW, 1995.

Paul, F. W., Zhu, C. Adaptative Control Using Frequency Domain Neural Network Identification for Mechatronic Systems. In: *Proceedings International Conference on Mechatronics & Robotics.* Aachen - Germany: Europäisches Centrum für Mechatronik, p. 211 -226, Abr. 1994.

Wainer, E. (coordenação). *Soldagem.* São Paulo - SP: ABM, 1980.

Werbos, P. J. Neurocontrol and Elastic Fuzzy Logic: Capabilities, Concepts, and Applications. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, v. 40, n. 2, p. 170-180, abr. 1993.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB7

EFEITO DO MAGNÉSIO SOBRE A GEOMETRIA DA SOLDA E SOBRE AS CARACTERÍSTICAS ECONÔMICAS DE ELETRODOS AWS E7024/ *THE EFFECT OF MAGNESIUM ON THE GEOMETRIC AND ECONOMIC CHARACTERISTICS OF THE AWS E7024 ELECTRODES*

Celina Leal Mendes da Silva (1)
Vinícius Sales Rocha(2)
Estela Surian (3)
Jesualdo Pereira Farias (4)

(1)Tv. Apinagés, 973/402 - Bairro Batista Campos - 66045-110 - Belém -Pa.
Fones: (091) 224 9883 e (091) 222 0617.
Fax: (091) 241-3415 - e-mail: belucio@supridad.com.br
(2)Campus do PICI - Bloco 714 - DEM - 60455-760- Fortaleza - Ce
Fones: (085) 288 9617
(3)Campus do PICI - Bloco 714 - DEM - 60455-760- Fortaleza - Ce
Fones: (085) 288 9617
(4)Rua Bento Albuquerque, 1550/201, Bairro Papicu - 60190 - 080 - Fortaleza - Ce.
Fones: (085) 288 9617 e (085) 288 9600.
FAX (085) 288 9636 - e-mail: jpf@truenet-ce.com.br

Abstract

Among the different kinds of electrodes, the rutilic types are acknowledged as those which allow the easiest operation and handling. Their mechanical properties, however, are inferior to those of basic and cellulosic electrodes. A recent study has shown that adding magnesium to the coating of AWS E7024 rutilic electrodes improves considerably the impact strength of the welding metal and to reduce the content of diffusible hydrogen. This work attempts to analyse the effect of magnesium on the economic characteristics of rutilic electrodes and also on the geometric characteristics of the experimental welding electrodes. Derived from the AWS E7024 class were developed, with 3.25 mm diam., and exhibiting five different amounts of metallic magnesium (from 0 to 4%). Simple deposition automatic weldings in plane position with current DC+, DC- and AC were performed in 170x50x6 mm ABNT 1020 all-weld metal, using a computerised device. The results obtained were compared using the ANOVA method, and showed that magnesium content does not effect welding geometry neither economic characteristics of consumables.

Keywords

electrodes,magnesium,welding,rutilic/eletrodos, magnésio, solda, rutílico

1. INTRODUÇÃO

O número de pesquisas e publicações científicas acerca de eletrodos rutílicos vêm se avolumando recentemente, apesar de serem tecnicamente menos importantes que os básicos. Este aumento de interesse justifica-se pela necessidade de geração de conhecimento em sistemas de escória rutílica com a utilização de eletrodos manuais, que proporcionam

soldagens de maior simplicidade e de menor custo. Necessita-se, adicionalmente, de estudos que possibilitem a adequação dos eletrodos rutílicos aos requisitos unificados das Sociedades Internacionais de Classificação (ABS, DnV, BV e LRS), principalmente no que se refere ao nível 3 (impacto Charpy-V 47 J a -20 °C), exigido para a indústria naval.

A quase totalidade das pesquisas desenvolvidas sobre eletrodos rutílicos norteia-se na necessidade da melhoria das características mecânicas, sem que haja prejuízo em suas excelentes características operacionais e econômicas. Estes trabalhos abordam a relação entre os constituintes do revestimento, a composição química do metal de solda, as propriedades mecânicas, microestruturais, hidrogênio difusível e o comportamento operacional (Boniszewski *et al.*, 1995, 1996; Farias *et al.*, 1995; Risone *et al.*, 1994, 1995; Surian *et al.*, 1994), buscando principalmente o aumento da tenacidade do metal de solda pelo incremento da basicidade da escória, pelo balanceamento adequado da composição química do metal de solda ou por ambos.

A busca de formulação adequada do revestimento constitui-se em tarefa extremamente complexa. Os elementos que o compõem desempenham diversas funções como, entre outras, proteção gasosa, proteção por escória, adição de elementos de liga, e desoxidação. Mais de uma função pode ser desempenhada pelo mesmo elemento. Assim sendo, a sua adição, exclusão ou alteração de percentual, com vista na modificação de determinada função pode levar a mudanças indesejáveis em outras.

A transferência do elemento desoxidante para o metal de solda, dependendo dos teores, provoca a queda da tenacidade (Evans, 1986,1989,1991). Verificou-se que o magnésio metálico além de se apresentar como forte desoxidante, não se transfere para o metal de solda (Abson, 1989; Farias, 1993; Surian, 1989). Reforçando esta constatação, verificou-se que a adição de magnésio metálico (até 4%) a eletrodos rutílicos modificados a partir da série AWS E7024 reduz o teor de oxigênio do metal de solda, aumentando a sua resistência ao impacto a baixas temperaturas (Surian, 1996).

Eletrodos rutílicos serviram de base para a elaboração de outros eletrodos modificados com variações de magnésio metálico (até 4%), para estes eletrodos o aumento do teor do magnésio não afeta a transferência de carga elétrica nem a transferência metálica(Silva et al., 1997). Pretende-se aqui, dar continuidade a este trabalho, estudando o efeito da adição de magnésio metálico a eletrodos rutílicos baseados na série AWS E7024 sobre a geometria da solda (largura, reforço e penetração) e sobre as características econômicas (consumo, produção e rendimentos).

2. CONDIÇÕES EXPERIMENTAIS

2.1 Eletrodos

Cinco eletrodos, de 3,25 mm de diâmetro, foram produzidos com variações de 0 a 4% de magnésio no revestimento. Estas variações foram compensadas por mudanças nos teores de pó de ferro. A medida em que a quantidade de magnésio do revestimento aumentou, diminuíram-se os teores de silício e manganês, de modo a se obter aproximadamente os mesmos níveis destes elementos nos metais depositados. Pretendeu-se, deste modo, manter a composição química do metal de solda constante para que não fosse incorporada nenhuma nova variável ao estudo. A tabela 1 fornece a composição química do revestimento dos eletrodos (percentagem e peso). A composição química da alma foi mantida constante para todos os eletrodos utilizados.

Tabela 1: Composição química dos revestimentos dos eletrodos(%).

	Tipo de eletrodo				
Constituintes	A	B	C	D	E
Rutilo	13.6	13.6	13.6	13.6	13.6
Carbonatos	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5
Silicatos	12.5	12.5	11.0	10.0	9.2
Mg	0.0	1.0	2.0	3.0	4.0
Mn	7.5	7.0	5.6	5.0	4.0
Fe	57.4	56.9	58.8	59.4	60.2
ajudante de extrusão	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5

2.2 Procedimentos de Soldagem

Com os eletrodos da tabela 1, realizaram-se soldagens de simples deposição na posição plana, com velocidade de soldagem constante igual a 17,5 cm/min. Utilizou-se corrente contínua com polaridade direta (CC^-) e inversa (CC^+) e corrente alternada (CA). Foi empregada uma fonte eletromagnética, utilizando chapas de aço ABNT 1020 de 170 x 50 x 6 mm. Os experimentos foram realizados em um banco de ensaios para soldagem automática com aquisição de dados computadorizada. Os valores instantâneos da tensão e da corrente do arco foram registrados em 12 bits, com 10 kHz de freqüência. Cada valor foi lido durante seis segundos em três repetições, totalizando assim dezoito segundos por tipo de eletrodo para cada tipo de corrente. Todos os experimentos foram conduzidos de acordo com os parâmetros de soldagem listados na tabela 2.

Tabela 2: Parâmetros de Soldagem

	Tipo de corrente		
Parâmetros	CA	CC+	CC-
I_{ef} (A)	157	157	160
U_{ef} (V)	31	31	31
Vs (cm/min)	17,5	17,5	17,5

Com a finalidade de se determinar a geometria do cordão de solda para um dado tempo de soldagem e assim possibilitar a comparação dos resultados com mais segurança, utilizou-se o mesmo procedimento de corte, preparação da amostra, ataque químico e medição para todos os experimentos. O método empregado para revelar as superfícies termicamente afetadas e a geometria da solda foi ataque químico por imersão em nital a 5% durante 5 segundos. Fez-se uso de paquímetro com sensibilidade de 0,01mm para se medir largura (B), reforço (R) e penetração (P) e calcular-se, posteriormente, a área adicionada (Sad).

Utilizando uma régua metálica, foram medidos os comprimentos iniciais e finais dos eletrodos bem como, utilizando balança de alta precisão, foram obtidas suas massas iniciais e finais. Os tempos de soldagem foram registrados com um cronômetro digital. Com estes valores foram calculados o consumo específico, quantidade de alma fundida do eletrodo por unidade de tempo e de corrente, produção específica, quantidade de material depositado na solda por unidade de tempo e de corrente, o rendimento real, relação entre a produção e a quantidade de eletrodo fundido, incluindo o revestimento, por unidade de tempo e o rendimento convencional, relação entre a produção e o consumo dos eletrodos. Todos os resultados das grandezas analisadas foram submetidos ao tratamento estatístico de análise de variância (ANOVA).

3. Resultados e Discussões

Os valores médios referentes às características econômicas dos eletrodos encontram-se na tabela 3. Os dados referentes à analise variância destes resultados estão apresentados na tabela 4. Observava-se que o consumo específico, nos três tipos de corrente, é afetado pelo teor de magnésio ($\alpha < 1{,}0\%$ na tabela 4). A análise da figura 1 indica que esta variação, apesar de ser estatisticamente significativa (tabela 4), não chega a ser relevante. Percebe-se uma tendência de queda do consumo para

Tabela 3: Resultados das características econômicas

Variável Dependente	Tipo de Corrente	Tipos de Eletrodos A	B	C	D	E
Consumo Específico (kg/h.A)x 10^3	CA	7,29	8,12	7,97	8,06	7,39
	CC+	6,81	7,21	7,05	7,34	6,69
	CC-	7,94	8,43	8.22	8,57	7,77
Produção Específica (kg/h.A) x 10^3	CA	12,21	13,27	12,89	13,04	11,68
	CC+	11,06	11,22	11,02	11,07	9,86
	CC-	12,70	13,40	13,16	13,12	11,53
Rendimento real (%)	CA	69,05	68,05	67,34	70,05	68,33
	CC+	66,78	64,77	66,08	66,21	63,83
	CC-	66,12	66,53	66,15	66,70	64,18
Rendimento conv. (%)	CA	167,6	163,4	161,6	161,9	158,1
	CC+	162,3	155,6	156,5	150,8	147,4
	CC-	160,0	158,9	160,1	153,3	148,3

teores de magnésio acima de 3%.

Tabela 4: Resultado da análise de variância simples (níveis de significância α %)

Variável Dependente	Tipos de corrente CA % Mg	CC+ % Mg	CC- % Mg
Prod. Esp.	2,63	1,17	0,02
Consumo Esp.	0,14	0,36	0,32
Rend. Real	68,79	79,04	18,01
Rend. Conv	43,02	20,33	0,02

Já a produção específica não foi significativamente afetada pelo teor de magnésio ($\alpha < 1{,}0\%$ na tabela 4), exceto para a soldagem em CC- . Da mesma forma, a figura 2 indica que há tendência de queda da produção para teores de magnésio acima de 3%. Os rendimentos real e convencional também não sofreram influência relevante do teor de magnésio dos eletrodos. O que pode ser comprovado pela análise de variância (tabela 4) e pela figura 3. Observa-se apenas um efeito marcante de teores da magnésio acima de 2% sobre o rendimento real (tabela 3).

As variações nos teores de magnésio foram compensadas com variações nos teores de pó de ferro, silicatos e manganês (tabela 1). Estas variações podem proporcionar alterações nas propriedades físicas dos revestimentos uma vez que estes constituintes apresentam massa específica e calor latente de fusão diferentes do magnésio. No entanto, estas alterações são reconhecidamente de grande complexidade e muitas vezes competitivas. Por isso, não se identifica, para o sistema rutílico estudado, efeitos bem estabelecidos entre o teor de magnésio e as características econômicas dos eletrodos. Outro fator a destacar é o efeito pouco relevante do magnésio sobre a salpicagem. O magnésio é responsável pelo aumento da salpicagem nos eletrodos básicos (Farias, 1993). Entretanto, embora tenha se percebido um aumento da salpicagem com o aumento no teor de magnésio dos elétrodos rutílicos, este efeito não resultou numa redução significativa do rendimento dos eletrodos (tabela 3).

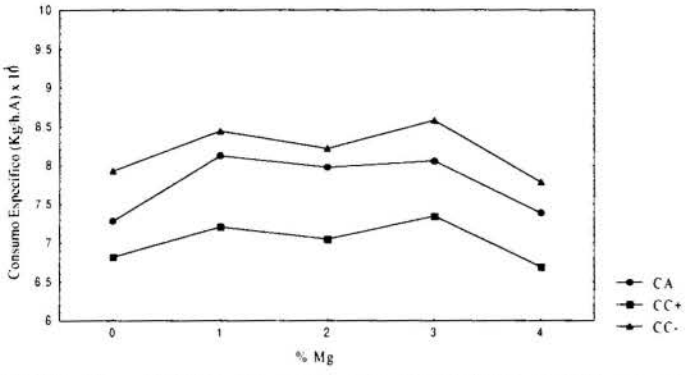


Figura 1: Efeito do teor de magnésio sobre o consumo específico dos eletrodos

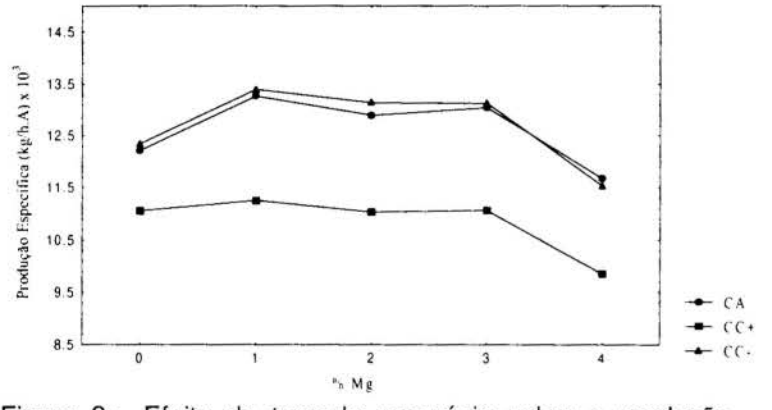


Figura 2: Efeito do teor de magnésio sobre a produção específica dos eletrodos

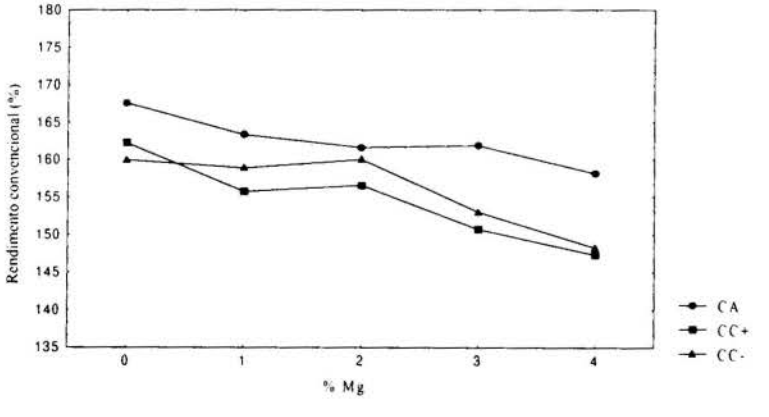


Figura 3: Efeito do teor de magnésio sobre o rendimento convencional dos eletrodos

A tabela 5 apresenta os valores médios referentes às grandezas indicativas da geometrias do cordão de solda. Na tabela 6, encontram-se os resultados da sua análise de variância. Percebe-se que, de uma forma geral, o teor de magnésio metálico não afeta consideravelmente a

Tabela 5: Dados da geometria do cordão de solda

Variável Dependente	Tipo de Corrente	Tipos de Eletrodos A	B	C	D	E
B (mm)	CA	13.00	13.28	13.30	13,27	12.90
	CC+	14,25	14,22	13,97	13.21	12,53
	CC-	13,16	13,42	13,38	13,29	13,27
R (mm)	CA	2,26	2,28	2,39	2.39	2.27
	CC+	1,95	2,10	2,12	2,27	2,16
	CC-	2,39	2,40	2,48	2,47	2,36
P (mm)	CA	0,80	0,81	0,63	0,63	0,65
	CC+	0,91	0,79	0,65	0,78	0,78
	CC-	0,70	0,83	0,83	0,82	0,57
	CA	19.5	20.1	21.1	21.1	19.4

Tabela 6: Resultado da Análise de variância simples (níveis de significância α %)

Variável dependente	Tipo de corrente CA	CC^+	CC^-
	% Mg	% Mg	% Mg
R	1.80	2.10	93.08
B	1.19	0.02	68.97
P	26.51	6.70	11.11
Sad	10.55	23.85	79.72

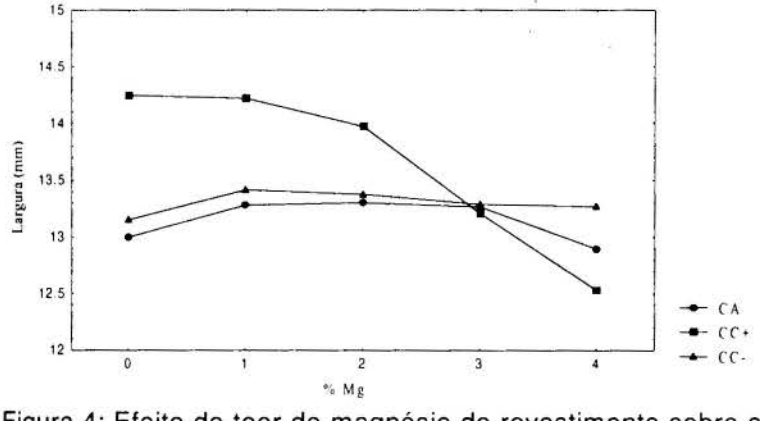


Figura 4: Efeito do teor de magnésio do revestimento sobre a largura do cordão de solda

geometria da solda. Apenas em CC+, o teste estatístico indica um efeito significativo do teor de magnésio sobre a largura do cordão de solda que pode ser visto na figura 4.

Uma vez que os parâmetros de soldagem (corrente, tensão, velocidade e posição de soldagem) foram mantidos constantes, a geometria da solda passa a depender das propriedades da escória e do metal líquidos, assim como da produção de material de adição. Estas por sua vez podem sofrer alterações por efeito da composição química do revestimento e da alma do eletrodo.

Para o sistema rutílico analisado, as variações no teor de magnésio não causaram efeitos marcantes sobre o comportamento da escória e do metal liquido assim como da produção de material de adição. Por isso, não ocorreram alterações significativas na geometria da solda. Ao contrário, em escórias básicas, percebe-se uma grande redução da viscosidade da escória com o aumento do teor de magnésio do revestimento, no entanto, este comportamento também não chega a afetar de forma significativa a geometria da solda (Farias, 1993).

Os dados aqui apresentados, somados àqueles obtidos anteriormente (Silva et al., 1997; Surian, 1996), sugerem o magnésio metálico como alternativa de elemento desoxidante em

revestimento de eletrodos rutílicos da classe AWS E7024. Estes resultados permitem afirmar também que o magnésio aumenta a basicidade da escória, aumentando a resistência ao impacto do metal de solda de eletrodos rutílicos, sem contudo afetar a sua excelente operacionalidade.

4.CONCLUSÃO

O aumento do teor de magnésio metálico no revestimento de eletrodos AWS E7024

- ⇨ aumenta a salpicagem
- ⇨ não afeta o reforço e a penetração do cordão de solda
- ⇨ não afeta a largura do cordão de solda em CA e em CC-
- ⇨ afeta ligeiramente a largura do cordão de solda em CC+
- ⇨ não afeta o rendimento real
- ⇨ não afeta a produção específica e o rendimento convencional em CA e em CC+
- ⇨ afeta levemente a produção específica e o rendimento convencional em CC-

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao CNPq, à FUNCAP, e à FINEP pelo apoio financeiro para a realização deste trabalho e à CONARCO S/A pela fabricação dos eletrodos experimentais.

6. REFERÊNCIAS

ABSON, D. J., EVANS, G. M. *A study of the manganese-oxygen system in low hydrogen MMA all-weld metal deposits*. IIW-IIS, Doc.II-A-770-89, 1989.

BONISZEWSKI, T., COLVIN, P. *Studies of AWS E6013 rutiles electrodes. Part 4: Deoxidation with Magnesium*. IIW-IIS, Doc.II-A-949-95, 1985.

BONISZEWSKI, T., EVANS, G. M., HART, P. H. M. *Studies of AWS E6013 rutile electrodes. Part 1: Effects of Calcium Carbonate*. IIW-IIS, Doc.II-A-931-94 (II-1263-95), 1994.

BONISZEWSKI, T., EVANS, G.M. *Studies of AWS rutile electrodes. Part 2: Changes in toughness at constant strength*. IIW-IIS , Doc.II-A-940-95 (II-A-1263-95), 1995.

BONISZEWSKI, T., EVANS, G.M. *Studies of AWS rutile electrodes. Part 3: Deoxidation with silicon*. IIW-IIS, Doc.II-A-948-95, 1995.

BONISZEWSKI, T., MALSINGH, I. *Studies of AWS E6013 rutiles electrodes. Part 5: Deoxidation with Titanium and Magnesium*. IIW-IIS, Doc.II-A-963-95, 1995.

BONISZEWSKI, T., MALSINGH, I. *Studies of AWS E6013 rutiles electrodes. Part 6: geration of acircular ferrite*. IIW-IIS, Doc.II-A-975-96, 1996.

EVANS, G.M., *Effects of silicon on the microstructure and properties of C-Mn all-weld-metal deposits*, Metal Construction, Vol. 18, pp. 438-444, 1986.

EVANS, G.M., *Effects of aluminium on the microstructure and properties of C-Mn all-weld-metal deposits*, IIW-IIS, Doc.II-A-791-89, 1989.

EVANS, G.M., *Effects of titanium on the microstructure and properties of C-Mn all-weld-metal deposits*, IIW-IIS, Doc.II-A-827-91, 1991.

FARIAS, J. P. *Magnésio metálico como componente do revestimento na soldagem com eletrodos ao C-Mn-Ni*. UFSC: dezembro, 1993 (Tese de doutorado)

FARIAS, J. P., BÁLSAMO, P. S. S. , SCOTTI, A. *AWS E6013 rutile electrodes: the effect of wollastonite. Part 2: on arc stability and economical characteristics*. IIW-IIS , Doc.II-A-948-95, 1995.

RISSONE, N. M. R., BOTT, I. S. , JORGE, C.F., CORVALÁN, P. , SURIAN, E. *AWS A5.1-91 E6013 rutile electrodes: the effect of wollastonite. Part 1: on diffusible hydrogen, operational behaviour and all-weld metal properties*. IIW-IIS Doc.II-A-931-95, 1995.

RISSONE, N. M. R., CORVALÁN, P., SURIAN, E. *The effect of the variation of the slag basicity on an AWS A5.1-91 E6013 type electrode*. IIW-IIS, Doc.II-A-929-94 (II-1262-95), 1994, 1995.

SILVA,C. L. M., SURIAN, E., FARIAS, J. P. *Efeito do magnésio metálico sobre o comportamento do arco de eletrodos AWS E7024*. Encontro Nacional de Tecnologia da Soldagem XXIII. São Paulo/SP - Maio 1997, p. 285-294.

SURIAN, E. *The effect of magnesium on AWS E7024 SMAW electrode properties*. IIW-IIS, Doc.II-A-994-96, 1996

SURIAN, E., MARANIELLO, E., BONISZEWISKI, T. *The effect of carbon in E7024 SMAW Electrode All Weld Metal*. IIW-IIS , Doc.II-A-905-94, 1994.

SURIAN, E., TROTTI, J. L., BONISZEWSKI, T. *Effect of Oxygen content on Charpy-V notch toughness in 3% Ni Steel SMAW weld metal*. IIW-IIS, Doc.II-A-795-89, 1989.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB660

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DA DINÂMICA DE UM SISTEMA PARA SOLDA DE CHAPAS A FRIO / *PRESS JOINING SYSTEM DYNAMICS MODELING AND SIMULATION*

VICENTE FAXINA DÉO[1] e MAURO SPERANZA NETO[2]
[1]*Xerox do Brasil - Engenharia do Produto e Manufatura - E-mail: deo@ngm.br.xerox.com*
[2]*Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio - E-mail: msn@mec.puc-rio.br*

Abstract

This paper covers the description and modeling procedure, based on the Bond Graph language, of the Press Joining industrial method for fastening sheet metal parts. The computacional simulation of its dynamics and the applications of these results are presented, aiming to show the advantages of using these methodologies in the design of industrial process.

Keywords

Modelagem Dinâmica, Grafos de Ligação, Simulação Dinâmica, Solda à Frio, Processo Industrial.
Dynamic Modeling, Bond Graphs, Dynamic Simulation, Fastening Sheet, Industrial Processes.

1. INTRODUÇÃO

Os processos usuais de solda a ponto e rebitagem para união de chapas metálicas apresentam alguns inconvenientes, tais como: alterar a estrutura do material nas vizinhanças da união por efeitos térmicos, remoção de material ou criação de zonas concentradoras de tensão; na solda a ponto elétrica os materiais das chapas devem ser iguais; e na rebitagem são requeridas as duas operações de furação e rebitagem em série.

O processo de solda a frio aboliu tais problemas. Esta metodologia possibilita uma fixação firme entre os diferentes materiais usados, por causa do repuxamento, sem danificar a superfície, através de deformação plástica. São passíveis de união através deste processo até mesmo folhas de papel ou películas plásticas de material de bitolas diferentes. Além disto economiza-se tempo e minimiza-se os custos na produção seriada de peças e equipamentos empregando a solda a frio.

Neste trabalho descreve-se o sistema empregado para a atuação do punção que executa o processo de solda a frio, e desenvolve-se um modelo matemático para este sistema, a partir

da sua representação em Grafos de Ligação. Este modelo, que define o comportamento dinâmico do processo permite obter informações relevantes da operação do sistema, tais como tempo de resposta, oscilações, ajustes de pressão e vazão, entre outros. Estes resultados são comparados com o funcionamento de um sistema real e empregados para se estabelecer uma rotina de operação e verificação do processo.

2. MOTIVAÇÃO

Na XEROX do BRASIL, em Itatiaia/RJ, fabricavam-se em 1996 até 5000 peças por dia de aço e alumínio de 2,5 mm de espessura, usando-se furação e rebitadeiras pneumáticas manuais. Esta célula produzia componentes que representavam cerca de 30% do custo do produto final, cuja demanda era a maior da fábrica. Assim, em períodos de pico, um terceiro turno fazia-se necessário, aumentando-se os custos de produção e de não-conformidade.

Portanto, havia a necessidade de eliminar o terceiro turno, sem aumento de área ou duplicação de equipamentos. Os seguintes objetivos foram traçados:

- eliminação das operações de furação e rebitagem de chapas;
- área produtiva inalterada ou reduzida;
- evitar-se contratação para suprir terceiro turno.

Configurava-se a necessidade de especificar ou desenvolver processo mais produtivo para aquela célula: assim adotou-se a tecnologia de solda a frio de chapas metálicas.

3. DESCRIÇÃO DO SISTEMA

Os processos usuais de solda a ponto e rebitagem para união de chapas metálicas apresentam inconvenientes, conforme já mencionado. O processo de solda a frio aboliu tais problemas.

As peças usadas, geralmente de diferentes materiais e bitolas, até com folhas de papel ou películas plásticas de proteção, são passíveis de união. A especificação do jogo de ferramentas (par punção-matriz) é função do material, da resistência requerida e da espessura do "blank". Na Figura 1 mostra-se um conjunto típico punção-matriz.

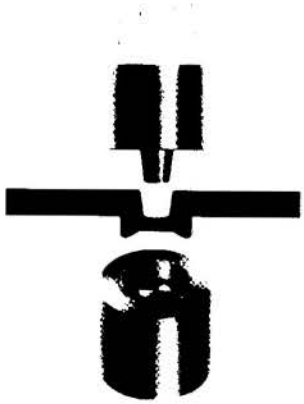


Figura 1 - Par punção-matriz para o processo de solda a frio

4. A UNIDADE HIDRÁULICA

O sistema de atuação hidráulica é composto de atuador de corpo simples com retorno por mola, o que simplifica o circuito. As molas de retorno são duas: mola de retorno do punção, a qual realiza a extração deste da união e mola de retorno do êmbolo. O circuito hidráulico é mostrado na Figura 2: conjunto moto-bomba de deslocamento positivo (componentes "A, B, C, D, E"), com válvula de segurança "F", fornecendo potência a atuadores de corpo simples e retorno por mola (componentes "H"), através de servo-válvulas de 4 vias/2 posições (componentes "G"). Uma quarta válvula "G" foi posteriormente adicionada ao circuito para acionamento de atuadores para extração da peça em relação às matrizes. Os pressostatos "I" comandam as servo-válvulas: atingindo-se a pressão de ajuste, o fluxo é desviado para o reservatório "A" através da servo-válvula "G" central, cuja função é manter o fluxo em ponto-morto sem superaquecimento do fluido, o que aconteceria caso tal circulação fosse tão somente através da válvula de segurança "F".

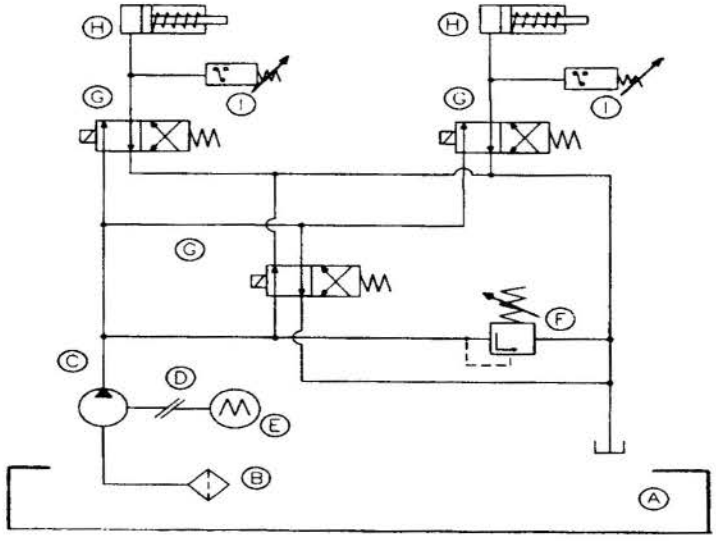


Figura 2 - Unidade hidráulica para solda a frio.

5. A MODELAGEM GEOMÉTRICA DA SOLDA A FRIO

Analisando a Figura 3, pode-se facilmente inferir um modelo geométrico para a solda a frio. Sendo, segundo esta figura

h: espessura total do "blank";

Dp: diâmetro médio do punção;

Dm: diâmetro médio da matriz;

MT: profundidade da matriz;

ET: penetração do punção;

X: medida de conformação do processo;

r: raio de adoçamento;

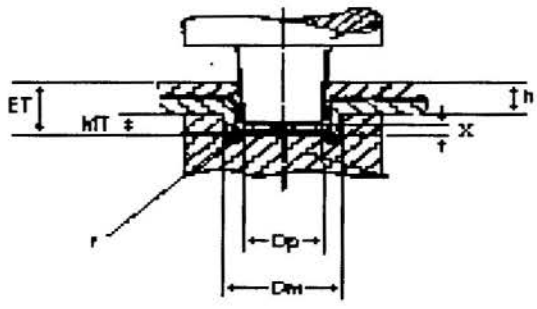


Figura 3 - Modelo Geométrico.

e adotando as seguintes hipotéses simplificadoras

- conservação de massa;
- densidade inalterada (ocorre apenas deslizamento de planos atômicos);
- Dm - Dp = 2.X;
- 2.r = X;
- MT = Dp . Δe;

onde **Δe** é o coeficiente de alongamento do material, esta condição garante a condição de igualdade de volume, antes e após a conformação. E então a relação

$$\mathbf{ET = h + MT - X}$$

determina a região cilíndrica do "blank", o que caracteriza a geometria da solda a frio.

Considerando que antes da conformação a região cilíndrica do "blank" é delimitada pela sua espessura e diâmetro do punção e que depois da conformação esta região é delimitada pela união formada, conforme a Figura 3. Assim o volume da região antes da conformação é

$$\frac{\pi}{4} \cdot Dp^2 \cdot h \qquad (1)$$

e o volume da região depois da conformação é

$$\frac{\pi}{4} \cdot Dp^2 \cdot X + \frac{\pi}{4} \cdot MT \cdot (Dm^2 - Dp^2) + \frac{1}{2} \cdot \pi^2 \cdot r^2 \cdot (Dp + 2 \cdot r) \qquad (2)$$

igualando-se as duas expressões e reduzindo em função de X, Dp, Δe, h, chega-se à expressão

$$\frac{\pi}{2} \cdot X^3 + Dp \cdot (4 \cdot \Delta e + \frac{\pi}{2}) \cdot X^2 + Dp^2 \cdot (4 \cdot \Delta e + 1) \cdot X - Dp^2 \cdot h = 0 \qquad (3)$$

Como **Dp** é variável dependente da força extratora requerida, Fextr, então

$$Fextr = mu \cdot Ky \cdot ET$$
$$\therefore ET = h + MT - X \qquad (4)$$

onde **Ky** é o módulo de rigidez para deformação plástica (Helman e Cetlin, 1980) e **mu** é o coeficiente de atrito. Deve-se notar que Fextr não pode causar ruptura da união, razão pela qual a tensão sobre a área anelar deve ser menor que a tensão de escoamento do material empregado.

Como **Ky** é dependente de **Dp**, **h**, **X**, tem-se ao final um sistema não-linear com 2 equações e 2 incógnitas, **X**, **Dp**, função unicamente de variáveis independentes, **h**, **Δe**, **Fextr** (espessura do "blank", material do "blank", resistência requerida da união). Por simplificação, **Dp** pode ser inicializado em função de requerimentos de espaço, e então resolver tão somente a equação cúbica acima, com a força extratora dependendo de **Dp**.

6. A MODELAGEM DINÂMICA

Usou-se a linguagem dos Grafos de Ligação para representação do modelo físico, pois ela se baseia numa abordagem integrada dos diferentes domínios físicos, cujas equações são facilmente determinadas a partir da correta aplicação do método. Na Figura 4 apresenta-se o modelo da unidade hidráulica, onde se caracteriza a distribuição de potência, os atuadores e a carga, levando-se em conta as hipóteses simplificadoras abaixo:

1. sistema atuador com ***n*** cargas iguais acionadas por uma central hidráulica;
2. efeitos dinâmicos das mangueiras, filtro de sucção e pressostato desprezados;
3. efeitos de cavitação, vazamentos e atritos desprezados;
4. válvulas direcionais modeladas como simples resistências de orifício on-off, devido ao seu tempo de resposta bem menor que o do sistema;
5. efeito capacitivo elasto-plástico da carga não modelado;
6. rotação constante, o que implica numa vazão constante da bomba, caracterizando uma excitação em fluxo tipo degrau ao sistema.

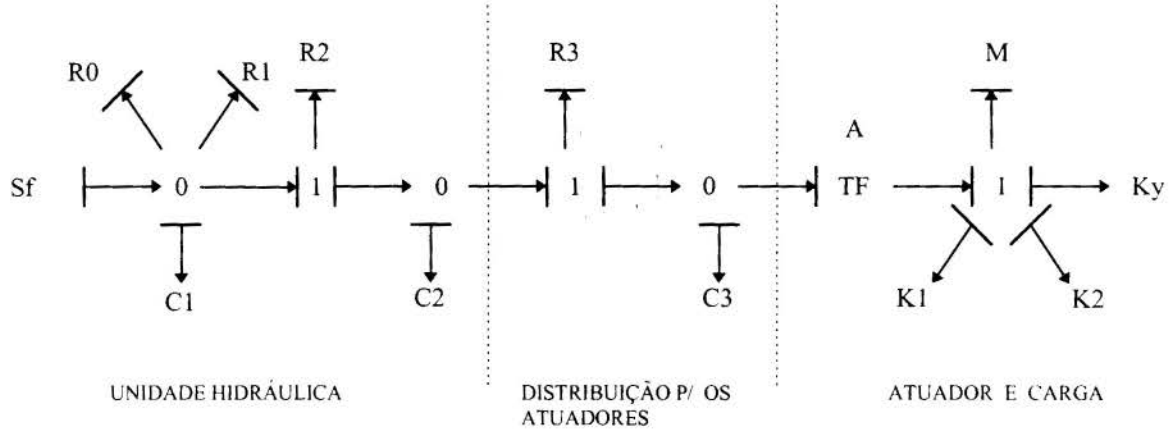


Figura 4 - Grafo de ligação o sistema hidráulico de atuação e a carga.

No modelo da Figura 4 a continuidade é definida por

$$\mathbf{Sf - f0 - f1 - \frac{V1}{Mb}\cdot\frac{dp1}{dt} = f2}$$

Eq. de continuidade: define a vazão, *f2*, na servo-válvula ativ *R2* . (5)

$$\mathbf{f2 - \frac{V2}{Mb}\cdot\frac{dp2}{dt} = f3}$$

Eq. de continuidade: define a vazão, *f3*, no distribuidor, *R3*. (6)

$$\mathbf{f3 - \frac{V3}{Mb}\cdot\frac{dp3}{dt} = A\cdot\frac{dq}{dt}}$$

Eq. de continuidade: define a vazão no atuador, *TF*. (7)

onde

- **sf**: excitação degrau em fluxo por atuador;
- **f0**: fluxo pela válvula de segurança, representada pela resistência **R0**;

e

$$p1 < P\max \Rightarrow f0 = \frac{sf}{100}$$

$$p1 > P\max \Rightarrow f0 = \frac{sf}{100} + Rv\cdot\sqrt{(p1 - P\max)}$$

Modelo da válvula de segurança, onde Pmax representa a pressão limite de segurança do circuito. (8)

f1: fluxo pela válvula de circulação em ponto morto, representada pela resistência **R1**;

$$\mathbf{f1 = Rv\cdot\sqrt{p1}}$$

(9)

- **f2**: fluxo pela servo-válvula, representada pela resistência R2;

$$f2 = Rv \cdot \sqrt{(p1 - p2)} \tag{10}$$

- **f3**: fluxo pelo distribuidor, representado pela resistência R3;

$$f3 = Rv \cdot \sqrt{(p2 - p3)} \tag{11}$$

- **Rv**: especificação de resistência das servo-válvulas (R0=R1=R2=R3=Rv)

$$Rv = \frac{vazao}{\sqrt{\Delta p}} \tag{12}$$

onde **vazão** e **Δp** são características da válvula e

- **p1**: pressão na saída da bomba;
- **p2**: pressão na saída da servo-válvula;
- **p3**: pressão no distribuidor ou cilindro;
- **V1**: volume de compressão de p1 dado por

$$V1 = Cb \cdot \frac{6.28}{no.pas} \tag{13}$$

no qual **Cb** é a capacidade volumétrica da bomba, dada por

$$Cb = \frac{vazao}{rotacao} \tag{14}$$

e **no. pás** é o número de pás da bomba

- **V2:** volume de compressão de p2 (volume do distribuidor)
- **V3**: volume de compressão de p3 (deslocamento volumétrico do êmbolo)

As relações de equilíbrio são dadas por

$$A \cdot p3 - carga = M \cdot \frac{dv}{dt}$$

Eq. de equilíbrio do sistema atuador / carga.

$$carga = FK1 + FK2 + FKy$$

$$FK1 = K1 \cdot (a1 + L - h + q)$$

$$FK2 = K2 \cdot (a2 + q)$$

$$FKy = Ky \cdot q$$

A carga é a composição dos esforços de deformação plástica, Fky, e das molas, Fk1, Fk2.

(15)

$$Fextr = mu \cdot Ky \cdot ET$$

A força extratora, Fextr, é causada pelo retorno do punção após alcançado seu curso máximo, ET.

onde

A: área do atuador;
carga: esforço sobre o êmbolo;
FK1: esforço na mola do êmbolo;
FK2: esforço na mola do punção;
FKy: esforço de deformação plástica;
Fextr: força extratora;
K1: módulo de rigidez da mola do êmbolo;
K2: módulo de rigidez da mola do punção;

Ky: módulo de plasticidade.

Segundo Helman e Cetlin (1980) a expressão abaixo define um modelo linear da deformação plástica de metais

$$Ky = \frac{pi \cdot \frac{Dp^2}{4} \cdot 1.15 \cdot Y \cdot (1 + \frac{mu \cdot Dp}{3 \cdot h})}{h - X} \qquad (16)$$

onde fator "$1.15 \cdot Y \cdot (1 + \frac{mu \cdot Dp}{3 \cdot h})$" representa uma tensão e o termo "**h - X**" representa a deformação total na Solda a Frio, com tolerância de +/-15% devido a efeitos elásticos e não-linearidades. Nota-se que poderia-se ter adotado um modelo mais sofisticado para representar o efeito elasto-plástico (Speranza Neto e Da Silva, 1997) porém considerou-se que nesta análise isto não seria necessário, por que o maior interesse recai no carregamento e não no descarregamento dos materiais envolvidos no processo.

7. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Para a simulação computacional o ambiente utilizado foi o SIMNON (Elmqvist at al., 1993), um solucionador de sistemas de equações diferenciais, que possibilita a visualização das respostas dinâmicas do modelo.

Para a análise do comportamento do sistema foram tomadas as variáveis de potência, as quais são a base para a especificação da unidade hidráulica e atuadores, de acordo com as expressões apresentadas no item anterior. Na Figura 5 representa-se a velocidade do êmbolo, onde pode-se notar a oscilação de alta freqüência nos instantes iniciais e a tendência a estabilizar após 0,1 segundo. Já na Figura 6 detalhe-se este transiente oscilatório no intervalo de 0 até 5 ms.

Com base nestes resultados propôs-se um modelo mais simples, onde considera-se apenas o comportamento em de baixa freqüência, representado por um modelo linear. Na Figura 7 representa-se a carga imposta à este novo modelo e na Figura 8 a pressão de saída da bomba, onde a dinâmica mais lenta domina a resposta. Estas informações foram usados para o desenvolvimento de um procedimento especificação de componentes e ajuste de parâmetros dedicado ao projeto de sistemas semelhantes ao aqui descrito.

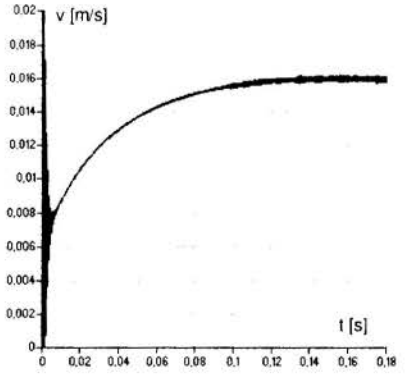


Figura 5 - Velocidade do êmbolo

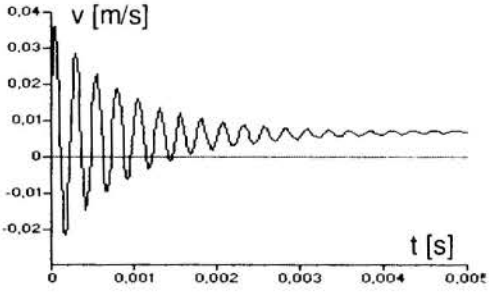


Figura 6 - Velocidade inicial do êmbolo

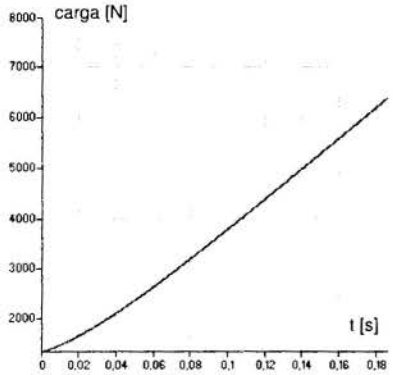


Figura 7 - Carga sobre o êmbolo

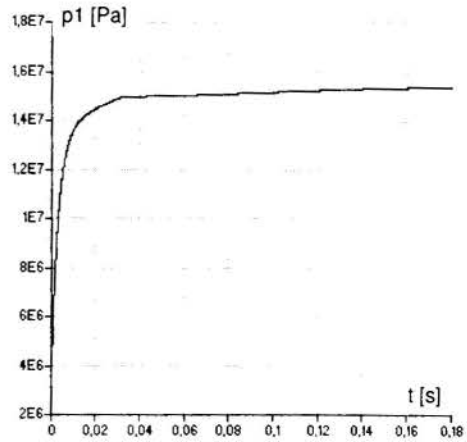


Figura 8 - Pressão da bomba

8. COMENTÁRIOS FINAIS

Cumpriram-se três classes de objetivos com este trabalho. No que diz respeito à logística operacional da fábrica, com a eliminação do processo de furação e rebitagem, houve um aumento de produtividade de 45%; a área produtiva foi reduzida e o terceiro turno tornou-se desnecessário em períodos de demanda máxima. No aspecto técnico a especificação do par punção-matriz deixa de ser empírica e única, devido à obtenção de um modelo completo da geometria do processo e pode-se sofisticar o modelo dinâmico na medida do necessário, visando informações mais completas e detalhadas do sistema. E finalmente no que tange à parte administrativa da produção o processo de solda a frio proporciona redução de custos em produtos contendo união de chapas; há redução de ciclos produtivos, pois o novo processo aplica-se a material pré-pintado, com isto reduzindo-se de modo relevante os custos associados às operações de pintura; além da satisfação do operador aumentada, pois elimina-se a manipulação de rebitadeiras pneumáticas.

9. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o empréstimo do programa SIMNON ao Professor Bernardo Severo, do curso de Mecatrônia da UERJ, durante o qual foi realizado este trabalho.

10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

HELMAN, G.R. & CETLIN. H.C., *Conformação Mecânica dos Metais* , Ao Livro Técnico, 1980.

SPERANZA NETO, M. E DA SILVA, F. R. ,The Dynamic Behavior of Elastic-Plastic Materials Modeled by Bond Graphs, *DINAME 97*, Angra dos Reis, pp. 34 a 36, 1997.

ELMQVIST, H., ÅSTRÖM, K.J. AND SCHÖNTHAL, T., *Simnon for Windows-Users Guide Ve 1.0*, SSPA, 1993.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB557

UTILIZAÇÃO DA EMISSÃO ACÚSTICA NO ESTUDO DA TRINCA DE REAQUECIMENTO/*ACOUSTIC EMISSION UTILIZATION IN STUDY OF REHEAT CRACKING*

VALTAIR ANTONIO FERRARESI[1] & ROSEANA DA EXALTAÇÃO TREVISAN[2]
[1]*Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia - UFU/DEEME*
CEP 38.400-902 C.P. 593 - Uberlândia, MG, Brasil - E-mail: valtairf@ufu.br
[2]*Departamento de Engenharia de Fabricação, Faculdade de Engengaria Mecânica - FEM/UNICAMP*
CEP 13.083-970 C.P. 6122 - Campinas, SP, Brasil - E-mail: roseana@fem.unicamp.br

ABSTRACT

The Reheat Cracking phenomenon can occur either in the heat affected zone or in the fusion zone during Post Weld Heat Treatment (PWHT) for stress relief as well as in high temperature operation. An Acoustic Emission Measurement System (AEMS) was used in this work to determine the instant of propagation of reheat cracking. The AEMS was connected to a Modified Implant Test which is applied for simulation of thermal cycles typically. This study were developed using a high strength low alloy steel commercially produced. Tests varying initial loads and different heat-treatment temperatures, maintaining constant the welding conditions. It was concluded that the AEMS is very adequate for the purpose, where the modes fractures showed a predominance for low-ductility intergranular fracture. For the modes of fracture by creep cavitation were not possible determine with clarity the instant of propagation of reheat cracking.

Key words

Welding, Reheat cracking, Thermal treatment, fracture surface, Acoustic emission/Soldagem, Trinca de Reaquecimento, Tratamento Térmico, Superfície Fraturada, Emissão Acústica.

1. INTRODUÇÃO

Os materiais considerados de Alta Resistência e Baixa Liga (ARBL) são utilizados principalmente nas construções de vasos de pressão, caldeiras, estruturas metálicas e de plataforma "offshore", pois além de ótimas propriedades mecânicas apresentam desejáveis combinações de propriedades como tenacidade, plasticidade, soldabilidade, etc. Devido as propriedades de alta resistência mecânica desses materiais, sua união por soldagem, dependendo do projeto e do tipo de aço utilizado (composição química), pode provocar o aparecimento de elevadas tensões residuais nas juntas soldadas. Em função deste problema, é prática rotineira a aplicação do Tratamento Térmico de Alívio de Tensões (TTAT) após a soldagem, prevenindo-se assim, de falhas catastróficas que podem acontecer quando em uso.

O TTAT consiste em aquecer uniformemente o componente soldado a uma taxa de aquecimento controlada até o patamar de temperatura de tratamento térmico. Conservação a esta temperatura por um determinado período, que geralmente é função da espessura da junta soldada. Em seguida é realizado o arrefecimento controlado. Entretanto, o TTAT pode conduzir à falhas nas regiões da solda durante a sua execução. Este fenômeno é conhecido

como "trinca de reaquecimento". Este tipo de trinca é intergranular e ocorre principalmente nas regiões de granulação grosseira da Zona Afetada pelo Calor (ZAC) (Apblet et al., 1990).

Na tentativa de justificar e entender as teorias que envolvem o mecanismo de formação da trinca de reaquecimento, vários pesquisadores (Hippsley et al. 1988 e Ferraresi & Trevisan, 1996) estudaram os modos (mecanismos) de fratura da superfície da trinca de reaquecimento. Desses estudos foram identificados dois modos de fratura: (1) - Fratura Intergranular de Baixa Ductilidade (FIBD), caracterizada pela presença de faces lisa nos contornos de grãos de mínima plasticidade. Este modo de fratura ocorre quando os corpos de prova são submetidos a tratamento térmico com temperaturas entre 450º e 600ºC. (2) - Fratura Intergranular de Microvazios Coalescidos (FIMC), caracterizado pela presença de pequenos "dimples"nos contornos de grãos. Este modo de fratura ocorre quando o material soldado é submetido a tratamento térmico a alta temperatura (acima de 600ºC).

Uma técnica que tem sido muito usada nos últimos anos em diversas áreas, é o monitoramento de eventos baseado na geração de ondas de Emissão Acústica (EA). Esta técnica vem sendo utilizada na área de ciências dos materiais (por exemplo, detecção da formação de estrutura cristalina) e no monitoramento das operações de usinagem dos metais (LIU, 1991). Outra área de grande utilização é no monitoramento de estruturas mecânicas, como uma espécie de ensaio não destrutivo, para detecção de geração e/ou propagação de trincas. Esta técnica usa as informações contidas nas ondas de tensões elásticas transientes, as quais são geradas pela rápida liberação de energia dentro do material, por exemplo na propagação de trinca, fornecendo informações a respeito do evento.

O objetivo deste trabalho é determinar, com auxílio de um Sistema de Monitoramento de Emissão Acústica (SMEA) acoplado ao Teste de Implante Modificado, o instante da primeira propagação da trinca de reaquecimento durante o ciclo de TTAT. Para tanto foi utilizado um aço de alta resistência e baixa liga comercialmente produzido. Os testes foram realizados com variações no patamar de temperatura do ciclo de TTAT e na tensão de restrição inicial imposta ao corpo de prova, mantendo constante as condições de soldagem, realizada pelo processo MAG automatizado.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

2.1 Material

O material escolhido para o estudo da trinca de reaquecimento foi o aço nacional, por ser um material, demonstrado pela literatura (Martins et al., 1995 e Ferraresi & Trevisan, 1996), susceptível ao fenômeno da trinca de reaquecimento. Este é um aço de alta resistência e baixa liga (aços ARBL) temperado e revenido, com limite de escoamento de 74,9 kgf/mm^2, limite de resistência de 80,0 kgf/mm^2 e elongação de 22%. A composição química, em peso (%), é dada na Tabela 01.

Tabela 1: Composição química do material

Elem.	%	Elem.	%	Elem.	%	Elem.	%
C	0,13	Cr	0,55	Ti	0,016	Cu	0,27
Mn	0,99	Mo	0,33	S	0,008	V	0,027
Si	0,21	Al	0,07	P	0,029	Ni	0,027

2.2 Teste de Implante Modificado

O Teste de Implante Modificado é usualmente aplicado na medição da susceptibilidade de trinca de hidrogênio em materiais soldáveis. O uso modificado deste tipo de teste para a avaliação da trinca de reaquecimento tem sido utilizado por vários pesquisadores da área (Tamaki et al., 1993; Ferraesi & Trevisan, 1996 e Martins et al., 1996) . O Teste de Implante Modificado foi utilizado com simulações típicas de ciclo de tratamento térmico de alívio de tensões em componentes soldados.

O corpo de prova cilíndrico (diâmetro de 6 mm) é implantado em uma placa de teste, através de um furo com ajuste folgado, onde é efetuado a soldagem (Figura 1). Na outra extremidade do corpo de prova é fixado à estrutura do equipamento de teste, onde após a soldagem é aplicado uma carga inicial pré-determinada (tensão de restrição inicial). Esta carga é medida pela célula de carga que fica entre o corpo de prova e a estrutura. Após o resfriamento total da solda, coloca-se o forno sobre o conjunto soldado e inicia-se o ciclo de tratamento térmico de alívio de tensão. A Figura 1 apresenta esquematicamente o dispositivo projetado por Martins et al. (1996) e utilizado no desenvolvimento deste trabalho.

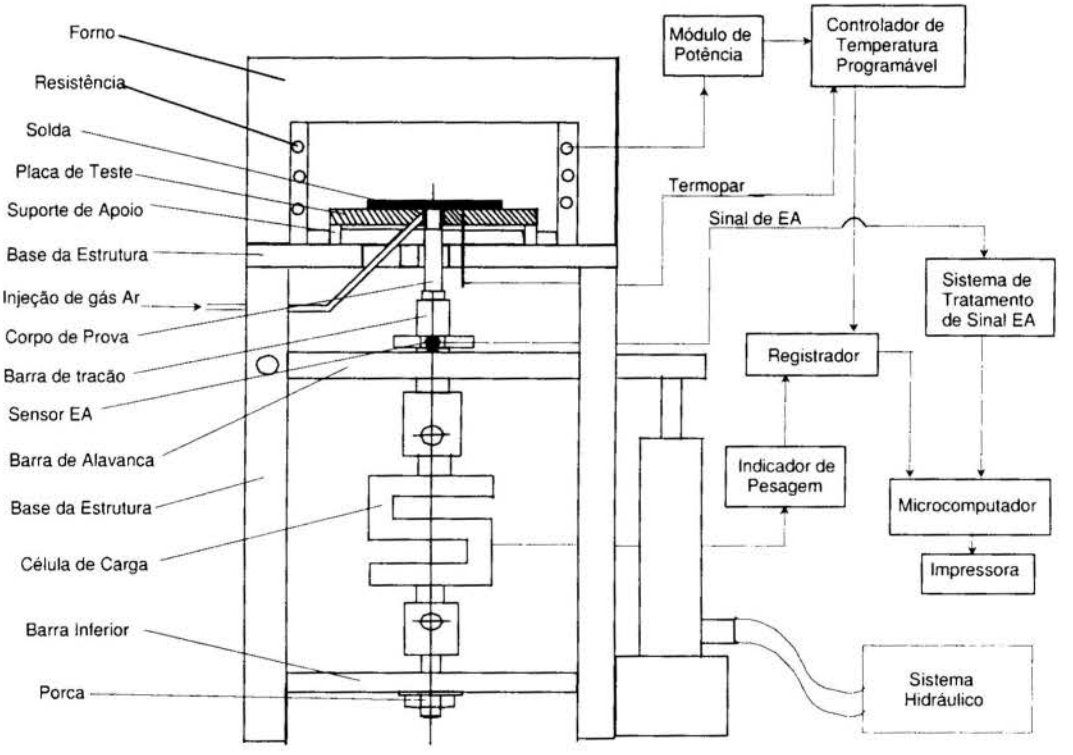


Figura 1: Esquema do teste de implante modificado.

As dimensões dos corpos de prova foram baseados na Norma Francesa (NF A89-100), com entalhe helicoidal. Este formato de entalhe é para garantir ao ensaio uma maior confiabilidade e repetibilidade dos testes, de forma a se ter na região da ZAC, sempre um entalhe agindo como concentrador de tensão.

2.3 - Sistema de Medição de Emissão Acústica (SMEA)

A instrumentação utilizada na aquisição, tratamento e condicionamento do sinal de EA depende, obviamente, daquilo que se pretende analisar. Em função do objetivo deste trabalho procurou-se utilizar uma instrumentação (SMEA) básica, considerada na literatura de baixo custo, alta sensibilidade, flexibilidade de montagem, robustez e de simples instalação (Liu, 1991). Este sistema é composto de um sensor de emissão acústica, um amplificador, um voltímetro RMS e um sistema de aquisição e tratamento de dados (placa e microcomputador).

O sensor de EA utilizado tem uma faixa de operação de 100 - 1000 Hz e de diâmetro de 17,47 mm e altura de 16,51 mm. A Figura 1 mostra o local de fixação do sensor EA no equipamento de teste. O amplificador apresenta a possibilidade de trabalhar com 40 ou 60 dB de amplificação. O voltímetro RMS ("Root Mean Square") foi utilizado em função da dificuldade de se armazenar dados de alta frequência em microcomputador convencional. A frequência deste equipamento depende da constante de tempo determinada pelo voltímetro RMS.

Para testes de longa duração, como é o caso do Teste de Implante Modificado, a quantidade de dados a serem armazenados é elevada, de forma a não se ter memória suficiente em microcomputador convencional para esse armazenamento. Para contornar esse problema, foi necessário ter um "software" de aquisição que armazena os dados relacionados somente à propagação da trinca, desprezando os ruídos e os valores próximos a zero. Para isso foi estipulado junto ao "software" um limite de corte, isto é, o sistema só armazena os dados que ultrapassar este valor.

Foram realizados vários testes preliminares de trinca de reaquecimento com o objetivo de calibrar todo o SMEA, onde os valores dos parâmetros calibrados são: - pré-amplificador = 60 dB; constante de tempo = 1 ms; frequência de aquisição = 2000 Hz e limite de corte de armazenamento de dados = 0,25 V.

2.4 Condições de Testes

O processo de soldagem utilizado foi o MAG automatizado, isto é, a tocha foi acoplada à um dispositivo eletro-mecânico com velocidade controlada. Os parâmetros de soldagem, constante para todos os casos, foram: corrente = 180 A; voltagem = 22,5 V; velocidade de soldagem = 15 cm/min e arame de diâmetro = 1,2 mm (AWS E70S).

As condições de tratamento térmico de alívio de tensões foram as seguintes: velocidade de aquecimento = 200ºC/horas; patamares de temperatura de tratamento térmico = 500º; 600º, 640º e 680ºC; tempo de permanência no patamar de temperatura = 4 horas (ou até o instante da ocorrência da fratura); e a velocidade de resfriamento = 200ºC/horas. Para se ter um ponto de referência e poder comparar os resultados dos testes, em todos os casos a aquisição do tempo, temperatura, tensão e dos dados do SMEA foi iniciada a 60ºC, isto é, no início do ciclo de TTAT.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Tabela 2 mostra os resultados dos testes com diferentes valores de tensão de restrição inicial, onde σ_i, σ_f e T_f são as variáveis relacionadas ao Teste de Implante Modificado e t_p, P(V), t_f, NPo e NPi são as variáveis obtidas em função dos dados adquiridos pelo SMEA.

As variáveis mostradas na Tabela 2 foram definidas da seguinte forma: σ_i - é o valor da tensão de restrição inicial aplicada no corpo de prova no início de cada teste, expresso em kgf/mm^2; σ_f - é o valor da tensão de restrição final no instante da ruptura do corpo de prova,

expresso em kgf/mm²; T - é o patamar de TTAT, expresso em ºC; T_f - é o valor da temperatura final, isto é, no instante de ruptura do corpo de prova, expresso em ºC; t_p - é o valor do tempo no instante em que foi armazenado o primeiro pico (sinal de saída do voltímetro RMS) acima do limite de corte, expresso em segundos; P - é o valor do pico no instante t_p, expresso em volts, isto é, é o valor da tensão do sinal de saída do voltímetro RMS; t_f - é o valor do tempo no instante de ruptura do corpo de prova, expresso em segundos; NPo - é o número de pontos armazenados, acima do limite de corte, na formação do primeiro pico; NPi - é o número de picos armazenados durante o teste; CC - indica que ocorreu o ciclo de TTAT completo, sem a ruptura do corpo de prova.

Tabela 2: Resultados dos testes de trinca de reaquecimento.

N°	σ_i (kgf/mm²)	σ_f(kgf/mm²)	T_f (°C)	t_p (s)	P (V)	t_f (s)	NPo	NPi
01	63,13	53,88	488	7705.01	1,64	7705,08	12	2
02	50,51	46,93	500	10474,01	5,18	10474,01	21	1
03	42,09	39,14	500	11500,46	3,30	11500,46	15	1
04	33,67	27,78	500	12810,63	4,22	12810,65	20	2
05	28,41	23,53	500	18309,08	2,02	18313,27	8	2
06	26,31	22,56	500	22220,57	0,53	22320,57	11	1
07	25,25	22,94	-	0	0	CC	0	0
08	33,67	29,46	563	8960,32	0,85	8960,38	6	2
09	25,25	21,34	584	9366,78	0,59	9432,00	7	2
10	21,05	18,10	600	9663,26	1,17	9732,03	14	2
11	16,84	12,96	600	12829,14	0,67	12938,97	8	3
12	13,68	10,44	600	13539,82	0,98	13539,91	10	8
13	12,63	9,76	600	15529,48	3,590	15529,48	25	3
14	11,57	9,97	-	0	0	CC	0	0
15	16,84	13,26	633	10304,40	0,64	10311,40	8	3
16	16,84	11,36	671	0	0	11002,1	0	0
17	13,68	6,58	680	13339,09	0,56	13339,61	10	2
18	13,68	8,26	680	0	0	12811,19	0	0
19	12,63	6,83	680	0	0	13675,67	0	0
20	11,57	4,29	680	0	0	CC	0	0

Para uma melhor compreensão das variáveis apresentadas na Tabela 2, é comentada e mostrada na Figura 2 o resultado do teste n° 01 desta tabela. Para o tempo igual a zero a temperatura foi de 60ºC (σ_i = 63,13 kgf/mm²) e no instante da ruptura do corpo de prova foi de 488ºC (σ_f = 53,88 kgf/mm²). Verifica-se pela curva de tensão que ocorreu uma leve relaxação de tensão, principalmente nos instantes que antecede a ruptura do corpo de prova. O sinal armazenado pelo SMEA somente indicou 10 V no instante da ruptura. Porém, analisando a região no instante da ruptura do corpo de prova (Tabela 2) e mostrado na Figura 3, foi possível detectar para este caso, 2 picos (NPi = 2), um ocorrendo com maior intensidade de 12 pontos (NPo = 12) e o outro com menor intensidade de 8 pontos, todos acima do limite de corte imposto ao SMEA.

Este resultado (Figuras 2 e 3 e Tabela 2) sugere que a trinca de reaquecimento teve início (primeira propagação) no instante indicado pelo primeiro pico, com o ponto máximo de

1,64V (P = 1,64 V). Já o segundo pico indicou o instante de propagação (crescimento) da trinca de reaquecimento, ocorrendo também a ruptura do corpo de prova. Finalmente, o pico com a intensidade máxima de 10 V foi o instante em que a barra de fixação do corpo de prova (barra de tração) entra em contato com a barra de alavanca, após a ruptura do corpo de prova (vide Figura 1).

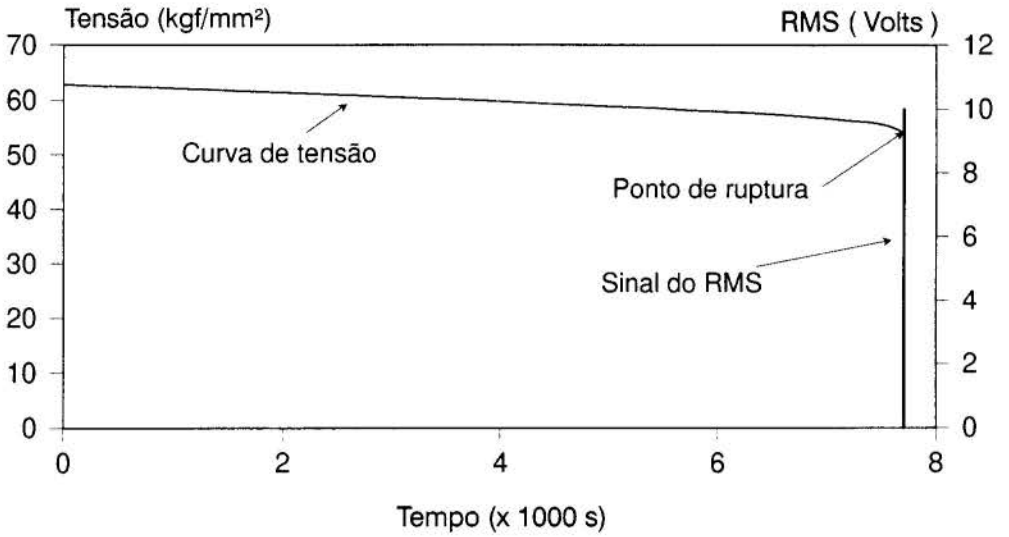


Figura 2: Resultado do teste numero 01 da Tabela 2.

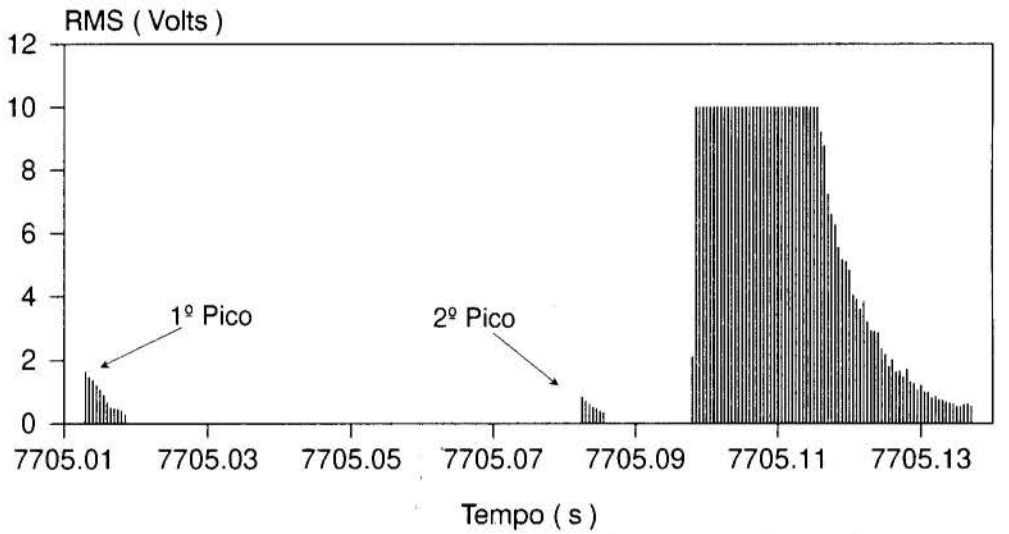


Figura 3: Instante da ruptura do teste número 01 da Tabela 2.

Como pode-se verificar na Tabela 2, vários testes apresentaram somente um pico (Npi = 1) antes do pico de 10 V. A hipótese mais provável para estes casos é que a fragilização da ZAC, ocorrida durante o TTAT, aliada à concentração de tensão, devido ao entalhe em uma região de pequenas dimensões, fizeram com que em alguns testes a trinca ocorresse de uma forma rápida e intensa, o que acarretou também no rompimento do corpo de prova.

Para comprovar que os picos armazenados pelo SMEA são realmente a indicação da primeira propagação da trinca de reaquecimento, foram realizados vários testes com interrupções em tempos previamente definidos. As condições de testes foram as mesmas que

nos casos anteriores. Em seguida, todos os corpos de prova testados foram submetidos a microscopia ótica, isto é, os corpos de prova foram usinados e lixados para a verificação da presença de trinca na ZAC. Nos corpos de prova dos testes que o SMEA armazenou dados acima do limite de corte, detectatou-se a presença da trinca na região de granulação grosseira da ZAC. Para os corpos de prova dos testes que o SMEA não armazenou dados acima do limite de corte, não detectou-se a presença da trinca. Com esta análise, pode-se afirmar que o SMEA realmente detecta a propagação da trinca de reaquecimento durante o ciclo de TTAT.

Hippsley et al.,(1988) utilizaram sensores de EA para detectar a propagação de trincas a alta temperatura, onde foi mostrado que, em média, a duração do sinal de EA provocado pela propagação de uma trinca é de aproximadamente 10 ms. Analisando os dados da Tabela 2 , relativo ao número de pontos (NPo) armazenados pelo SMEA, verifica-se a existência de uma variação entre 6 e 25 pontos para o início da trinca. Como a aquisição de cada ponto foi de 0,5 ms, isto implica que em termos de tempo de duração do sinal captados na primeira propagação da trinca de reaquecimento varia de 3 a 12,5 ms acima do limite de corte. Este resultado demonstra ser compatível com a literatura.

É citado no trabalho de Hippsley et al.(1988), que existe uma certa dificuldade em detectar a propagação da trinca de reaquecimento no modo de Fratura Intergranular de Microvazios Coalescidos (FIMC) através da emissão acústica. Esta dificuldade foi também observada neste trabalho. Para vários corpos de prova fraturados à temperaturas acima de 600ºC não foi possível detectar a propagação da trinca e nem o instante de ruptura dos corpos de prova (vide testes número n° 16, 18 e 19 da Tabela 2). Este problema está relacionado provavelmente ao valor do limite de corte imposto ao SMEA e ao baixo nível de energia, em forma de onda elástica, emitida na propagação da trinca de reaquecimento no modo de FIMC.

Desta forma, foram realizados análises fractográficas (MEV) nos corpos de prova que romperam durante os testes com o objetivo de detectar os modos de fratura e a sua relação com o sinal de EA. Nestas análises, assim como na literatura (Ferraresi & Trevisan, 1996 e Hippsley et al. 1988), foram detectados dois modos de fratura intergranular: a Fratura Intergranular de Baixa Ductilidade (FIBD) que ocorreu para temperaturas de tratamento térmico de 500ºC e 600ºC e a Fratura Intergranular de Microvazios Coalescidos (FIMC) que ocorreu para temperatura de tratamento térmico de 680ºC. Nos testes em que o SMEA não detectou a propagação da trinca (testes de n° 16, 18 e 19 da Tabela 2) foi observada na superfície fraturada a presença de praticamente 100% do modo de FIMC.

Hippsley et al. (1988) determinaram que o sinal emitido pela propagação da trinca no modo FIMC é aproximadamente 10 vezes menor que o sinal emitido pelo modo FIBD. Analisando em termos de valor médio, em volts, do sinal armazenado pelo SMEA, somente nos casos que ocorreram praticamente 100% do modo de FIBD, este valor ficou em torno de 1,85 V. Se o sinal emitido pelo modo de FIMC for 10 vezes menor, este valor ficaria em torno de 0,185V, o que está abaixo do limite de corte imposto ao SMEA, que foi de 0,25V. Desta forma, fica demonstrado o motivo pelo qual não foi possível, para alguns casos, captar e armazenar os dados de propagação da trinca de reaquecimento dos corpos de prova fraturados pelo modo de FIMC.

A queda da intensidade do sinal de EA emitido pela formação da trinca de reaquecimento pode ser observada com relação ao patamar de temperatura. Para 500ºC a intensidade média do sinal de EA captado pelo SMEA para a formação da trinca (primeiro pico de voltagem do RMS) ficou em 2,81 V, para 600ºC ficou em 1,31 V e para 680ºC ficou em 0,60 V. Com isso, pode-se afirmar que a intensidade do sinal de EA emitido pela trinca de reaquecimento diminui com o aumento da temperatura de tratamento térmico. Este fenômeno ocorre em função da transição dos modos de fratura com o aumento da temperatura de tratamento térmico, detectado no trabalho de Ferraresi & Trevisan (1996).

4. CONCLUSÃO

O Sistema de Medição de Emissão Acústica (SMEA) acoplado ao Teste de Implante Modificado mostrou-se adequado e eficaz na detecção do instante de propagação da trinca de reaquecimento (no modo de Fratura Intergranular de Baixa Ductilidade) durante o ciclo de Tratamento Térmico de Alívio de Tensão (TTAT).

Não foi possível detectar com clareza o instante de propagação da trinca de reaquecimento no modo de Fratura Intergranular de Microvazios Coalescidos. Isto ocorreu em função da baixa intensidade do sinal de Emissão Acústica (EA) emitido na propagação da trinca, para esse modo de fratura, aliado ao alto valor do limite de corte imposto so SMEA.

A intensidade média do sinal EA, captado pelo SMEA na formação da trinca de reaquecimento, diminui com o aumento do patamar de temperatura de tratamento térmico.

Para o Teste de Implante Modificado o SMEA indicou que a trinca de reaquecimento inicia-se e propaga-se rapidamente, rompendo o corpo de prova.

5. AGRADECIMENTO

Os autores gostariam de expressar os agradecimentos à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo pelo apoio financeiro para a realização deste trabalho, assim como a UNICAMP pelo apoio técnico de laboratório.

6. REFERÊNCIAS

Apblett, W.R. et al. Prevention and Repair of Cracking in Chrome-Moly Equipment. *Final Report to API*, USA, 161p., sept. 1990.

Ferraresi, V.A. & Trevisan, R. E. Effect of Stress and Temperature on Mode od Fracture After Reheat Cracking, *Anais do OMAE - 1996*, v.III, pp.151-156, 1996.

Hippsley, C.A., Buttle, D.J. & Scruby, C.A. A Study of the High Temperature Brittle Intergranular Fracture by Acoustic Emission. *Acta Metallurgica*, v.36, pp.441-452, 1988.

Liu, J.J.B. *Monitoring the Precision Machining Process: Sensor, Signal, Processing and Information Analysis*. Berkeley: Dept. of Mech. Eng. of University of California, 171p, 1991.

Martins, F., Ferraresi, V.A. & Trevisan, R.E. Projeto, Construção e Aferição de um Equipamento Para Teste de Trinca de Reaquecimento, *Anais da XIII COBEM/95*, Belo Horizonte, CD ROM, 4p., 1995.

NF A 89-100 Cold Cracking Test Methods Using Implants. Registered French Standard, 10p. april 1982.

Tamaki, K., Suzuki, J. & Li, M. Influence of Vanadium Carbide on Reheat Cracking of Cr-Mo Steels". (Study of reheat cracking of Cr-Mo steels, report 10) *Transaction of the Japan Welding Society*, v.24, n.2, p.87-93, october 1993.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB556

SELEÇÃO DE PROCESSO DE SOLDAGEM BASEADA EM ANÁLISE CONJUNTA DE CUSTO E QUALIDADE / WELDING PROCESS SELECTION BASED ON COMBINED COST AND QUALITY ANALYSIS

CÉSAR REZENDE SILVA & VALTAIR ANTONIO FERRARESI
Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia -- UFU
CEP 38.400-902 - C.P. 593 - Uberlândia, Brasil - E-mail: crezende@ufu.br; valtairf@ufu.br

Abstract

The diversity of welding processes and their variants makes the choice of process difficult. Both Cost and Quality analysis are a good indicative to consider during the selection, because in the market exigencies of Cost and Quality must be attended in order to be competitive. In fact, the best process will be the one that analysing these factors together result in the best global performance. The objective of this work is to select the best process for a practical case study, using a thin carbon steel sheet as the workpiece normaly used in dredging pipes. The processes considered are: GMAW - short-circuit, spray and pulsed, and GTAW - convencional and pulsed. The results showed that, for the welding set conditions, in terms of Quality, the best was spray GMAW. In terms of Cost, short-circuit GMAW outperformed the others. However, considering both Cost and Quality requirements, the best was short-circuit GMAW.

Keywords

Welding, Cost, Quality, Thin sheet, Gaseous protection / Soldagem, Custo, Qualidade, Chapa fina, Proteção gasosa.

1. INTRODUÇÃO

A disponibilidade no mercado de vários processos de soldagem, aliada às suas variantes (corrente alternada, contínua, pulsada, etc.), torna difícil a escolha do processo de soldagem mais adequado para uma situação específica. Com isto, um método de avaliação que venha auxiliar esta tarefa é de grande importância, uma vez que o mercado está cada vez mais competitivo, fazendo com que as empresas tenham que atendê-lo da melhor maneira possível. O primeiro passo para isso é conhecer bem o mercado, de modo a determinar o quê e o quanto ele exige em termos de preços, qualidade, diversidade de produtos, confiabilidade de entregas, etc. Depois torna-se necessário a escolha dos processos de fabricação, dentre eles a soldagem, que melhor se adequam à situação.

A análise completa da situação é muito difícil e complexa, devido à quantidade de variáveis envolvidas. Restringindo a análise em Custo e Qualidade, por serem mais 'tangíveis' e, talvez, mais importantes no atual estágio de competitividade da indústria brasileira, já representa um bom caminho para o auxílio na seleção de processos de soldagem. Uma questão importante é que no mercado, Custo e Qualidade, assim como as outras

exigências, necessitam ser analisadas conjuntamente; não é simplesmente dizer que o processo 'A' é o melhor em custo e o 'B' em qualidade. Há exigências mínimas de Custo e de Qualidade que devem ser determinadas para cada caso, para que uma empresa se mantenha competitiva. Estas exigências dependem sobretudo do 'mix' produto x mercado da empresa. Na verdade o melhor processo será aquele que analisando conjuntamente estes fatores apresente o melhor desempenho.

Os Custos em Soldagem a serem considerados numa análise irão depender dos objetivos de sua utilização. Eles englobam, além dos custos de execução da soldagem, a escolha do processo, o treinamento do soldador, passando também pelas etapas de definição da junta, dos equipamentos e até a simulação de fabricação.

As finalidades para se calcular os Custos em Soldagem são várias. Segundo Canetti (1992), eles podem ser utilizados para a elaboração de orçamento e/ou para a comparação e seleção de processo de soldagem. Para Machado (1995), a sua determinação pode se dar para compor o preço de venda; auxiliar na decisão da oportunidade de fabricar um produto; determinar o volume de investimentos necessários para uma operação; prever modificações provocadas por alteração na escala de produção; estabelecer os princípios para a implantação de um programa de redução de custos e fornecer subsídios para a escolha entre diversos processos de soldagem.

A Qualidade em Soldagem está relacionada com as características do cordão de solda e da ZAC, desde a sua aparência (trincas, porosidades, penetração, reforço, etc) até as suas propriedades mecânicas (resistência mecânica, dureza, etc) e composição química. A sua verificação no cordão de solda, principalmente através de suas características geométricas, oferece uma boa medida do nível de qualidade para vários produtos soldados. Ela é relativa, sendo que uma boa ou má Qualidade é função dos requerimentos exigidos para uma aplicação particular. A definição da Qualidade requerida depende principalmente do projeto, da fabricação, da operação e manutenção da junta soldada.

A Qualidade em Soldagem começa antes de se iniciar a operação de soldagem propriamente dita. Para assegurar a qualidade deve-se verificar (The Lincoln, 1973): (a) a correta seleção do processo de soldagem, que é o primeiro fator de qualidade; (b) a preparação mais adequada da junta ao processo a ser utilizado; (c) o detalhamento e a certificação dos procedimentos de soldagem; (d) o ajuste do processo e dos procedimentos nos pré-testes para obtenção do padrão de Qualidade; e (e) a utilização de pessoal (soldadores, inspetores, etc) qualificados.

O objetivo deste trabalho é selecionar, dentre os processos TIG, MAG e MIG convencionais, e TIG e MIG pulsadas, o melhor para um caso prático de soldagem de chapas finas (#2mm) de aço carbono utilizadas em tubulações para dragagem, levando em consideração Custos e Qualidade das soldas para uma condição de soldagem aceitável de cada processo.

2. DETERMINAÇÃO DOS CUSTOS E DA QUALIDADE EM SOLDAGEM

Para efeito deste trabalho, serão considerados, além dos custos de material e de mão-de-obra, os custos de equipamentos e de consumo de energia elétrica, que também podem ser determinados diretamente para a soldagem. Desta forma, tem-se:

$$CTS = CM + CMO + CE + CEE \quad (1)$$

onde: CTS = Custo Total de Soldagem; CM = Custo de Material; CMO = Custo de Mão-de-Obra; CE = Custo de Equipamentos; CEE = Custo de Energia Elétrica.

Todos os custos serão dados em R$/m, pois julga-se ser o índice mais adequado para a seleção de processos de soldagem aplicado a chapas finas. Neste trabalho, o Custo de Material envolve o custo do eletrodo de W para o TIG, o custo de eletrodo/arame e o custo de gás. O Custo de Equipamentos compreende o Custo de Investimento, o Custo de Depreciação e o Custo de Manutenção.

Na Tabela 1 são apresentadas as equações matemáticas para a determinação dos custos, onde: rd representa o Rendimento de Deposição, que é a razão entre a massa do metal de solda depositada e a massa fundida do consumível; fop indica o Fator de Operação, que é a razão entre o tempo de arco aberto e o tempo total de soldagem; ee é a Eficiência Elétrica do Equipamento, que está relacionada com as potências de entrada e saída do equipamento, com o fator de potência, etc; e Pm é a Produção Mensal de solda, obtida pelo número de horas trabalhadas no mês (176 h) multiplicado pelo Fator de Operação (fop) e pela Taxa de Deposição (D).

Tabela 1: Equações utilizadas para a determinação dos custos

CUSTO [R$/m]	EQUAÇÃO
1. MATERIAL (CM)	
1.1. Eletrodo W (Cw)	Cw = Pw / (tve x Vs x 60/100)
1.2. Eletrodo/Arame (Ca)	Ca = Pa x (D x 100/rd) / (Vs x 60/100)
1.3. Gás (Cg)	Cg = Pg x Vg x 100 / Vs
2. MÃO-DE-OBRA (CMO)	CMO = (SE) / (Vs x 60/100 x fop/100)
3. EQUIPAMENTOS (CE)	
3.1. Investimento (Ci)	Ci = Ve x (Tj / 100) x D / (Pm x Vs x 60/100)
3.2. Depreciação (Cd)	Cd = Ve x D / (Td x Pm x Vs x 60/100)
3.3. Manutenção (Cm)	Cm = Dm x D / (Pm x Vs x 60/100)
4. ENERGIA ELÉTRICA (CEE)	CEE = (I x V x Pe) / (1000 x (ee/100) x Vs x 60/100)

Onde: D = taxa de deposição [Kg/h]; Dm = despesa mensal de manutenção [R$/mês]; ee = eficiência elétrica do equipamento [%]; fop = fator de operação [%]; I = corrente de soldagem [A]; Pa = preço do arame/eletrodo [R$/Kg]; Pe = preço da energia elétrica [R$/kWh]; Pg = preço do gás [R$/l]; Pm = produção mensal de solda [Kg/mês]; Pw = preço do eletrodo de W [R$]; rd = rendimento de deposição [%]; SE = salário e encargos sociais e trabalhistas do soldador/operador [R$/h]; Td = tempo de depreciação [60 meses]; Tj = taxa mensal de juros [%]; tve = tempo de vida do eletrodo [30 h]; V = tensão de soldagem [V]; Ve = valor do equipamento [R$]; Vg = vazão de gás [l/min]; Vs = velocidade de soldagem [cm/min].

Com relação à Qualidade, os fatores considerados neste trabalho foram baseados no AWS - Guide for the Visual Inspection of Welds (1988) e no AWS - Welding Handbook (1987), sendo eles: (a) trincas; (b) porosidades; (c) mordeduras; (d) penetração; (e) reforço/convexidade; e (f) taxa de respingos. A penetração p foi definida relativamente à espessura da chapa, sendo que para uma penetração total foi dado o valor de $p = 0$, para penetração incompleta $p < 0$, e para penetração excessiva $p > 0$.

A Tabela 2 apresenta os critérios de qualidade adotados para as análises das soldas, os quais foram definidos através de normas e recomendações (ANSI/AWS D1.1-96, 1996; ISO 5817, 1992; Geometrical Defects, 1984) e de considerações feitas pelos autores, baseadas em informações obtidas junto à empresa fabricante de tubos de dragagem. Foram adotados três níveis de qualidade: A, B e C. O nível A seria para uma qualidade desejável, de alta qualidade; o B para uma qualidade inferior, porém aceitável para o tipo de produto e serviço; e o nível C foi considerado para soldas não aceitáveis.

Tabela 2: Critérios de qualidade adotados para os cordões de solda

Nível Qualidade/ Fator	**Aceitabilidade**	**A** (ótimo)	**B** (bom)	**C** (ruim)
Trincas	**não são aceitas**[1]	sem trincas	-	com trincas
Porosidades	**não são aceitas**[1]	s/porosidades	-	c/porosidades
Mordeduras	$\mathbf{M_{máx} < 0,25}$[1]	s/mordeduras	$0< M_{máx} <0,25$	$M > 0,25$
Penetração	**$-0,5< p <+0,5$**[2], [3], [4]	$p = 0$	$-0,5< p <0$ ou $0< p <+0,5$	$p < -0,5$ ou $p > +0,5$
Reforço / Convexidade	**$r < 30\%.l$** [4]	$r < 15\%.l$	$15\%.l < r < 30\%.l$	$r > 30\%.l$
Taxa de Respingos	**$TR < 20\%.D$**[4]	$TR < 10\%.D$	$10\%D<TR<20\%D$	$TR > 20\%.D$

Onde: $M_{máx}$ = profundidade máxima da mordedura [mm]; p = penetração da solda [mm]; r = reforço da solda [mm]; l = largura da solda [mm]; TR = taxa de respingos [Kg/h]; D = taxa de deposição [Kg/h]. (1) Baseado em ANSI/AWS D1.1-96 (1996); (2) Baseado em ISO 5817 (1992); (3) Baseado em Geometrical Defects (1984); (4) Considerações dos autores junto à empresa de tubos de dragagem.

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O material utilizado para os ensaios de soldagem foi chapas planas de um aço comum ao carbono (ABNT 1010), com dimensões de 250 mm x 50 mm x 2 mm. Todas as soldagens foram executadas na posição plana (1G), com solda em junta de topo e folga nula, simulando a condição de soldagem utilizada pela empresa de fabricação de tubos para dragagem.

As soldagens foram realizadas utilizando-se uma fonte eletrônica multi-processo e um sistema automático de translação da tocha de soldagem. Em todos os processos foi utilizado o arame ER70-S6 de diâmetro 1,0 mm, e vazão de gás de 12 l/min. Os gases de proteção utilizados foram o Ar puro para o TIG/TIGP, o CO_2 para o MAG, e a mistura Ar-8%CO_2-2%O_2 para o MIG/MIGP. Para o processo TIG utilizou-se o eletrodo EWTh-2 de diâmetro 3,2mm. O comprimento do arco foi de 6 mm para o TIG e o TIGP, e a distância bico de contato-peça de 8 mm para o MAG e 12 mm para MIG/MIGP.

Para os cálculos de Custos, as soldagens foram instrumentadas, medindo-se a corrente, a tensão, a velocidade de soldagem, a velocidade de alimentação do arame, a vazão de gás e o tempo de soldagem, além das massas inicial e final dos corpos de prova.

Para o estudo da Qualidade, os cordões de solda foram analisados visualmente (por toda a sua extensão) e através de um sistema de análise de imagens, o 'GLOBAL LAB Image' V.3.0 (em duas seções transversais para cada solda). Para este último caso, os corpos de prova foram cortados, lixados e atacados quimicamente com um reagente à base de iodo.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A Tabela 3 apresenta os resultados dos parâmetros de soldagem dos testes obtidos nas melhores condições para cada processo, para a análise de Custo. Os valores de rd e D foram calculados, obtendo-se:

- rd [%]: TIG = 94; MAG = 85; MIG = 88; TIGP = 95; MIGP = 90;
- D [Kg/h]: TIG = 0,46; MAG = 1,56; MIG = 2,10; TIGP = 0,48; MIGP = 1,85.

A taxa de juros para a compra do equipamento foi tomada no mercado para a operação de 'leasing', adotando-se o valor de Tj = 2,5 % a.m.. Já os outros fatores foram baseados em Machado (1995), Canetti (1992), The Lincoln (1973) e AWS (1987), relativos a todos os processos utilizados, assumindo: fop = 65 % e ee = 75 %.

Na Tabela 4 estão listados os preços dos materiais (eletrodo de W, eletrodo/arame e gás), da mão-de-obra, dos equipamentos, da manutenção e da energia elétrica. São apresentados na Tabela 5, os valores dos custos totais e de seus componentes, dados pelas equações da Tabela 1, para cada processo.

Tabela 3: Resultados dos testes de soldagem

TESTE	I_m [A]	Ip/Vp [A/V]	tp [ms]	Ib [A]	tb [ms]	V_m [V]	Vs [cm/min]	Val [m/min]	Δm [g]
TIG	269,0	-	-	-	-	19,1	80,0	1,35	2,28
MAG	138,0	-	-	-	-	23,6	80,0	5,02	5,71
MIG	165,0	-	-	-	-	24,1	80,0	6,5	7,13
TIGP	279,0	399	4,8	138	4,2	17,5	80,0	1,31	1,80
MIGP	147,0	35	1,6	93	5,5	28,2	80,0	5,53	6,18

Onde: I_m = corrente média de soldagem; Ip/Vp = corrente de pico para TIGP / tensão de pico para MIGP; tp = tempo de pico; Ib = corrente de base; tb = tempo de base; V_m = tensão média de soldagem; Vs = velocidade de soldagem; Val = velocidade de alimentação do arame; Δm = massa final - inicial dos corpos de prova.

Tabela 4: Preços de materiais, mão-de-obra, equipamentos e energia elétrica

PREÇO/ PROCESSO	Eletrodo W [R$]	Eletrodo/ Arame [R$/Kg]	Gás [R$/l]	Mão-de-obra (SE) [R$/h]	Equipamento [R$]	Manutenção [R$/mês]	Energia Elétrica [R$/kWh]
TIG	3,50	2,50	$12{,}00 \times 10^{-3}$	6,00	6.000,00	25,00	0,15
MAG	-	2,50	$4{,}00 \times 10^{-3}$	6,00	4.000,00	25,00	0,15
MIG	-	2,50	$13{,}00 \times 10^{-3}$	6,00	4.000,00	25,00	0,15
TIGP	3,50	2,50	$12{,}00 \times 10^{-3}$	6,00	12.000,00	25,00	0,15
MIGP	-	2,50	$13{,}00 \times 10^{-3}$	6,00	12.000,00	25,00	0,15

Tabela 5: Custo de Materiais, Mão-de-Obra, Equipamentos e Energia Elétrica - [R$/m] x 10^{-3}

CUSTO /PROC.	Cw	Ca	Cg	CMO	Ci	Cd	Cm	CEE	CTS
TIG	2	25	180	192	30	20	5	21	475
MAG	-	97	60	192	20	13	5	14	401
MIG	-	126	195	192	20	13	5	17	568
TIGP	2	26	180	192	59	40	5	20	524
MIGP	-	108	195	192	59	40	5	17	616

Onde: Cw = Custo do eletrodo de W; Ca = Custo do eletrodo/arame; Cg = Custo do gás de proteção; CMO = Custo da mão-de-obra; Ci = Custo do investimento; Cd = Custo da depreciação; Cm = Custo da manutenção; CEE = Custo da energia elétrica; CTS = Custo Total de Soldagem.

Verifica-se na Tabela 5 que o processo MAG apresentou um menor Custo Total de Soldagem dentre os processos analisados. Este resultado se deve ao menor Custo de Gás (gás mais barato), de Investimento e Depreciação (equipamento mais barato) e de Energia Elétrica (baixo nível de corrente). Comparando-o com os outros processos, ele só foi pior que o TIG e o TIGP no Custo de Arame, devido às baixas velocidades de alimentação (e, consequentemente, baixas taxas de deposição) conseguidas nestes processos. Uma posição muito boa foi a do TIG (2º lugar), devido ao médio valor do equipamento e, principalmente, ao baixo Custo de Arame (baixa taxa de deposição).

O MIGP foi o processo que apresentou o maior Custo Total de Soldagem., devido aos altos custos de Arame (alta taxa de deposição), de Gás (preço de gás elevado) e de Investimento e Depreciação (alto valor do equipamento).

Uma outra forma de análise é pela porcentagem de cada componente de Custo (Material, Mão-de-Obra, Equipamentos e Energia Elétrica) em relação ao Custo Total de Soldagem. A Tabela 6 mostra esses resultados. Como pode-se verificar, a Mão-de-Obra apresentou uma influência significativa em todos os processos, principalmente no MAG, assim como o Material, sendo estes dois componentes responsáveis por mais de 80% dos Custos, exceto para o TIGP. O Custo de Energia Elétrica ficou em nível muito baixo para todos os processos (< 5%).

Tabela 6: Custo de Material, Mão-de-Obra, Equipamentos e Energia Elétrica / Total [%]

CUSTO / PROCESSO	MATERIAL	MÃO-DE-OBRA	EQUIPA-MENTOS	ENERGIA ELÉTRICA	TOTAL
TIG	44	40	12	4	100
MAG	39	48	9	4	100
MIG	56	34	7	3	100
TIGP	40	36	20	4	100
MIGP	49	31	17	3	100

A Tabela 7 apresenta os resultados da análise de Qualidade, baseados nos critérios adotados na Tabela 2 para as seções transversais das soldas. Verifica-se que o processo MIG apresentou o melhor resultado de Qualidade. O MAG exibiu bons resultados de Qualidade, mesmo apresentando um nível C no fator reforço, estando fora dos critérios de aceitabilidade definidos neste trabalho conjuntamente com a empresa fabricante de tubos. Apesar disto, este resultado ainda encontra-se de acordo com a norma ISO 5817 (1992).

Os processos MIGP, TIGP e TIG (Tabela 7) tiveram problemas com a penetração, comprometendo todo o seu desempenho em Qualidade, o que demonstra a necessidade de uma melhoria nos seus parâmetros de soldagem. Para o TIG e o TIGP houve uma dificuldade em obter uma boa penetração para a velocidade de soldagem utilizada. Já para o MIGP, este problema poderá ser resolvido, preferencialmente, com o aumento da corrente média de soldagem.

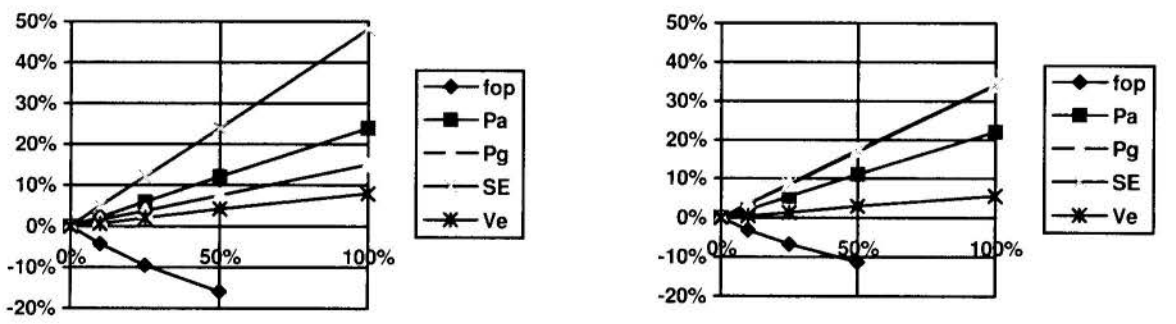
O processo MAG apresentou um Custo Total de quase 20% a menos que o segundo lugar (TIG) e 30% menos que o MIG, que foi o processo de melhor Qualidade. Dentre os critérios de Qualidade, o MAG obteve um bom nível, apesar do reforço excessivo. Em termos globais, o MAG foi o melhor processo, pois além do menor Custo Total de Soldagem, ele teve uma Qualidade próxima do processo MIG.

Tabela 7: Resultados da análise de qualidade

Processo/ Fator	TIG		MAG		MIG		TIGP		MIGP	
	valor	nível	valor	nível	valor	nível	valor	nível	valor	nível
Trincas	N	A	N	A	N	A	N	A	N	A
	N	A	N	A	N	A	N	A	N	A
Porosi-	N	A	N	A	N	A	N	A	N	A
dades	N	A	N	A	N	A	N	A	N	A
Morde-	N	A	N	A	N	A	0,10	B	0,10	B
duras	0,20	B	N	A	N	A	0,10	B	0,10	B
Pene-	-0,50	B	-0,10	B	-0,40	B	-0,40	B	-1,10	C
ração	-0,75	C	-0,50	B	-0,50	B	-0,75	C	-1,05	C
Reforço/	12%	A	31%	C	29%	B	13%	A	32%	C
Conve-	10%	A	27%	B	27%	B	8%	A	27%	B
xidade										
Taxa										
Respingo	6%	A	18%	B	14%	B	5%	A	11%	B

Onde: N = não apresentou o fator; A = nível de qualidade ótimo; B = nível de qualidade bom; C = nível de qualidade ruim.

A Figura 2 mostra uma análise de sensibilidade para o MAG (processo de menor Custo Total) e o MIG (processo de melhor Qualidade). Esta análise foi realizada variando os fatores fop (fator de operação), Pa (preço arame/eletrodo), Pg (preço do gás de proteção), SE (preço da mão de obra) e Ve (valor do equipamento) em +10%, +25%, +50% e +100% do valor inicialmente estabelecido. Nota-se que um aumento no fop ocasiona uma queda considerável no Custo Total nos dois processos analisados. Já uma variação do preço da mão-de-obra (SE) influencia muito em ambos os processos, mas principalmente no MAG. A variação no preço de gás exerce uma maior influência no MIG. Esta análise demonstra, em termos de Custos, que para o processo MIG ser competitivo tem que haver uma redução no Custo de consumíveis, principalmente do Custo de Gás.



(a) MAG (b) MIG

Figura 2: Análise de Sensibilidade: Δ Custo Total de Soldagem [%] x Δ Fatores [%].

5. CONCLUSÕES

Para o caso em estudo (soldagem de chapas finas de tubos de dragagem) e nas condições de soldagem utilizadas em cada processo, pode-se concluir que:

- O processo MAG apresentou o menor Custo Total de Soldagem, principalmente devido ao baixo Custo de Gás. O seu desempenho em Qualidade foi bom, mas com um reforço da solda um pouco alto, porém dentro das normas de qualidade.
- O processo MIG apresentou o melhor desempenho quanto à Qualidade, mas com um Custo 40% maior que o MAG.
- Os processos TIG, TIGP e, principalmente, o MIGP poderiam apresentar melhores níveis de Qualidade com melhorias nos parâmetros de soldagem.
- O TIG mostrou ser competitivo em Custo com o MAG, apresentando apenas um Custo de 20% superior.
- De uma forma global, o processo MAG foi o que apresentou o melhor desempenho em termos de Custo e Qualidade para a aplicação em estudo.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a DRAGAS HEFPEL LTDA pelo apoio e fornecimento de materiais de testes, assim como a UFU pelo apoio técnico de laboratório.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSI/AWS D1.1-96 - *AWS Structural Welding Code - Steel,* AWS, Miami, 1996.

AWS - *Guide for the Visual Inspection of Welds,* AWS, Miami, 1988.

AWS - *Welding Handbook - Welding Tecnology,* 8th. ed., vol.1, AWS, Miami, 1987.

Canetti, E.E. Custos nos processos de soldagem, In: Wainer, E., Brandi, S.D. & de Mello, F.D.H. *Soldagem: processos e metalurgia,* Edgard Blucher, São Paulo, cap.11, pp.449-61, 1992.

Geometrical Defects in Arc Welded Joints in Steel Materials - Classes of Requirements, *Welding in the World,* vol.22, no.1/2, pp.34-52, 1984.

ISO 5817 - *Arc-welded Joints in Steel: guidance on quality levels for imperfections*, 1992.

Machado, I.G. A Economia da Soldagem, *Anais do XXI Encontro Nacional de Tecnologia da Soldagem,* Caxias do Sul, vol.II, pp.999-1013, 1995.

The Lincoln Electric Company - *The Procedure Handbook of Arc Welding,* 12th ed., Lincoln Electric, Cleveland, 1973.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB5

ANÁLISE DE SENSIBILIDADE APLICADA A AJUSTE DE HISTÓRICO DE PRODUÇÃO / SENSITIVITY ANALYSIS APPLIED TO HISTORY MATCHING

Paper Code: 240

Abstract

An important step towards a good reservoir characterization and therefore a good production prediction is obtained with history matching where the reservoir model is corrected until simulation results match observed data. Due to complex reservoir characteristics and high number of parameters, there is no fully automatic history matching model reported in the literature. However there are many techniques that can be used to improve the process. This work aims an automation of some of these techniques by creating indexes to facilitate some decisions and, mainly, by creating a methodology to make an automatic sensibility analysis to quantify the influence of some parameters in the matching process.

Keywords

Sensitivity Analysis, Reservoir Simulation, History Matching, Parallel Computing.
Análise de Sensibilidade, Simulação de Reservatórios, Ajuste de Histórico, Computação Paralela.

1. INTRODUÇÃO

Este trabalho visa apresentar uma metodologia para auxiliar o engenheiro na busca de uma melhor caracterização de reservatórios petrolíferos. No início da explotação de um campo de petróleo, a falta de dados do campo dificulta a criação de um modelo que represente o reservatório, pois muitos parâmetros têm que ser estimados. A técnica mais utilizada para conferir a caracterização deste modelo e tornar possível a previsão de produção é o ajuste de histórico de produção onde, o modelo que representa o reservatório é submetido a simulação de fluxo e a resposta obtida é comparada com as curvas reais das funções pressão e produção. Se o modelo reproduzir bem as curvas reais, pode-se utilizar este modelo para fazer previsões para tempos maiores.

Normalmente existem dois grupos de dados disponíveis para o ajuste de histórico que são (1) pressão e (2) produção de fluidos (óleo, água e gás), tanto para o campo quanto para poços individuais. Portanto, estas serão as funções (ou curvas) reais que serão utilizadas para identificar a qualidade do ajuste.

O procedimento de ajuste é normalmente dividido em: ajuste de pressões, ajuste de produções, e ajuste dos índices de produtividade dos poços. Ao se atingir um ajuste razoável da pressão média ao longo do tempo prossegue-se com o ajuste das produções. Entretanto como pressão e produção estão diretamente relacionados são necessárias algumas iterações

entre os dois ate que se atinja a precisão desejada. Isto é feito primeiro para o campo todo e depois para os poços individualmente.

Existem algumas regras e procedimentos que podem ser seguidas para se fazer um ajuste de histórico. Entretanto, deve-se ressaltar que são muitas as alternativas a serem seguidas considerando o número de parâmetros a serem ajustados. Dessa forma, tornam-se sempre necessárias claras definições do objetivo desejado no ajuste e das etapas a serem seguidas para atingir este objetivo. É nesse ponto que a análise de sensibilidade se torna importante. Através da criação de alguns índices, este trabalho procura criar uma metodologia para facilitar o processo de ajuste. Essa metodologia é fundamental para que o ajuste seja mais automático, diminuindo o tempo total do processo.

Muitos trabalhos já foram realizados na busca de criar métodos de ajuste automático de histórico, mas estes métodos estão sujeitos a tantas limitações que muitas vezes os tornam menos eficientes que o processo realizado por um engenheiro já familiarizado com o reservatório, seguindo a técnica de tentativa e erro.

Para reduzir estas limitações deve-se buscar melhoria dos principais componentes envolvidos nos algoritmos de ajuste automático de histórico. Dentre estes componentes estão o potencial computacional e a automatização de tarefas menores no processo de ajuste tais como métodos de otimização para escolha de parâmetros e análise de sensibilidade.

2. DIVIDINDO O PROCESSO EM ETAPAS

As dificuldades de se criar um algoritmo de ajuste automático também estão relacionadas com a dificuldade de otimizar o valor do grande número de parâmetros envolvidos no ajuste, principalmente se as heterogeneidades destes parâmetros tiverem de ser consideradas. Uma alternativa possível para auxiliar o engenheiro no processo de ajuste de histórico é dividir o processo em etapas, como proposto por Thomas (1992), e otimizar algumas destas etapas. O autor separa os dados de reservatório de maior e menor confiabilidade e destaca algumas considerações básicas na engenharia de reservatório que auxiliam na tomada de decisões para uma nova rodada do simulador na busca de um ajuste de histórico.

Desta forma, considerando que o ajuste automático de histórico é praticamente inviável, uma alternativa para criar ferramentas que auxiliem no ajuste de histórico é dividir o ajuste em partes e otimizar cada uma destas partes. A idéia pode ser utilizada para fazer um programa de computador com vários módulos, um para cada etapa do ajuste. Uma das etapas mais importantes é a análise de sensibilidade dos parâmetros do reservatório, que é o objetivo principal deste trabalho. Uma análise de sensibilidade completa dos parâmetros do reservatório é uma ferramenta fundamental para um bom ajuste, seja manual ou automático. A análise de sensibilidade é feita escolhendo um grupo de parâmetros do reservatório e quantificando a influência da modificação de cada parâmetro na resposta da simulação.

3. ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Embora o conceito de análise de sensibilidade seja simples, existem várias alternativas para a definição e construção de índices que indiquem o quanto cada propriedade influencia o ajuste. Algumas das decisões a serem tomadas para a criação desses índices são:

- Qual a função objetivo que representa a qualidade do ajuste?
- Como medir as alterações da função objetivo?
- Quanto variar cada parâmetro para calcular o índice de sensibilidade?
- Qual a região considerada para cada propriedade?

- Quais resultados da análise de sensibilidade são os mais importantes e como torná-los disponíveis ao usuário do programa?

O objetivo do estudo de sensibilidade é identificar parâmetros que, quando modificados isoladamente no modelo, causam significativas alterações nestas curvas resultantes das simulações. Com esta análise pode-se identificar os melhores parâmetros para iniciar o ajuste, saber o sentido de variação destes parâmetros que aproximam a resposta do modelo das curvas reais, saber a influência da modificação de um parâmetro nas diversas funções que se deseja ajustar (para que se possa ajustá-los simultaneamente) e, a partir da identificação de algumas características das curvas geradas com a modificação dos parâmetros, sugerir quais parâmetros modificar para aproximar as curvas simuladas das curvas reais.

Na criação dos índices de sensibilidade, é necessário relacionar as curvas criadas a partir da modificação dos parâmetros com as curvas que caracterizam o modelo inicial do reservatório e também com as curvas de dados observados no campo. Para diferenciar estas três curvas em uma mesma Fo (função objetivo), elas são chamadas de modificada, base e real respectivamente.

Na análise de sensibilidade, deseja-se comparar as alterações de uma Fo causada pela alteração dos parâmetros do reservatório. A sensibilidade pode ser expressa por:

$$S = \frac{\partial F_o}{\partial p_j} \approx \frac{\Delta F_o}{\Delta p_j} \qquad (1)$$

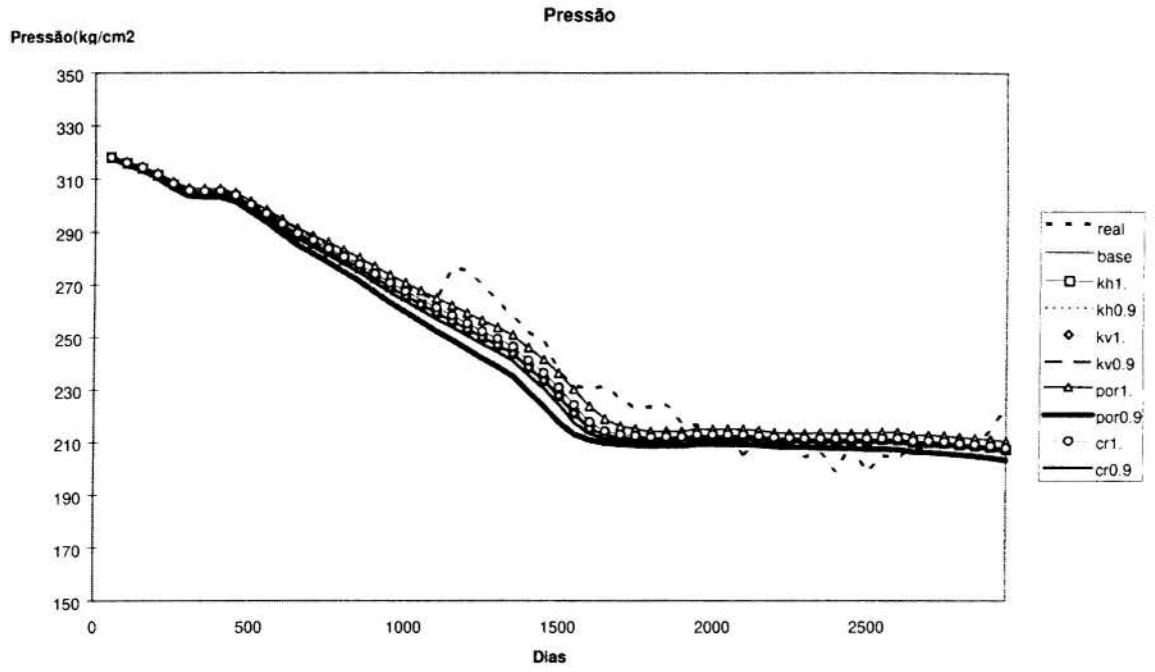
onde p_j são os parâmetros do reservatório.

Para aplicar essa fórmula ao problema estudado surgem duas perguntas. (1) como quantificar as alterações das Fo e (2) como comparar a sensibilidade aplicando essa fórmula a parâmetros diferentes, uma vez que as unidades e a incerteza desses parâmetros são diferentes. A proposta deste trabalho para a primeira dificuldade é a criação de índices que serão explicados na próxima seção. Para a segunda, a proposta é a adimensionalização do denominador da Equação (1) através da variação dos parâmetros p_j até os seus limites de incerteza. Quando não se tem conhecimento dos limites de incerteza, uma alternativa é fixar um percentual de variação dos parâmetros, estabelecendo assim limites mínimos e máximos para todos os parâmetros. As vantagens de se usar esses limites estão descritas em Machado(1997), e faz com que a incerteza dos parâmetros seja incorporada nos índices obtidos.

4. ESCOLHA DO SENTIDO IDEAL DE VARIAÇÃO DO PARÂMETRO

Os resultados de vários casos mostrou que a sensibilidade é diferente quando os parâmetros são variados para os limites máximo e mínimo, são necessárias duas simulações para cada parâmetro incluído na análise de sensibilidade. Essa variação nos dois sentidos de variação do parâmetro, também traz outro tipo de informação importante no ajuste que é o sentido de variação do parâmetro que aproxima a curva modificada da curva real.

Uma das possibilidades na identificação do sentido ideal de variação do parâmetro é a visualização dos gráficos das duas Fo com as diversas curvas criadas através de modificações dos parâmetros no arquivo da rodada base, a curva gerada pela rodada base e a curva real. Na Figura (1) podem ser observadas as curvas, Fo_p (pressão) e na Fo_v (vazão) de todos os parâmetros considerados na análise, variados para os seus limites superior e inferior, assim como a curva base e real. Na legenda dos gráficos deste trabalho, as curvas serão nomeadas pelo parâmetro que foi alterado seguido do valor pelo qual este parâmetro foi multiplicado.



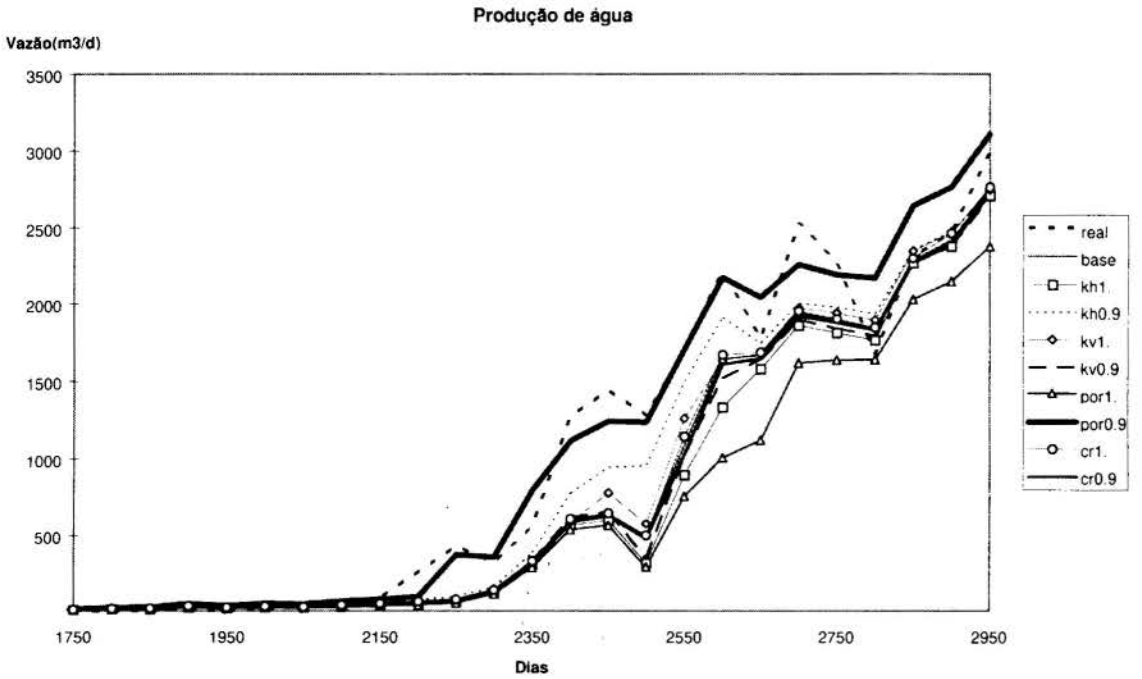


Figura 1: Efeitos da variação dos parâmetros nas Fo_p e Fo_v

A escolha do sentido que mais aproxima a curva modificada da curva real é feito identificando-se primeiro se a curva base está abaixo ou acima da curva real atravéz do sinal do índice de posição da curva simulada base em relação à curva real:

$$IP\ (posição) = \int_0^t \left(Fo_{simulada} - Fo_{real}\right) \times dt \cong \sum_{k=1}^{Nt} \left(Fo_{k\,simulada} - Fo_{k\,real}\right) \times dt \qquad (2)$$

onde dt é o passo de tempo, t é o tempo total de simulação, k é o índice de intervalo de tempo de simulação, Nt é o número de intervalos de tempo necessários para atingir o tempo t, $Fo_{ksimulada}$ é o valor da função objetivo de pressão ou produção relativo ao índice k e Fo_{kreal} é o valor da Fo de pressão ou produção da curva real relativo ao índice k.

Aplicando o mesmo índice para as curvas simuladas modificadas pode-se saber se uma das curvas modificadas trocou de posição em relação a curva real. Se o índice de posição de uma das curvas simuladas modificadas tiver sinal contrário ao índice de posição da curva simulada base é sinal que a curva simulada modificada trocou de posição em relação a curva real e portanto a variação do parâmetro no sentido que gerou esta curva, indica o sentido de variação do parâmetro que aproxima a curva base da curva real.

Se nenhuma das duas curvas modificadas trocou de sinal em relação a curva real, a curva que estiver mais próxima da curva real indicará o sentido de variação do parâmetro que aproxima a curva base da curva real. Para avaliar a proximidade de uma curva gerada pela modificação de um parâmetro e a curva real, será utilizada a fórmula:

$$\text{IA (afastamento)} = \int_0^t \left| Fo_{\text{simulada}} - Fo_{\text{real}} \right| \times dt \cong \sum_{k=1}^{Nt} \left| Fo_{k\,\text{simulada}} - Fo_{k\,\text{real}} \right| \times dt \qquad (3)$$

A Figura 2 mostra um exemplo dos índices de afastamento criados acima normalizados pelo maior valor destes índices em cada gráfico. As barras do lado direito representam as simulações quando o parâmetro é variado para o limite superior e as do lado esquerdo as simulações quando o parâmetro é variado para seu limite inferior. As barras escuras indicam o sentido que aproxima a curva base da curva real. Com um gráfico deste tipo pode-se perceber quais as propriedades que causam contribuições positivas em ambas as Fo, e quais causam contribuições contrárias, para que se modifique parâmetros que aproximam simultaneamente todas as Fo que se deseja ajustar. Na Figura 2, "kh' é a permeabilidade horizontal do reservatório, "kv" é a permeabilidade vertical, "por" é a porosidade e "cr" é a compresssibilidade da rocha.

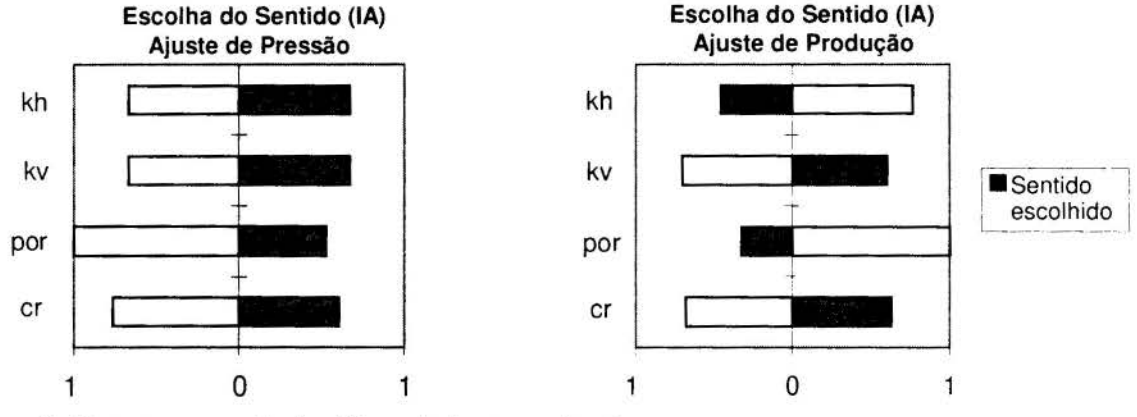


Figura 2: IA para uma variação diferenciada nos parâmetros

5. ÍNDICE DE SENSIBILIDADE

Outra informação importante para o ajuste de histórico é a sensibilidade da Fo em relação a uma variação dos parâmetros. A identificação do parâmetro que mais altera a Fo é importante porque deve-se iniciar um ajuste modificando antes os parâmetros que tem maior influência no ajuste. A proposta deste trabalho é deixar as alterações de parâmetros que influenciam menos a Fo para uma etapa posterior, chamada de ajuste fino.

A sensibilidade será medida comparando as alterações da Fo com relação à curva base. As alterações serão quantificadas por um critério de afastamento da curva modificada em relação à curva base, ou índice de sensibilidade:

$$IS = \sum_{k=1}^{Nt} \left| Fo_{k\ simulada} - Fo_{k\ base} \right| \times dt \qquad (4)$$

6. RESULTADOS

Os exemplos mostrados neste trabalho foram obtidos através de uma aplicação para um campo real cuja descrição está em Machado(1997), onde os limites de incerteza dos parâmetros são conhecidos. Em todos os gráficos as legendas mostram a curva base, a curva real e as curvas com os parâmetros modificados. Os parâmetros são modificados multiplicando o parâmetro pelo valor do lado direito do nome do parâmetro na legenda.

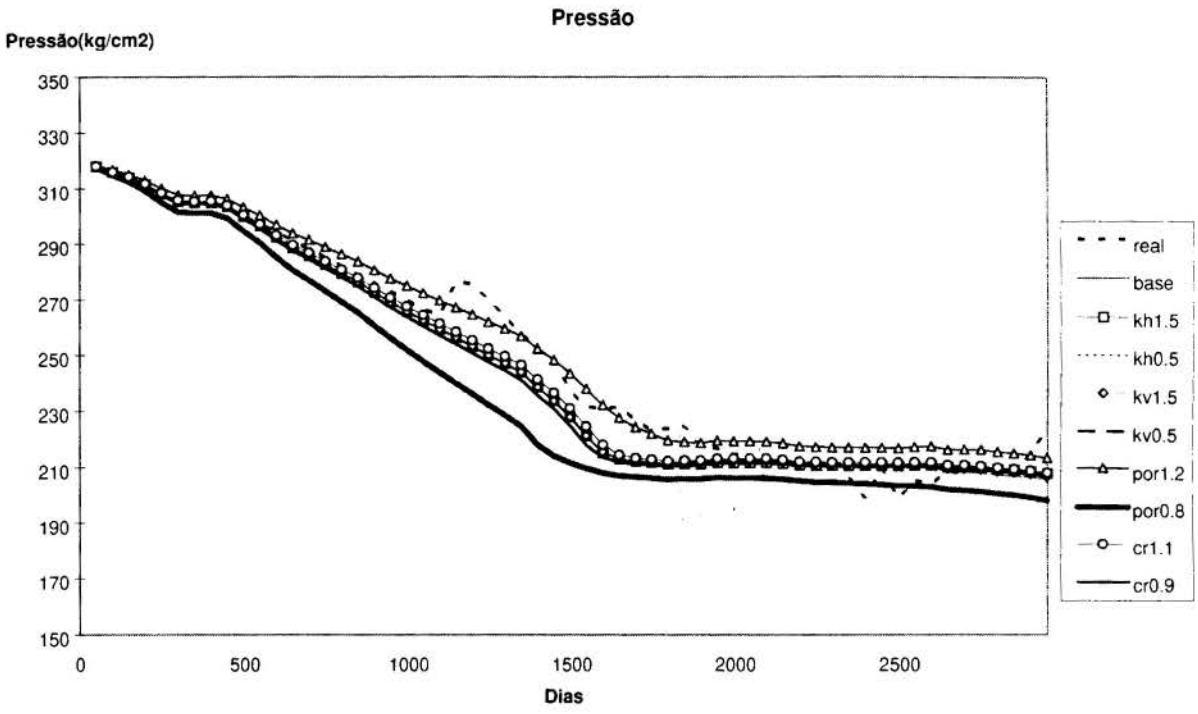
As informações são organizadas da seguinte forma. Primeiro identifica-se o sentido ideal de variação do parâmetro em cada Fo (gráficos de escolha do sentido) através de IP e IA. O próximo passo é a escolha do parâmetro a ser alterado e isso depende do tipo de ajuste realizado. Recomenda-se, para um ajuste grosseiro, que seja utilizado o parâmetro mais sensível. Para um ajuste mais refinado, deve-se verificar quais os parâmetros que apresentam o mesmo sentido ideal de variação nas duas Fo e os que apresentam sentidos opostos de variação (também nos gráficos de escolha do sentido). Entre os parâmetros que apresentarem o mesmo sentido de variação nas duas Fo o parâmetro ideal a ser modificado é o mais sensível (gráficos de IS). Entre os parâmetros que apresentam sentidos opostos de variação, deve-se descartar da análise o parâmetro que causar uma variação contrária e significativa nas duas funções que se deseja ajustar.

6.1 Variação dos parâmetros de acordo com os limites de incerteza.

Os gráficos da Figura (3) são usados para uma análise onde se conhecem os limites das faixas de variação dos parâmetros. Neste item, considera-se os limites de incerteza das permeabilidades vertical e horizontal em 50%, os limites da porosidade em 20% e os limites da compressibilidade da rocha em 10%.

A Figura (4) mostra, para cada propriedade, o índice de afastamento da curva modificada em relação a real e destaca o sentido que aproxima as duas curvas. Os parâmetros permeabilidade vertical (kv) e compressibilidade da rocha (cr) apresentam contribuições favoráveis ao ajuste das duas funções, quando variados para o limite superior. O parâmetro porosidade (por) e permeabilidade horizontal (kh) apresentam uma contribuição contrária nas duas funções onde se deseja obter o ajuste, pois quando variados para o limite superior, que é o sentido ideal de variação dos dois parâmetros para o ajuste de pressão, irá afastar a curva de produção da curva real.

Outro ponto importante é que nem sempre a curva mais próxima da real determina o sentido de variação. Isso acontece porque o sentido ideal de variação do parâmetro deve ser indicado pela curva que, partindo da curva base, caminha no sentido da curva real. O parâmetro (kh), por exemplo, tem o sentido escolhido com a diminuição do valor do parâmetro, no ajuste de produção, enquanto que a curva mais próxima da real é obtida com um aumento deste parâmetro (Figura (4)).



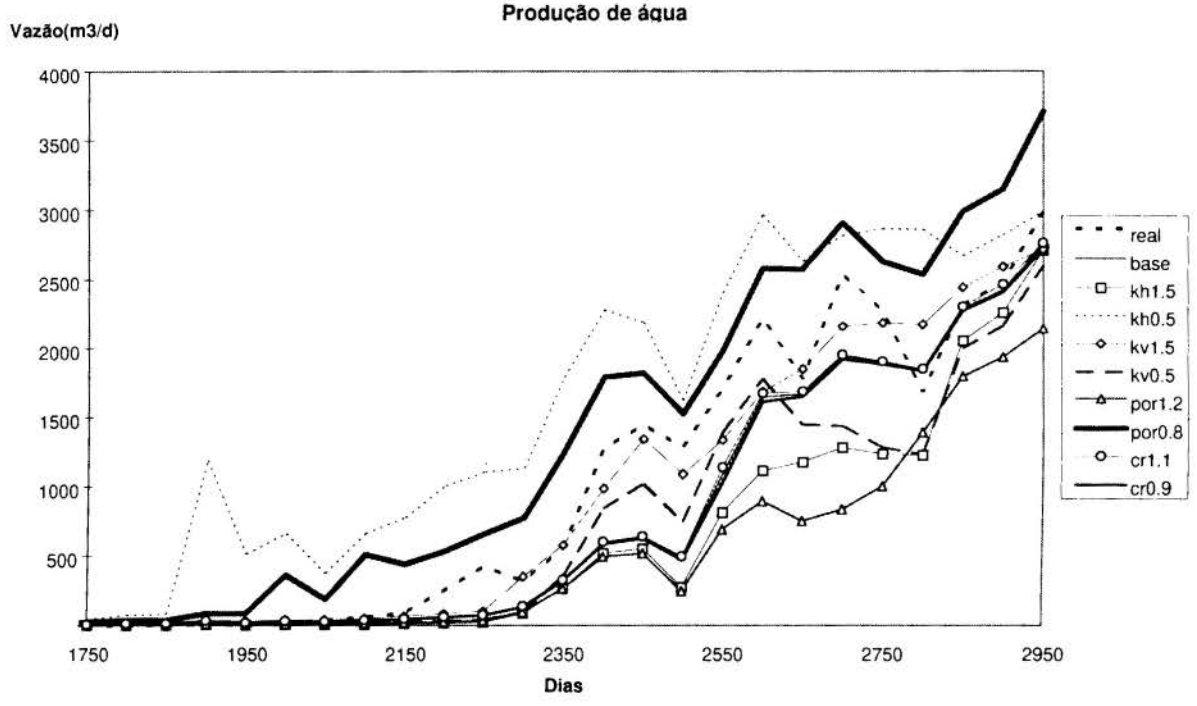


Figura 3: Curvas de pressão e vazão de água para uma variação diferenciada nos parâmetros

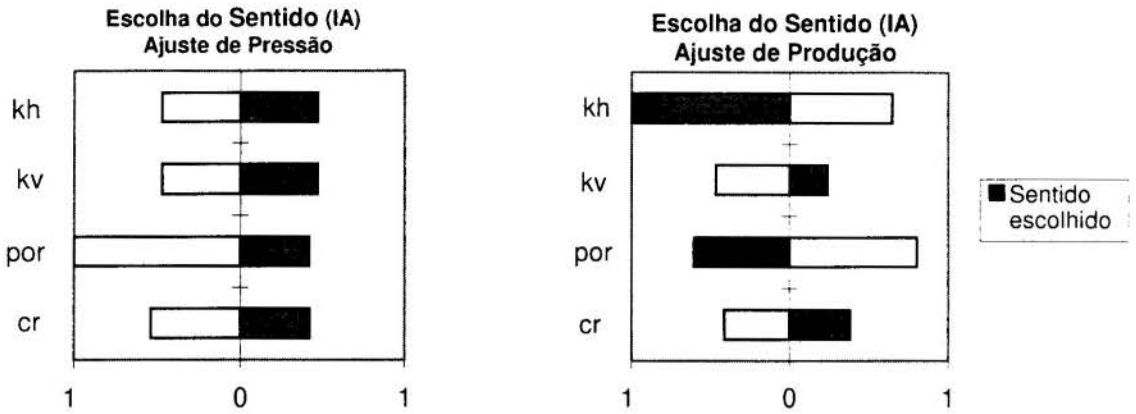


Figura 4: IA de pressão e produção para uma variação diferenciada nos parâmetros

6.2 Ajuste de pressão

Na Figura (5) verifica-se que, entre os parâmetros que apresentam contribuições positivas no ajustes das duas funções ("cr" e "kv"), "cr" é o mais sensível, e modifica pouco a Fo de produção, portanto é um bom parâmetro a ser alterado para o ajuste de pressão. O parâmetro "kv" não deve ser alterado neste ajuste por ser pouco sensível ao ajuste de pressão. Entre os parâmetros com contribuição contrária ("por" e "kh"), a porosidade apresenta uma contribuição muito significativa nas duas Fo e em sentidos contrários e portanto só deve ser alterada num ajuste grosseiro (pressão e produção), uma vez que sua modificação aproximaria do ajuste uma das curvas, mas afastaria muito a outra. Quanto a "kh", percebe-se que esse parâmetro altera pouco a curva de pressão e, portanto, não deve ser alterado neste ajuste.

6.3 Ajuste de produção

Entre os parâmetros que apresentam contribuições positivas no ajustes das duas funções ("cr" e "kv"), a modificação de "cr" é pouco sensível ao ajuste de produção portanto não é um bom parâmetro a ser alterado. Por outro lado "kv" é mais sensível que "cr", e modifica pouco a Fo de pressão, portanto é um bom parâmetro a ser alterado para esse ajuste.

Entre os parâmetros com contribuição contrária, a "kh" é o parâmetro mais sensível ao ajuste de produção e pouco sensível ao ajuste de pressão como mostra a Figura (5). Portanto, mesmo tendo uma contribuição negativa no ajuste de pressão quando variado para o limite inferior, é outro bom parâmetro a ser modificado para o ajuste de produção. O parâmetro "por", que também apresenta contribuição contrária nas duas Fo não deve ser modificada.

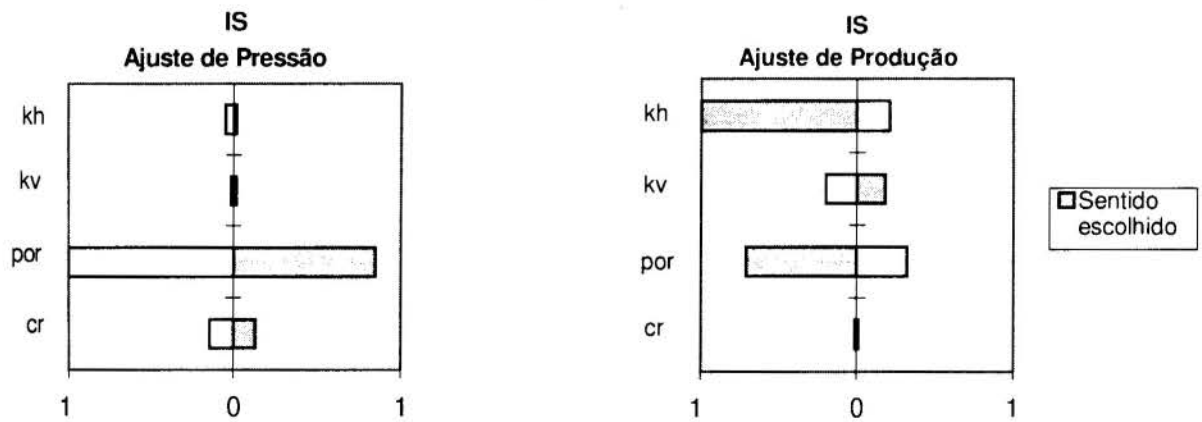


Figura 5: IS de pressão e produção para uma variação diferenciada nos parâmetros

6.4 Comentários

A análise realizada nesta seção, além das informações já descritas, é importante pois indica que o ajuste pode ser obtido com a variação dos parâmetros escolhidos e dentro do limite de incerteza destes parâmetros. Isso pode ser observado principalmente para os parâmetros porosidade e permeabilidade horizontal, onde a partir de variações nos parâmetros escolhidos, a curva simulada passa a ter posição contrária à curva base em relação a curva real. Essa seria uma informação importante para o programa de otimização que procura determinar o valor dos parâmetros que melhor ajustam a produção, por exemplo, pois pode se concluir que existe um valor dentro desse intervalo que minimiza a distância entre as curvas simulada e real (Vargas(1997)).

A obtenção desses índices pode ser feita em duas etapas. Na primeira, pode-se analisar a produção de todo o campo e na segunda, pode-se trabalhar com regiões próximas aos poços e usar índices para poços com ajuste mais difícil. A análise por regiões pode ser feita também no ajuste global do campo; neste caso pode-se tratar uma propriedade como parâmetros diferentes em diferentes regiões.

Maior flexibilidade é conseguida quando os parâmetros analisados podem ser qualquer característica do modelo de simulação. Parâmetros podem ser propriedades em regiões específicas da malha, propriedades de fluidos ou rochas, inclinação ou pontos terminais de curvas, modificadores de propriedades, dentre outros.

As vantagens da paralelização das simulações necessárias nesse processo são muito grandes pois reduzem bastante o tempo de todo o processo. Mais detalhes sobre essas vantagens podem ser encontradas em Schiozer e Sousa (1997).

7. CONCLUSÕES

Os índices criados neste trabalho facilitam muito o processo de ajuste de histórico porque identificam: (1) o sentido ideal de variação dos parâmetros, (2) a proximidade da curva simulada em relação a curva real, (3) os parâmetros que com um determinado sentido de variação têm contribuição positiva nas Fo, (4) caso existam parâmetros que contribuam de forma contrária nas duas Fo, os índices indicam se a contribuição negativa em uma das Fo é significativa ou não, e (5) a sensibilidade dos parâmetros, indicando os parâmetros ideais para se iniciar o ajuste.

A criação dos índices possibilita a automatização de partes do ajuste, uma vez que com os índices podem ser criados programas que eliminem informações desnecessárias e filtrem informações importantes para o usuário. A obtenção destes índices pode ser feita para cada etapa do ajuste com a Fo, os parâmetros e regiões adequados.

As sensibilidades podem ser calculadas através de uma variação nos parâmetros e se essas variações são até os limites de incerteza dos parâmetros, muitas informações úteis podem ser tiradas dos índices criados neste trabalho. O índice de sensibilidade (IS) mede o grau de variação da curva simulada obtida com a alteração de um parâmetro. Este índice é obtido através da comparação da curva simulada com a curva base. Para um ajuste grosseiro, deve-se alterar o parâmetro com o maior IS. Para um ajuste fino, deve-se observar a influência no IS de cada função objetivo para se fazer a escolha.

O índice de afastamento (IA) é obtido através da comparação de curva simulada com a real. Este índice contém informações de proximidade destas curvas e, portanto, do sentido que o parâmetro deve ser alterado para melhorar o ajuste.

REFERÊNCIAS

G. W. Thomas & Associates Walton-on Thames: **"History Matching and Other Frustrations"**, Outubro 1992.

Cuervo, Carlos H. V. : **"Otimização do Cálculo de Parâmetros no Processo de Ajuste de Histórico de Produção usando PVM"**, UNICAMP, Tese de mestrado em Engenharia de Petróleo, UNICAMP, 1997.

Machado, A. A. V. : **"Análise de Sensibilidade Aplicada a Ajuste de Histórico de Produção"**, UNICAMP, Tese de mestrado em Engenharia de Petróleo, UNICAMP, 1997.

Schiozer, D. J. e Souza, S.H.: "Use of External Parallelization to Improve History Matching", SPE39062, V LACPEC, Rio de Janeiro,1997.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB376

DIFICULDADADES NA DETERMINAÇÃO DE TENSÕES RESIDUAIS NA SOLDAGEM POR DIFRAÇÃO DE RAIOS-X / *DIFFICULTIES IN WELDING RESIDUAL STRESSES DETERMINATION BY X-RAYS DIFRACTION*

AUGUSTO EDUARDO BAPTISTA ANTUNES
UNESP - Campus de Guaratinguetá, Faculdade de Engenharia
CEP.: 12500-000 - Guaratinguetá, Estado de São Paulo
e-mail: lidia@ieav.cta.br

Abstract

The X-rays diffraction methods are convenient for the welding residual stresses determination, and can be reasonably evalluated with such precision the great stress gradient that occur near the weld beads, presenting results seldom obtained by other experimental procedures. Nevertheless, the X-rays methods are not trivial if discernment and confidence are expected; it is particularly true in the welding residual stresses determination. This paper, tries to present the practical difficulties and possible solutions encountered to solve them. A lot of stress measurements effectuated, by the author, in sheets of differents kinds of steel, welded by shielded metal-arc welding and oxy-acetylene torch are the basis for discussion.

Keywords

Residual stresses, welding, X-rays difraction.

1. INTRODUÇÃO

Tensões residuais na soldagem são tensões que existem nas junções soldadas sem a atuação de forças ou momentos externos e que resultam do processo de soldagem e resfriamento. Na soldagem sempre existirão tensões residuais macroscópicas e microscópicas (Antunes, 1995). Entretanto, na prática, quando se fala de tensões residuais são normalmente consideradas apenas as tensões residuais macroscópicas. O estado de tensão residual macroscópico na soldagem seria completamente avaliado se em cada ponto da peça soldada são conhecidas as componentes da tensão residual em valor e direção. A determinação de todas as componentes em vários pontos da junção soldada é de difícil obtenção experimental. Assim, a averiguação das tensões residuais macroscópicas na soldagem limita-se à determinação das componentes das tensões residuais paralelas e perpendiculares ao cordão de solda, denominadas respectivamente por tensões residuais longitudinais σ_y e tensões residuais transversais σ_x. A distribuição das tensões residuais longitudinais surge e cresce a partir do início do cordão de solda e gradualmente atinge seu valor máximo em tração, diminuindo igualmente na outra extremidade da junção soldada. Somente para cordões de solda maior que determinado comprimento, o valor máximo das tensões residuais longitudinais é alcançado.

Com o aumento do comprimento do cordão de solda, também crescem as tensões residuais transversais de compressão que apresentam-se nos extremos do cordão de solda, até atingirem um valor máximo. Entretanto, as tensões residuais transversais de tração no meio do comprimento do cordão de solda, após atingirem um valor máximo, tornam-se quase nulas no meio de cordões de grande comprimento (De Garmo et. al., 1946). Resulta então, que dependendo do processo e dos parâmetros de soldagem envolvidos, as dimensões das peças são significativas para o pleno desenvolvimento das tensões residuais nos cordões de solda. Ou seja, cordões de solda em pequenas amostras soldadas não permitem avaliar a plenitude das tensões residuais que podem ocorrer nas construções soldadas.

Para determinação experimental das tensões residuais nas peças de engenharia podem ser empregadas diferentes técnicas, baseadas em diversos fenômenos físicos, químicos ou mecânicos. O campo de aplicação destas técnicas é amplo, mas sua seleção para uma determinada finalidade depende de vários fatores, tais como: o recurso disponível para investir em equipamentos, a facilidade de aplicação, a precisão pretendida nas medidas, a natureza da distribuição das tensões, a "escala" ou "modo" das tensões que se pretende avaliar e o gradiente de tensões na peça. Assim, a solução pode recair em diferentes métodos experimentais; entretanto, dentro deste universo, em inúmeras aplicações técnicas e científicas têm se destacado os métodos baseados na difração de raios-X (Wolfstieg, 1978). A medição de tensões por difração de raios-X é efetuada na proximidade da superfície dos materiais cristalinos e é praticamente o único método não destrutivo que pode determinar tensões residuais quantitativamente. Além disso, dependendo da técnica empregada, podem avaliar tensões em pequenas regiões das peças. Desta forma, os métodos por difração de raios-X são convenientes para determinar tensões residuais na soldagem, podendo avaliar de modo razoavelmente preciso gradientes de tensões que ocorrem próximo aos cordões de solda, apresentando resultados que dificilmente podem ser obtidos com outros procedimentos experimentais. Tal técnica de medição baseia-se na determinação das deformações da rede cristalina, que são de fácil avaliação por difração de raio-X. Neste trabalho são apresentados medidas de tensões residuais macroscópicas efetuadas por meio difratométrico, segundo o método de $\text{sen}^2\ \psi$, (Macherauch et. al., 1961) cuja equação básica apresenta-se como:

$$\varepsilon_{\phi\psi} = -\cot g\ \theta_0 \quad d\theta_{\phi\psi} = \frac{1}{2} S_2\ \sigma_\phi\ \text{sen}^2\ \psi + S_1\left(\sigma_1 + \sigma_2\right) \tag{1}$$

relacionando a deformação na rede cristalina e a deformação produzida pelo estado de tensão na superfície, de acordo com o sistema de coordenadas genérico da Figura 1. A inclinação das retas $f(\varepsilon_{\phi\psi}, sen^2\ \psi)$ uma superfície constante ϕ, é dada pela expressão:

$$m_\phi = \frac{\partial\, \varepsilon_{\phi\psi}}{\partial\ \text{sen}^2\ \psi} = \frac{1}{2} S_2\ \sigma_\phi \tag{2}$$

ou seja, o produto da constante elástica $\frac{1}{2}\ S_2$ pela componente da tensão σ_ϕ atuante no plano da superfície do material e na direção dada pelo ângulo ϕ. Verifica-se que, em um plano constante ϕ, conhecendo-se as deformações na rede cristalina em direções inclinadas em diferentes ângulos ψ relativos à normal ao plano das tensões principais de um dado estado de tensão, pode ser avaliada a tensão σ_ϕ, se as constantes elásticas são conhecidas.

Quando no difratômetro, o plano em que se situam o feixe incidente e difratado fazem diferentes ângulos ψ com o plano da superfície da amostra e sendo o eixo de rotação ψ perpendicular ao eixo θ, este é denominado "difratômetro ψ". A direção da tensão σ_ϕ que se

deseja medir na superfície irradiada é dada pela direção ϕ perpendicular ao eixo ψ e no plano da superfície da amostra (Wolfstieg, 1976; Antunes, 1985).

2. PARTE EXPERIMENTAL

O trabalho empregou dois tipos de aço, denominados aço A e aço B. O aço A com 0,2% C e 0,8% Mn pertence à classe dos aços estruturais com tensão de escoamento mínima de 250 N/mm^2. O aço B com 0,2% C, 0,9% Mn, 0,6% Si, 0,8% Cr, 0,4% Mo, 0,6% Zr pertence à classe dos aços estruturais com tensão de escoamento mínima de 690 N/mm^2.Para efeito de medição das tensões residuais por difração de raios-X, o aspecto à diferenciar nestes aços é o tamanho de grão. O aço A apresenta um tamanho de grão da ordem de 12,4 μm e o aço B da ordem de 4,5 μm. Desta forma, sob uma mesma área irradiada, o aço B apresenta maior quantidade de grãos e assim, maior chance de planos ($h\ k\ l$) favoravelmente orientados à difração, ou seja, maior quantidade de grãos para satisfazer a "estatística" da difração. Para a medição de tensões nestes aços com estrutura ferrítica, foi empregada a irradiação de raios-X K_α do cromo, com comprimento de onda $\lambda = 2{,}29A^\circ$. Os planos de difração são os da família $\{2\ 1\ 1\}$ da ferrita, que num estado livre de tensão difratam a irradiação sob um ângulo $\theta_o = 78{,}04^\circ$ (Faninger et. al., 1976).

As amostras para avaliação das tensões residuais foram oriundas de dois procedimentos: de chapas soldadas por solda elétrica e com aquecimento com maçarico oxigênio-acetileno "simulando" a soldagem. Nas soldagens simuladas, chapas com expessura de 2 mm, 220 mm de comprimento e 110 mm de largura foram aquecidas ao longo de seu eixo maior (linha de aquecimento) com maçarico oxigênio-acetileno como se fosse um cordão de solda. Por intermédio de termopares as temperaturas máximas foram registradas e são indicadas nas figuras junto com os resultados. A soldagem elétrica com eletrodo revestido foi efetuada em chapas com 3 mm de espessura, 240 mm de comprimento e 110 mm de largura, soldadas ao longo da maior dimensão, formando uma amostra com 240 mm x 220 mm. Empregou-se eletrodos AWS E 6013 com diâmetro de 3,25 mm, soldagem com corrente contínua da ordem de 100 ampères.

Após soldagem as chapas foram levemente "decapadas" com solução ácida diluída e posteriormente determinadas as tensões residuais longitudinais σ_y na superfície superior das amostras (superfície de aquecimento ou soldagem). As tensões residuais foram avaliadas ao longo da perpendicular ao cordão de solda na região central das amostras. Os resultados das medições das tensões nas respectivas amostras conjuntamente com informações complementares são apresentados nas figuras.

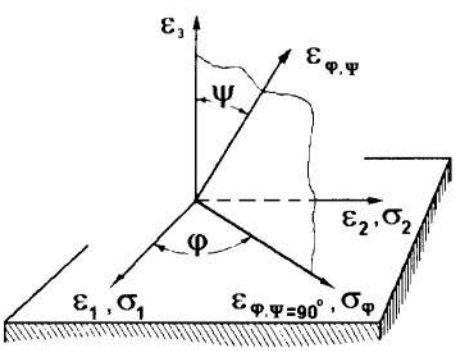


Figura 1 - Sistema de coordenadas genérico na superfície do material

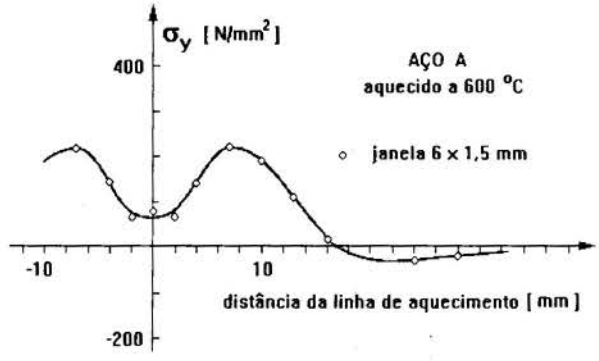


Figura 2 - Chapa do aço A aquecida a 600 °C em "soldagem simulada".

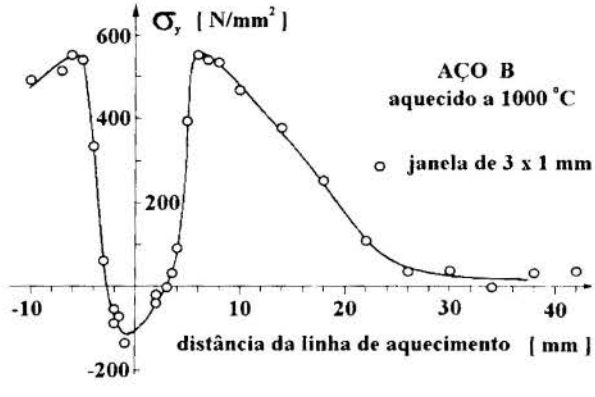


Figura 3 - Chapa de aço B aquecida a 1000 °C em "soldagem simulada".

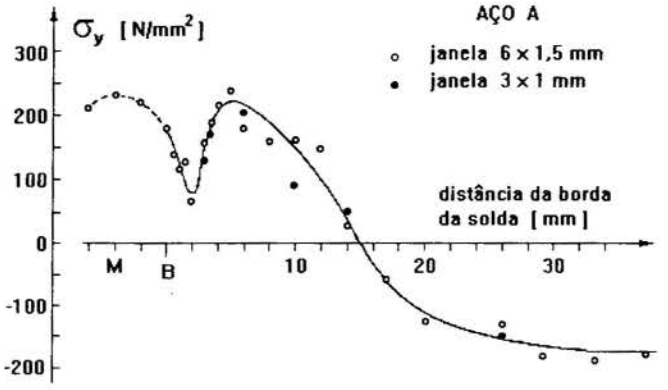


Figura 4 - Chapa de aço A soldada por solda elétrica com eletrodo revestido.

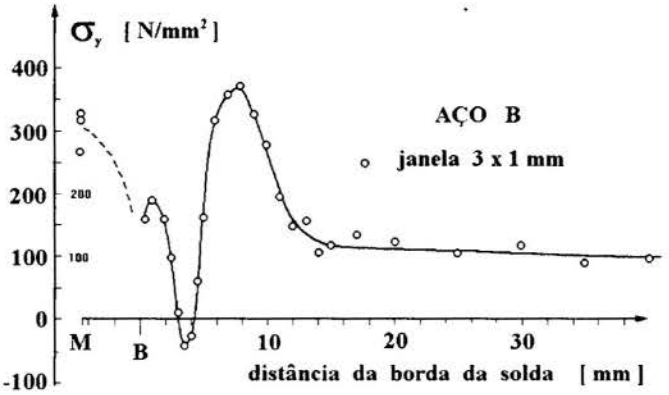


Figura 5 - Chapa do aço B soldada por solda elétrica com eletrodo revestido.

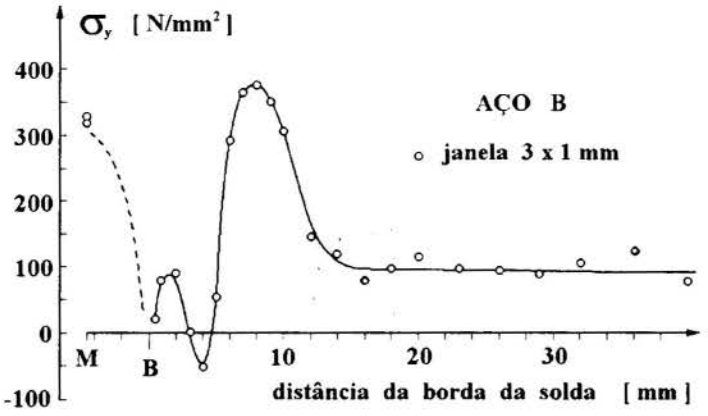


Figura 6 - A mesma amostra da Figura 5. Mediçoes em outra posição.

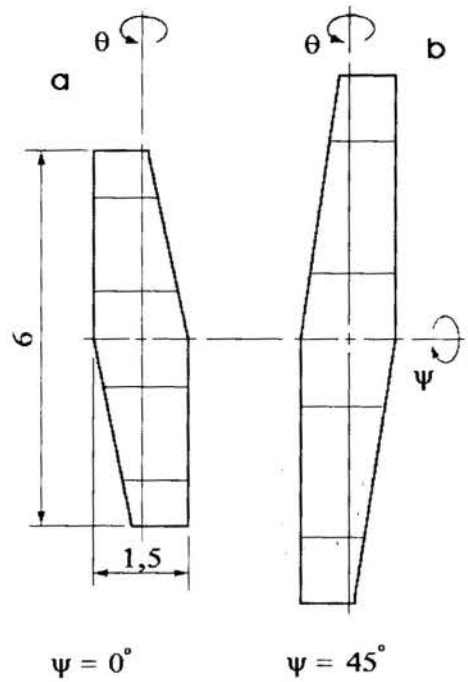


Figura 7 - Janela com geometria especial; Figura a, de tal maneira que quando $\psi = 45^{\circ}$ a geometria da superfície irradiada seja a da Figura B.

3. COMENTÁRIO

Neste trabalho serão comentados aspectos práticos da determinação das tensões residuais na soldagem, abstendo-se de qualquer interpretação das distribuições de tensões que se apresentam.

Nos cordões de solda e adjacências podem ocorrer intensos gradientes de tensão residual, verifica-se na Figura 3, a 4 mm da linha de aquecimento, gradiente da ordem de 500 N/mm^2 num espaçamento de 1 mm, na Figura 5, próximo a borda do cordão de solda, gradiente de 200 N/mm^2 em 1 mm. Como é de interesse medir tensões residuais em diferentes distâncias do cordão de solda (ou linha de aquecimento), a superfície irradiada adequada deve ser um retângulo, com o maior lado paralelo ao mesmo. Sua área deve ser suficientemente grande para satisfazer a "estatística" da difração e além disso, deve ser estreito para que as medições possam "perceber" os gradientes de tensão em diferentes distâncias da junção soldada. Consequentemente, é de interesse uma superfície irradiada na forma de um retângulo estreito e comprido. Todavia, empregando um difratômetro ψ, em decorrência da alteração da geometria da superfície irradiada, motivada pela rotação em torno do eixo ψ, o comprimento deve ser limitado quando mede-se as tensões residuais longitudinais (Antunes, 1983). Tal como indicado nas figuras, nas medições efetuadas foram empregadas dois tipos de "janela de saída" de raios-X. Quando o tamanho de grão do aço era pequeno, caso do aço B, foi usada a janela retangular de 3 x 1 mm. Com grãos grandes, caso do aço A, empregou-se a janela com geometria especial de 6 x 1,5 mm. Para evitar a distorção geométrica com a rotação ψ, esta janela foi construída com a geometria mostrada na Figura 7a, de modo que, quando $\psi = 45^{\circ}$ a área irradiada sobre a amostra seja a da Figura 7b. Desta forma, a largura da superfície irradiada permanece constante. Na realidade, relativo ao tamanho da janela ocorre um ligeiro aumento na área da superfície irradiada sobre a amostra, resultante do não paralelismo do feixe incidente de raios-X.

Antes da determinação das tensões residuais, a técnica de medição foi aferida com padrão de pó de ferro, que consiste deste material recozido a 600 °C por meia hora, posteriormente misturado com cola e disperso sobre uma placa de vidro. Após a secagem, resulta uma

película homogênea e lisa de pó de ferro aderida à placa de vidro, com cerca de 0,3 mm de espessura. O pó de ferro, além deste ter sido recozido, não pode conter tensão residuais macroscópicas devido a descontinuidade entre os "grãos" do pó. Coerentemente, medições efetuadas em diferentes locais do padrão de pó de ferro não ultrapassaram a dispersão de ± 5 N/mm^2. Além disso, a aleatoriedade das orientações cristalográficas entre os "grãos" de pó de ferro propiciam excelentes "perfis de difração". Em vista disso, pode-se considerar, conservativamente, os limites de ± 5 N/mm^2 como o êrro advindo do equipamento de medição. Dentro desta dispersão incluem-se medidas com todos os tipos de janelas da saída de raios-X empregadas no trabalho. Constata-se então, que independente do tamanho e geometria das janelas utilizadas, não ocorre variação na precisão das medições quando as condições de difração são igualmente adequadas para todas.

Em pequenas amostras dos aços A e B recozidos a 600 °C foram também efetuadas medições de tensões. Para o aço A, com a janela de 6 x 1,5 mm obteve-se uma dispersão de ± 20 N/mm^2. Para o aço B, com a janela de 3 x 1 mm obteve-se uma dispersão de ± 15 N/mm^2. Desta forma, observa-se que o "erro das medições" está associado principalmente ao material sob medição, relacionado a suas particularidades microestruturais. É importante frisar que são rigorosamente iguais os perfis de difração obtidos repetidamente com uma janela sobre o mesmo local da amostra, ou seja, não faz qualquer sentido repetir medição.

Na Figura 2, observa-se que para o aço A aquecido até 600 °C, a janela de 6 x 1,5 mm satisfaz aos gradientes de tensão que se apresentam. Neste caso, em decorrência do tamanho de grão, não é viável empregar a janela de 3 x 1 mm. Na Figura 3, relativa ao aço B aquecido a 1000 °C, as tensões puderam ser avaliadas com a janela de 3 x 1 mm, que certamente é mais adequada que a janela de 6 x 1,5 mm para avaliação dos gradientes de tensão existentes. Na chapa do aço B soldada com solda elétrica, as Figuras 5 e 6 mostram medidas efetuadas com a janela de 3 x 1 mm em dois locais próximos sobre o cordão de solda. As distribuições das tensões apresentaram discrepâncias notórias sobre o reforço do cordão de solda e sua borda. Conquanto este comportamento seja compreensível tratando-se de soldagem manual, fica exemplificado que generalização de resultados de medições locais devem ser conduzidas com cautela. Na chapa do aço A soldada com solda elétrica, Figura 4, observa-se que as medições foram efetuadas com a janela de 6 x 1,5 mm, entretanto algumas delas foram elaboradas com a janela de 3 x 1 mm. Em função de diferentes características microestruturais, em termos práticos, ocorre um limiar marcante onde a diminuição do tamanho da área irradiada conduz a perfis de difração que não permitem avaliar as variações $\Delta\theta$. Na chapa do aço A soldada com solda elétrica foram efetuadas tentativas de medição com a janela de 3 x 1 mm, principalmente na região da borda da solda onde surgem os maiores gradientes de tensão. A maioria destas tentativas não apresentou sucesso. Todavia, mantem-se na Figura 4 os resultados que puderam ser avaliados, neste caso, verifica-se que apresentam coerência com os da janela de 6 x 1,5 mm.

Sobre os cordões de solda, devido suas irregularidades superficiais e a curvatura do "reforço" as medições são dificultadas. Para contornar este problema, medidas foram efetuadas em locais escolhidos contendo menor rugosidade e dispondo de planicidade na área irradiada. Consequentemente, estes passam a ser planos de medição que não correspondem ao plano da chapa. Medidas sobre os cordões de solda em geral apresentam maior dispersão nos resultados, independentemente das janelas empregadas e da qualidade dos perfis de difração obtidos. Por este motivo, nas Figuras 4, 5 e 6, sobre os cordões de solda, a curva indicativa da distribuição das tensões é mostrada tracejada. Desta forma, na medição das tensões residuais na soldagem por difração de raios-X a confiabilidade das medições depende do material sob avaliação, da área irradiada necessária a "percepção" dos gradientes de tensão que é limitada

pelo tamanho de grão e pelas características superficiais do local de medição. Sob considerações restritas aos parâmetros práticos indicados no trabalho, considera-se estimativamente o êrro das medições em $\pm$ 20 N/mm^2 para o aço A e $\pm$ 15 N/mm^2 para o aço B, isto para as regiões sob medição que apresentam planicidade e regularidade superficial.

4. CONCLUSÃO

Conquanto a determinação de tensões por difração de raios-X seja adequada para avaliação de tensões residuais macroscópicas nos cordões de solda, o emprego desta técnica necessita ser criteriosamente conduzida quando almeja-se confiabilidade nos resultados. Considerações devem ser efetuadas quanto as características microestruturais do material sob avaliação, presença de gradientes de tensão, aspectos superficiais do local de medição e adequação geométrica do método à natureza da componente de tensão que se pretende avaliar na junção soldada.

5. BIBLIOGRAFIA

ANTUNES, A. E. B., Tensões Residuais na Soldagem, Aspectos Básicos, *J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences*, Vol 17, nº 4, pp. 394-403, 1995.

ANTUNES, A. E. B., Emprego de um Difratômetro ψ Baseado no Método do sen^2 ψ, para Determinação de Tensões por Difração de Raios-X, *XL Congresso Anual da ABM*, Rio de Janeiro, 1985.

ANTUNES, A. E. B., Estudo dos Fenômenos que Contribuem para a Formação de Tensões Residuais nas Junções Soldadas em Aços, *Tese de D. Sc., COPPE-UFRJ*, Rio de Janeiro, 1983.

De GARMO, E. P., MIRIAN, J. L., JONASSEN, F., The Effect of Weld Length upon the Residual Stresses of Unrestrained Butt Weld, Welding Journal, Vol. 25, nº 8, Res.Suppl., pp. 485-491, 1946.

FANINGER, G., HAUK, V. MACHERAUCH, E., WOLFSTIEG, U., Empfehlung zur Praktischen Anwendung der Methode der Röntgenographischen Spannungsermittlung (bei Eisenwerkstoffen), *Härterei-Techn. Mitt.*, Bd. 31, pp 109-111, 1976.

MACHERAUCH, E., MÜLLER, P., Das sin^2 ψ Verfahren der Röntgenographischen Spannungsmessung, *Z. Angew. Physik*, Bd. 13, pp. 305-312, 1961.

WOLFSTIEG, u., Stand und Möglichkeiten der Röntgenographischen Spannungsanalyse, *VDI-Berichte* nº 313, pp.217-226, 1978.

WOLFSTIEG, U., ψ-Goniometer, Härterei-Techn. Mitt., Bd. 31, pp. 12-22, 1976.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB375

EFEITO DAS DISTORÇÕES SOBRE A DISTRIBUIÇÃO DAS TENSÕES RESIDUAIS NA SOLDAGEM / *DISTORTIONS EFFECTS ON WELDING RESIDUAL STRESSES DISTRIBUTIONS*

AUGUSTO EDUARDO BAPTISTA ANTUNES
UNESP - Campus de Guaratinguetá, Faculdade de Engenharia
CEP.: 12500-000 - Guaratinguetá, Estado de São Paulo
e-mail: lidia@ieav.cta.br

Abstract

In the welded steel sheets by shielded metal-arc welding and by oxyacetylene torch, the distortions were recorded and the residual stresses by X-rays diffraction measured. Thus, it was possible to show how the differents forms of distortions affect the macroscopic residual stresses distributions in welding junctions

Keywords

Welding, residual stresses, distortion.

1. INTRODUÇÃO

Na soldagem, sempre existirão tensões residuais macroscópicas e microscópicas. Entretanto, na maioria dos casos práticos, quando se fala de tensões residuais são consideradas apenas as tensões residuais macroscópicas. Entende-se por tensão residual macroscópica num metal, aquelas que são homogeneamente distribuidas numa grande região do material, ou seja, distribuidas em vários grãos (Antunes, 1995). Relativo as tensões residuais macroscópicas de um corpo, as forças internas e seus momentos estão em equilíbrio. Com a alteração da forma do corpo, acomodam-se as tensões residuais para restabelecer o equilíbrio de forças internas e seus momentos. Desta forma, sob a ação das tensões térmicas durante e após soldagem e da própria reação as tensões residuais que se produzem, resultam alterações de forma (distorções) e assim, as distribuições das tensões residuais macroscópicas nos cordões de solda harmonizam-se para reconfigurar a condição de equilíbrio. A magnitude deste efeito é demonstrada neste trabalho em chapas soldadas por solda elétrica com eletrodo revestido e com aquecimento com maçarico oxigênio-acetileno "simulando" a soldagem. Após soldagem foram registradas as distorções e medidas as distribuições das tensões residuais longitudinais σ_y perpendicularmente ao cordão de solda no meio da chapa. As tensões residuais foram determinadas por difração de raios-X.

2. PARTE EXPERIMENTAL

As chapas de aço empregadas no trabalho contém 0,2 % C e 0,8 % Mn e pertencem a classe dos aços estruturais com tensão de escoamento mínimo de 250 N/mm^2. As amostras para avaliação das tensões residuais foram obtidas a partir de soldagem elétrica e com maçarico oxigênio-acetileno. A soldagem elétrica manual com eletrodo revestido foi efetuada em chapas de 3 mm de espessura, 240 mm de comprimento e 110 mm de largura, soldadas ao longo da maior dimensão, formando uma amostra com 240 x 240 mm. Empregou-se eletrodos AWS E 6013, com diâmetro de 3,25 mm, em soldagem com corrente contínua a 100 A.

Com o maçarico oxigênio-acetileno foi "simulada" a soldagem em chapas com espessura de 2 mm, 220 mm de comprimento e 110 mm de largura, aquecidas ao longo de seu eixo maior (linha de aquecimento) como se fosse um cordão de solda. Por intermédio de termopares, as temperaturas máximas foram registradas e são indicadas nas legendas das Figuras 6,7 e 8. Após soldagem, foram registradas as distorções nas chapas, posteriormente levemente "decapadas" com solução ácida diluida e medidas as tensões residuais longitudinais σ_y. As tensões residuais foram determinadas por difração de raios-X por meio difratométrico, segundo o método do $sen^2 \psi$ (Antunes, 1985). As seguintes amostras foram elaboradas:

Amostra 1 e Amostra 2 - soldagem elétrica sob condições idênticas
Amostra 3 - chapa aquecida a 600 °C
Amostra 4 - chapa aquecida a 1000 °C

Os resultados das medições das tensões residuais e das distorções nas respectivas amostras são apresentados nas figuras:

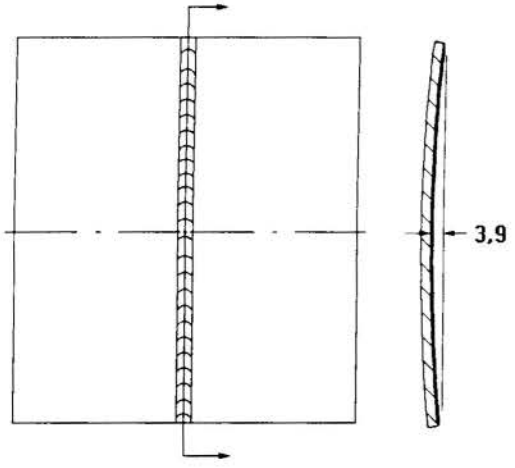


Figura 1 - Amostra 1. Distorção da amostra soldada após resfriamento para a temperatura ambiente. Desenho esquemático fora de escala.

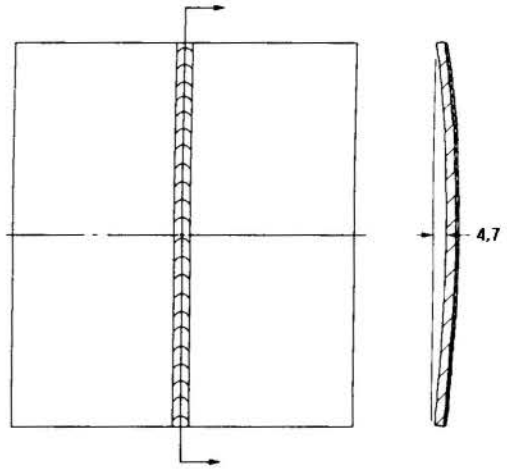


Figura 2 - Amostra 2. Distorção da amostra soldada após resfriamento para a temperatura ambiente. Desenho esquemático fora de escala.

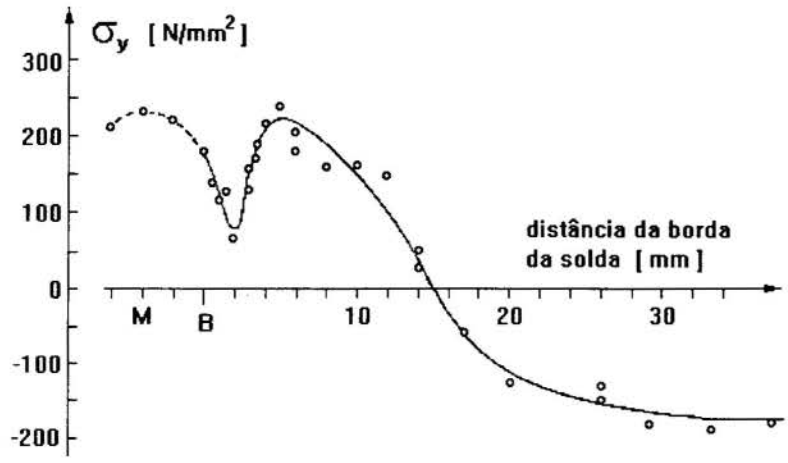


Figura 3 - Amostra 1. Distribuição das tensões residuais longitudinais na superfície superior da amostra.

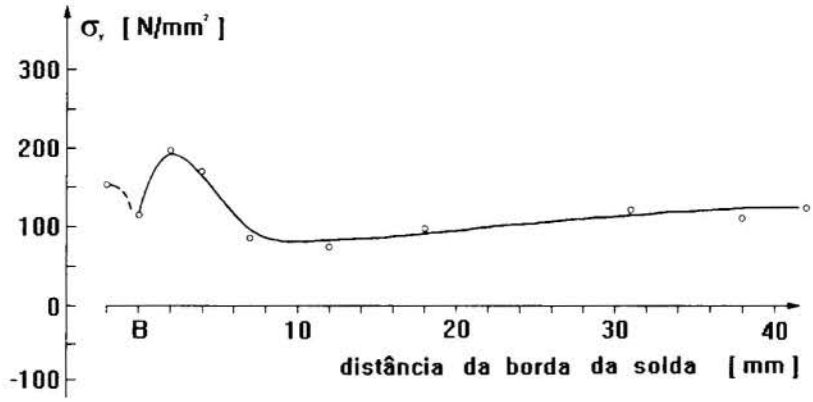


Figura 4 - Amostra 1. Distribuição das tensões residuais longitudinais na superfície inferior da amostra.

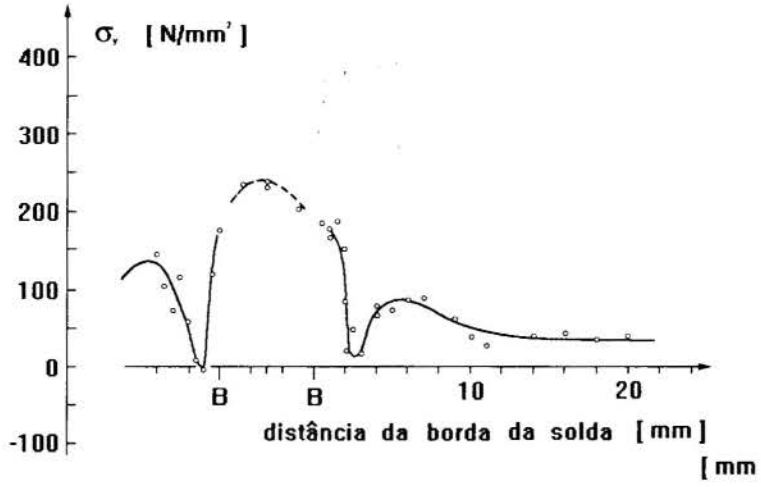


Figura 5 - Amostra 2. Distribuição das tensões residuais longitudinais na superfície superior da amostra.

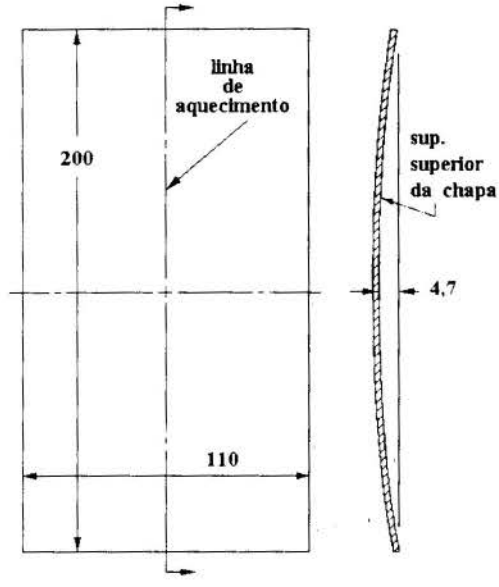


Figura 6 - Amostra 4. Distorção da chapa aquecida a 1000 °C, após resfriamento para a temperatura ambiente. Desenho esquemático fora de escala

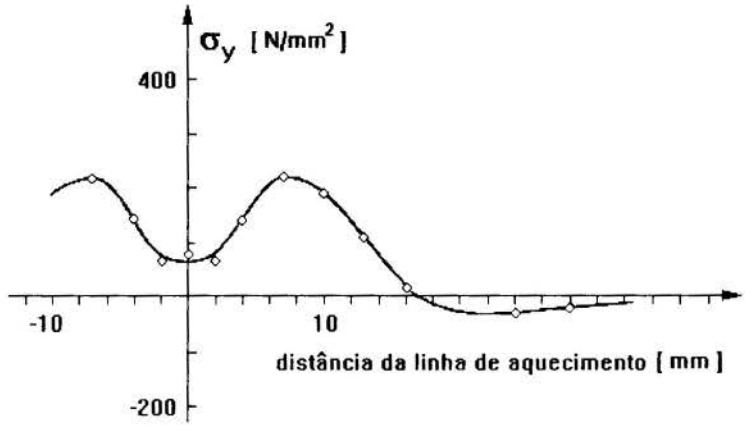


Figura 7 - Amostra 3. Chapa aquecida a 600 °C. Distribuição das tensões residuais longitudinais na superfície superior da amostra.

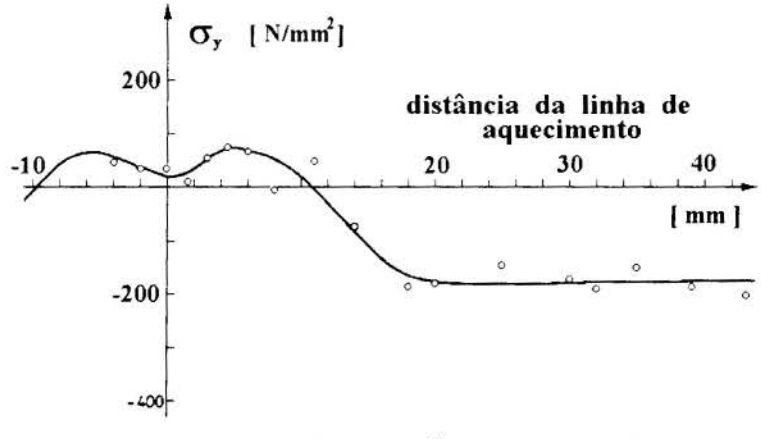


Figura 8 - Amostra 4. Chapa aquecida a 1000 °C. Distribuição das tensões residuais longitudinais na superfície superior da amostra.

3.COMENTÁRIO

O trabalho pretende demonstrar o efeito das distorções sobre a distribuição das tensões residuais na soldagem; buscando sinteticamente este objetivo não se atêm aos fenômenos mecânicos e metalúrgicos que induzem à formação das distorções e tensões residuais, nem a interpretação das distribuições de tensões residuais que se apresentam.

Verifica-se na Figura 1, que na Amostra 1 o cordão de solda sofreu um arqueamento para baixo, relativo ao plano original da superfície superior da amostra. Na Amostra 2, que foi soldada sob condições idênticas, a Figura 2 mostra ao contrário , um arqueamento para cima. A ocorrência de distorções na soldagem com mais de uma configuração final estável indica que no processo de distorção ocorre flambagem da chapa. Além disso, as deformações por flambagem são normalmente grandes (Vinokurov, 1977), tal como ocorreu com as amostras sob consideração. As deformações na soldagem estão relacionadas à espessura das chapas, a restrição à deformação das mesmas por intermédio de "reforços" na estrutura e aos parâmetros da soldagem, particularmente a densidade de energia do processo de soldagem (Malisius, 1977; Masubuchi, 1980). Na soldagem, a atuação completa dos diferentes mecanismos que causam distorção é complexa. As alterações de forma geradas na amostra surgem durante a formação das tensões térmicas iniciais que ocorrem durante a soldagem. Estas alterações de forma continuam no posterior período de resfriamento, acomodando as variações das tensões térmicas, as tensões oriundas de transformações metalúrgicas e as das resultantes tensões residuais.

Observa-se na Figura 3 que as tensões residuais na Amostra 1 a partir de 15 mm da borda da solda tornam-se negativas e além de 20 mm ocorrem tensões de compressão da ordem de 150 N/mm^2. Na amostra 2 não ocorrem tensões residuais de compressão e a partir de 10 mm as tensões apresentam-se constantes, da ordem de 50 N/mm^2. Estas diferenças na distribuição das tensões entre as Amostras 1 e 2 estão associadas a desigual configuração final das Amostras oriunda de distorções com participação de mecanismos de flambagem. Os arqueamentos apresentados pelas Figuras 1 e 2 extenderam-se até as bordas da chapa (bordas paralelas ao cordão de solda). Assim, pela Figura 1 pode-se imaginar, analogamente a uma viga fletida, que a superfície superior da chapa conteria na direção longitudinal tensões de compressão e na superfície inferior tensões de tração. Nesse sentido, existe coerência na configuração da Figura 1 com a distribuição das tensões residuais na superfície superior da Amostra 1, Figura 3, que passa a apresentar tensões de compressão a partir de 15 mm da borda da solda. Também com a distribuição das tensões residuais na superfície inferior da amostra, apresentada na Figura 4, que contém basicamente tensões de tração da ordem de 100 N/mm^2. Da mesma forma, existe coerência na configuração da Figura 2 referente a Amostra 2, que exibe curvatura inversa a da Figura 1 e assim, a distribuição das tensões residuais na superfície superior da amostra, Figura 5 apresenta apenas tensões de tração e tornam-se aproximadamente constantes além de 10 mm da borda da solda, da ordem de 50 N/mm^2. A analogia com uma viga fletida, tal como apresentado, justifica as diferenças entre as distribuições das tensões residuais longitudinais nas Amostras 1 e 2 em função de suas respectivas distorções. Certamente, as diferenças na distribuição das tensões residuais produzidas pelas distorções das amostras decorrem de fenômenos que extrapolam o simplório modelo de uma viga biapoiada fletida por suposto carregamento homogêneo.

A Figura 6 indica a distorção na Amostra 4 correspondente a chapa aquecida com maçarico a 1000 °C. Na amostra 3 referente a chapa aquecida a 600 °C a distorção não foi significativa. Considerando-se as Figuras 7 e 8, é interessante notar que a forma das curvas das distribuições das tensões são parecidas se o eixo das abcissas da Figura 8 for deslocado de

150 N/mm^2 para baixo. O rebaixamento da distribuição das tensões residuais da Amostra 4 está associado a sua distorção, Figura 6, que apresenta geometria similar a distorção da Amostra 1 efetuada com solda elétrica. Desta forma a configuração de equilíbrio entre a distribuição das tensões residuais e a distorção na Amostra 4 pode ser interpretada de modo semelhante à da Amostra 1. Assim, caso não ocorresse distorção na Amostra 4 sua distribuição de tensões seria semelhante a da Amostra 3, menos nas proximidades da linha de aquecimento, onde em decorrência da maior temperatura de aquecimento apresentam-se outros fenômenos causadores de tensões residuais. Por outro lado, nas Amostras 1 e 2, mesmo considerando suas distorções com arqueamentos inversos, as distribuições das tensões residuais sobre o cordão de solda e sua borda apresentam semelhanças. Neste caso, a soldagem elétrica com eletrodo revestido introduz fatores adicionais que participam na alteração da distribuição das tensões residuais nesta região, tais como: o reforço do cordão de solda, a presença da camada de escória, a geometria da poça de fusão, a heterogeneidade térmica local, etc.

4. CONCLUSÃO

Os resultados permitem demonstrar que a presença de distorções nas peças soldadas conduzem a modificações significativas na distribuição de tensões residuais. Em chapas de pequena espessura, a ocorrência de flambagem no processo de distorção pode conduzir à diferentes configurações geométricas das mesmas e desta forma, peças soldadas sob condições iguais passam a apresentar distribuição de tensões residuais distintas. Sobre cordões de solda e próximo a sua borda o nível e forma da distribuição das tensões residuais apresentam-se semelhantes, independentes da geometria da distorção

5. BIBLIOGRAFIA

ANTUNES, A. E. B., Emprego de um Difratômetro ψ, Baseado no Método do sen^2 ψ, para Determinação de Tensões por Difração de Raios-X, *XL Congresso Anual da ABM*, Rio de Janeiro, 1985.

ANTUNES, A. E.B., Tensões Residuais na Soldagem, Aspectos Básicos, *J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences*, Vol 17, nº 4, pp. 394-403, 1995.

MALISIUS, R., Schrumpfungen, Spannungen und Risse beim Schweissen, *Deutscher Verlag für Schweisstechnik (DVS)*, Düsseldorf, 1977.

MASUBUCHI, K., Analysis of Welded Structures, *Pergamon Press*, Oxford, 1980.

VINOKUROV, V. A., Welding Stresses and Distortion: Determination and Elimination, *The British Library Board*, 1977.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB25

UTILIZAÇÃO DOS CAMPOS DE TEMPERATURA GERADOS DURANTE A SOLDAGEM À ARCO PARA AUTOMAÇÃO DO PROCESSO/*THE USE OF TEMPERATURE FIELDS GENERATED DURING ARC WELDING FOR PROCESS AUTOMATION*

IVANILZA FELIZARDO & ALEXANDRE QUEIROZ BRACARENSE
Departamento de Engenharia Mecânica - UFMG - Belo Horizonte
CEP 312700-901 - Belo Horizonte, Brazil - E-mail: queiroz@vesper.demec.ufmg.br

Abstract

In arc welding process, the thermal energy from the electric arc is responsible for the fusion of the weld pool and for an abrupt thermal cycle in the adjacent unmelted metal. It is expected that the heat supplied by the arc should be sufficient for fusion affecting on minimum the rest of the material. However, one of the greatest problem resulted from the process is the occurrence of residual stresses. To evaluate the extension of the heating effect and looking for the development of a welding automation system, mathematical modeling can be applied. One objection however is that, the existent models are static and usually complex. Rosenthal's model is one of these existent models and despite it is static, it is very simple to apply. This paper presents a study of Rosenthal's model modification to describe the thermal profiles on the base metal produced "during" welding. With the modification, it was possible to verify the more suitable welding parameter to be used as a dynamic manipulated variable in a welding control system, looking forward to a robotics application.

Keywords

Soldagem robotizada, Modelamento analítico, perfis térmicos, tensões residuais, automação e controle.
Robot Welding, Analytical Modeling, Thermal Profile, Residual Stresses, Automation and Control

1. INTRODUÇÃO

A tecnologia de robótica é atualmente uma das áreas mais importantes na corrida para a produtividade e melhoria da qualidade de produtos soldados. Entretanto, tendo em vista a sofisticação dos manipuladores, um problema que tem sido discutido pela comunidade científica é que muitos dos procedimentos utilizados na soldagem robotizada têm sido simples adaptações dos procedimentos elaborados para serem utilizados por soldadores humanos (Bracarense, 1996a). Neste sentido, as tensões residuais, as quais representam um dos maiores problemas resultantes da soldagem mesmo sendo esta robotizada, podem ser minimizadas se for incluído o controle automático do processo, visto que a sua ocorrência é inevitável.

Na soldagem a arco, as parte dos metais a serem unidas são fundidas através do fornecimento de energia térmica formando a "poça de fusão". No final do processo de aquecimento, forma-se uma ligação entre as partes através do "cordão de solda". Imediatamente após o aquecimento e a fusão, inicia-se a solidificação e a contração da região que foi aquecida, introduzindo no material tensões térmicas. O acúmulo remanescente destas

tensões que alcançarem a tensão de escoamento do material, após este retornar à temperatura ambiente, serão as tensões residuais (Huber, 1956; Tall, 1964). Quantitativamente, o acúmulo das tensões térmicas, $\Delta\sigma_T$, pode ser definida como função do gradiente de temperatura, ΔT, do coeficiente de expansão linear, α_L, e do módulo de Young, E, podendo ser escrito por:

$$\Delta\sigma_T=\Delta T\alpha_L E \tag{1}$$

Portanto, o acúmulo das tensões térmicas é diretamente proporcional ao gradiente de temperatura. Caso este diminua, o acúmulo das tensões térmicas diminuirá e uma diminuição das tensões residuais poderá ocorrer. Experimentalmente, é possível comprovar que a geometria do cordão de solda e a largura da ZTA aumentam durante a soldagem, ou seja, a distribuição de temperatura varia no tempo (Bracarense, 1996b). De fato, o calor fornecido à placa se propaga por ela e como a fonte de calor se movimenta, ocorre um pré-aquecimento de regiões próximas a fonte e acredita-se então que, o aporte térmico possa ser alterado, durante o processo, compensando o pré-aquecimento e minimizando os gradientes de temperatura.

Uma descrição do fluxo de calor que ocorre na soldagem é essencial para predizer os efeitos térmicos resultantes do processo. Um ponto localizado próximo à junta soldada experimenta uma variação de temperatura devido à passagem da fonte de calor. A curva do histórico térmico deste ponto é denominada por "ciclo térmico". Ao conjunto de curvas de vários pontos em uma linha perpendicular à linha de fusão e em relação à fonte obtém-se uma nova curva, denominada por "perfil térmico". Através do perfil térmico, pode-se estimar a largura da poça de fusão e da ZTA, sendo possível conhecer a resposta metalúrgica do metal.

Devido à existência do pré-aquecimento do material durante a soldagem, os perfis térmicos desenvolvidos ao longo do processo são diferentes. Para que o aporte térmico possa ser alterado de forma a compensar este pré-aquecimento, é essencial que o modelo matemático descreva dinamicamente o processo. Além disto, deve-se especificar a variável a ser controlada e a variável a ser manipulada em um sistema de controle off-line ou mesmo on-line. A variável controlada deve ser aquela possível de ser medida, e a temperatura no metal de base enquadra-se nesta exigência. As variáveis manipuladas e testadas neste trabalho, onde simulou-se o controle off-line da soldagem, foram a corrente e a velocidade de soldagem.

2. MODELAMENTO ANALÍTICO

Entre as diversas soluções propostas para descrever a distribuição de calor, decorrentes do processo de soldagem, destaca-se a de Rosenthal (1941), descrita abaixo, que pode ser considerada uma das precursoras para o modelamento do processo.

$$T = T_o + \varphi(\xi, y, z)\exp(-\lambda\upsilon\xi) \tag{2}$$

Que para uma placa semi-infinita corresponde à:

$$T(R,\xi) = T_o + \frac{Q}{2\pi K}\frac{1}{R}\exp\left[-\frac{\upsilon}{2\alpha}(R+\xi)\right] \tag{3}$$

sendo:

$$R = \sqrt{\xi^2 + y^2 + z^2}; \quad \xi = x - \upsilon t; \quad Q = \eta IV; \quad \alpha = \frac{K}{\rho Cp}$$

Este modelo descreve a distribuição de temperatura de forma relativamente simples, porém estaticamente, pois foi obtido a partir da equação da condução de calor não transiente e para o estado térmico quase-estacionário. Neste caso, os perfis térmicos desenvolvidos não variam no tempo. Esta seria a situação ideal, onde desde o começo até o término do processo de soldagem, a distribuição de temperatura fosse sempre a mesma. Reconhecendo que o valor das temperaturas no metal de base aumentam no decorrer da soldagem e que somente através de um modelo matemático, que descreva esta situação, o controle do processo pode ser realizado, reformulou-se o modelo de Rosenthal para que passasse a ser solução da equação da condução de calor transiente. A forma satisfatória encontrada (Pinto, 1996) corresponde à:

$$T = T_o + \left[\varphi(\xi, y, z)\exp(-\lambda\upsilon\xi)\right]\left[1 - \exp(-\beta t)\right] \tag{4}$$

onde, β refere-se à uma constante adicional e t ao tempo, dados em segundos. Observa-se que, para t=0 a temperatura na placa é a temperatura inicial, T_o, e para $t=\infty$ é a descrita pela equação de Rosenthal. A Equação 4 descreve a variação da temperatura até que atinja o estado quase-estacionário. Pelo fato da condição inicial, ou seja, a temperatura inicial ser sempre T_o, os perfis térmicos descritos por esta equação, em qualquer posição ao longo do cordão de solda, são iguais e ainda para o estado quase-estacionário. Trata-se portanto, de uma equação, que mesmo tendo um termo transitório, não descreve dinamicamente o processo de soldagem.

Ao iniciar uma soldagem, o calor fornecido pelo arco elétrico, propicia a fusão localizada. Neste instante, o calor se propaga pela placa e um perfil térmico é desenvolvido. Quando a fonte de calor se movimenta, uma nova poça de fusão é formada, o calor se propaga e um novo perfil térmico é desenvolvido. O calor que se propagou, após a formação da primeira poça de fusão, aumenta a temperatura da placa nas regiões adjacentes, antes que a segunda poça se forme. O perfil térmico desenvolvido na segunda posição se difere da primeira pois, a condição inicial, isto é, a temperatura na placa nestas posições são diferentes. Portanto, os perfis térmicos desenvolvidos no decorrer do processo de soldagem, por possuírem condições iniciais diferentes, são diferentes e independem do estado térmico quase-estacionário ter sido alcançado ou não. A forma satisfatória encontrada para descrever, matematicamente, esta dinâmica do processo de soldagem corresponde à:

$$T = \underbrace{\left[T_o + \varphi(\xi, y, z)\exp(-\lambda\upsilon\xi)\right]}_{(a)}\underbrace{\left[1 - \exp(-\beta\Delta t)\right]}_{(b)} + \underbrace{Tr\exp(-\beta\Delta t)}_{(c)} \tag{5}$$

onde, Tr é uma temperatura de referência e Δt é um intervalo de tempo constante e necessário para que o calor fornecido pelo arco elétrico propicie a fusão localizada e a fonte se desloque para a posição posterior.

Observa-se que para $\Delta t=0$ o valor da temperatura será igual ao valor de Tr. Neste caso, pode-se dizer que a fonte de calor foi extinta e a distribuição de temperatura na placa será dada neste instante. Para $\Delta t=\infty$, retorna-se a equação de Rosenthal. Neste caso, a fonte de calor se deslocou por um comprimento suficientemente longo para que a distribuição de temperatura alcançasse o estado quase-estacionário.

O primeiro termo da Equação 5, ou seja (a), corresponde ao modelo de Rosenthal, o segundo termo, (b), é responsável a informar, para um dado Δt, qual será a temperatura alcançada. A Equação 5, considerando apenas os dois primeiros termos, (a) e (b), difere da Equação 4 pois, nesta a condição inicial é T_o e na Equação 5 é o termo (c) o responsável a informar a condição inicial encontrada pela fonte de calor. Para o caso da distribuição da temperatura em uma placa semi-infinita o modelo proposto neste trabalho corresponde à:

$$T(R,\xi) = \left[T_o + \frac{Q}{2\pi K}\frac{1}{R}\exp\left[-\frac{\upsilon}{2\alpha}(R+\xi) \right] \right]\left[1-\exp(-\beta\Delta t)\right] + Tr\exp(-\beta\Delta t) \quad (5)$$

3. RESULTADOS E ANÁLISE DOS RESULTADOS

As simulações das Equações 3 e 5 foram realizadas em ambiente MATLAB. O valor dos parâmetros utilizados estão listados na Tabela 1. Os parâmetros relacionados ao processo foram escolhidos tendo como referência o processo GMAW (Cary, 1989) e os relacionados ao material foram escolhidos tendo como referência um aço com baixo teor de carbono (CRC, 1992).

Tabela 1: Parâmetros utilizados nas simulações

Relacionados com o processo	Relacionados com o material
I=260 A (corrente)	*K=0,054 J/smm°C (condutividade térmica)*
V=33 V (tensão do arco)	*α= 15 mm²/s (difusividade térmica)*
υ =5 mm/s (velocidade de soldagem)	*T_o=25,4 °C (temperatura inicial)*
η= 0,85 (rendimento do processo)	*T_f= 1500 °C (ponto de fusão)*

Em relação às dimensões do material, admitiu-se que o cordão de solda teria 250 mm de comprimento e as temperaturas calculadas foram obtida até 50 mm lateralmente à linha de fusão e na superfície da placa, ou seja, $x_{máx}$ = 250 mm, $y_{máx}$ = 50 mm e z = 0.

As temperaturas alcançadas na placa que descrevem qual o perfil térmico desenvolvido correspondem às obtidas ao lado da fonte de calor. Sendo assim, a Equação 3 foi utilizada para calcular somente as temperatura correspondentes a ξ = 0. Além disto, admitiu-se que a fonte percorreria todo o comprimento proposto para o cordão de solda. Desta forma, para cada localização da fonte , ou seja, para cada valor de x_o entre 0 e 250 mm, as temperaturas obtidas para ξ=0, com y variando de -50 até 50 mm e z=0, obteve-se um perfil térmico e todos foram colocados na mesma figura, conforme mostrado na Figura 1.

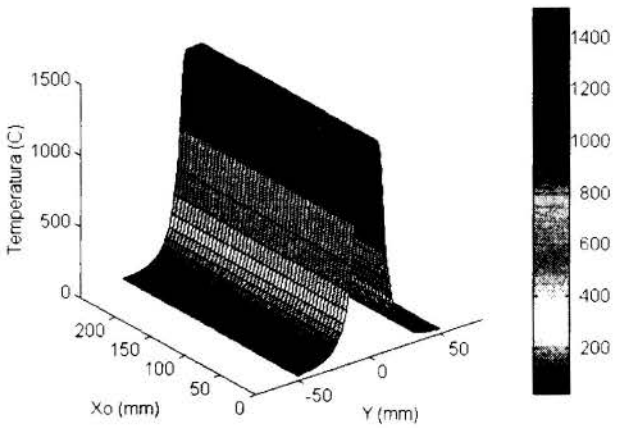


Figura 1: Perfis térmicos utilizando a Equação 3

Como trata-se de um modelo estático, os perfis térmicos e portanto, a largura do cordão de solda e de regiões a diferentes temperaturas não variam no tempo, como pode ser confirmado observando a Figura 1. Definindo as linhas que separam estas regiões por isotermas, pode-se dizer que as isotermas são constantes durante o processo, situação que somente acontece no estado quase-estacionário. Na prática, as isotermas tendem para o estado quase-estacionário, porém em muitos casos, o comprimento do cordão de solda é tal que não há tempo suficiente para o estado térmico quase-estacionário ser alcançado.

Para a simulação da Equação 5 necessita-se da determinação de Δt e β. Por se tratar de um estudo exploratório, admitiu-se que Δt seria de 1 segundo e para determinar o valor de β, testes experimentais foram realizados. Utilizando o processo GMAW, soldas sobre chapa de

aço de baixo carbono e de dimensões tais que simulasse uma chapa semi-infinita (400x160x20 mm), foram realizadas utilizando os mesmos parâmetros citados na Tabela 1.

Além disto, três termopares foram soldados sobre chapa, simulando a situação de z=0. O primeiro termopar foi soldado em x_o=30 mm, o segundo em x_o=120 mm e o terceiro em x_o=210 mm. Todos sobre uma linha paralela à linha central onde seria depositado o cordão de solda, ou seja, a y_o=20 mm. O valor da temperatura de interesse, que possibilitou estabelecer o valor de β e também utilizado para futuras comparações, correspondeu ao valor medido por cada termopar quando a fonte de calor passou ao seu lado.

Tabela 2: Resultados das temperaturas encontradas

Posição (mm)	Experimental (°C)	Equação 3 (°C)	Equação 5 (°C)
30	*51,3*	*228,4*	*48,2*
120	*93,8*	*228,4*	*95,7*
210	*120,9*	*228,4*	*130,7*

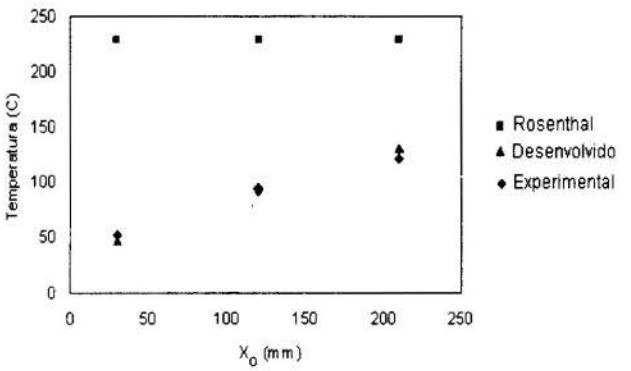


Figura 2: Comparação entre os valores das temperaturas encontradas

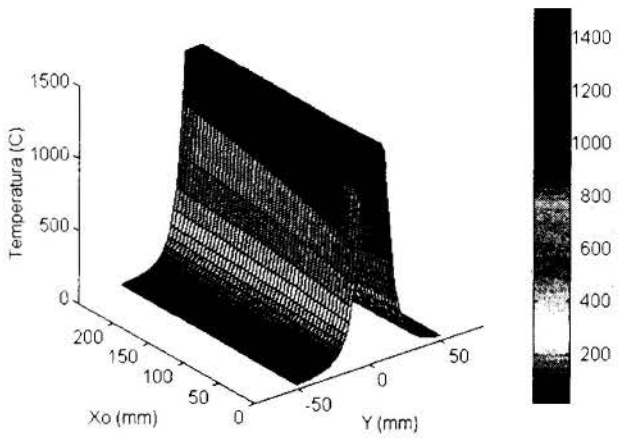


Figura 3: Perfis térmicos utilizando a Equação 5

Através de um processo iterativo, simulou-se a Equação 5 e para que os valores obtidos fossem compatíveis com os valores experimentais, um valor de 0,0034 foi encontrado para β. Utilizou-se também a Equação 3 para calcular o valor das temperaturas nas posições citadas. Os valores das temperaturas obtidas experimentalmente, através das Equações 3 e 5 estão apresentados na Tabela 2 e a Figura 2 mostra os resultados apresentados nesta tabela.

Observa-se que o modelo de Rosenthal, apesar de indicar a situação ideal para a realização de uma solda, superdimensiona os valores das temperaturas encontrados. Observando os valores obtidos experimentalmente, comprova-se o aumento da temperatura na placa no decorrer do processo, visto que estas foram medidas em posições eqüidistantes à linha de fusão. Observa-se ainda que o modelo desenvolvido neste trabalho descreveu razoavelmente bem o processo na prática.

A Figura 3 mostra os perfis térmicos obtidos através da simulação da Equação 5. Observa-se através desta figura, o período transiente do processo, confirmando o fato dos perfis térmicos desenvolvidos ao longo do cordão de solda serem diferentes e observa-se ainda que o comprimento proposto para o cordão de solda, x_o=250 mm, não é suficiente para o estado térmico quase-estacionário ser alcançado. Comparando as Figuras 1 e 3, observa-se nitidamente que a Equação 3 superdimensiona os valores das temperaturas obtidas.

Reconhecendo que a temperatura no metal de base aumenta no decorrer do processo, o propósito de desenvolver um modelo matemático que descreva a distribuição de temperatura

na placa dinamicamente é que a partir deste modelo alterações nos parâmetros de soldagem, tais como corrente e velocidade de soldagem, podem ser feitas de forma a compensar o pré-aquecimento e minimizar efeitos térmicos resultantes da soldagem.

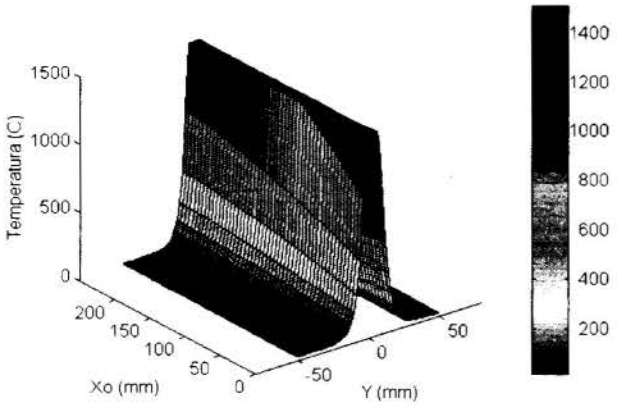


Figura 4: Perfis térmicos utilizando a velocidade de soldagem igual a 10 mm/s

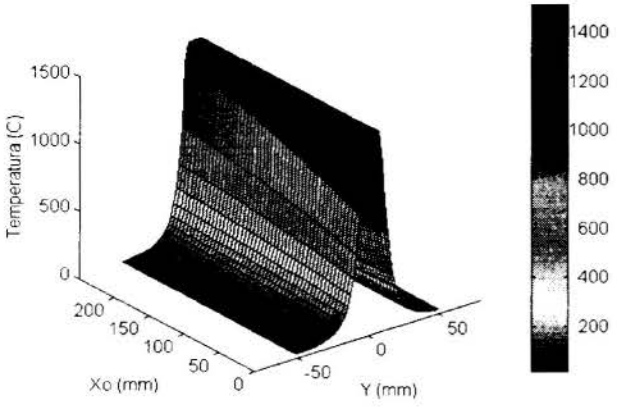


Figura 5: Perfis térmicos utilizando a corrente igual a 200 A

Uma maneira de compensar o pré-aquecimento durante a soldagem é diminuir o aporte térmico e uma maneira de diminuir o aporte térmico é aumentar a velocidade de soldagem e/ou diminuir a corrente. Desta forma, a Equação 5 foi simulado para uma velocidade de soldagem maior e para uma corrente menor em relação aos valores citados na Tabela 1. A Figura 4 mostra os perfis térmicos obtidos para uma velocidade de soldagem igual a 10 mm/s e a Figura 5 os obtidos para uma corrente igual a 200 A, ambos mantendo os demais parâmetros, citados na Tabela 1, iguais. Comparando as Figuras 4 e 5 com a Figura 3 observa-se que a largura do cordão de solda diminui, sendo que esta diminuição é mais evidente quando houve o aumento da velocidade de soldagem (Figura 4).

Diminuindo o aporte térmico, os efeitos térmicos resultantes da soldagem podem ser menores do que os encontrados quando o aporte térmico é maior para um mesmo material. Na prática contudo, em certas situações, duas estruturas soldadas para um mesmo fim, podem ser realizadas com aporte térmicos diferentes, porém sem apresentar uma diferença expressiva na largura do cordão de solda. Entretanto, nos casos simulados, não houve o controle da temperatura na placa. Tanto a corrente quanto a velocidade de soldagem não foram manipuladas no decorrer do processo.

Sendo assim, durante a simulação da Equação 5, alterações sucessivas foram feitas com estes parâmetros admitindo que, estas alterações representariam a manipulação destes parâmetros no controle da soldagem. Desta forma, objetivou-se minimizar os gradientes de temperatura obtidos na placa, porém mantendo a largura do cordão de solda próxima à mostrada na Figura 3.

A Figura 6 mostra o que ocorre com os perfis térmicos aumentando a velocidade de soldagem gradativamente de 5 mm/s até uma velocidade de 10 mm/s. A Figura 7 mostra o que ocorre com os perfis térmicos diminuindo a corrente gradativamente de 260 A até uma corrente de 200 A. Comparando as Figuras 6 e 7 com a Figura 3 observa-se que as isotermas tendem a ficar paralelas mais rapidamente, o que mostra que as temperaturas obtidas no metal de base foram minimizadas e que a diferença da largura do cordão de solda, nas três figuras, não é expressiva. Adicionalmente, comparando a Figura 6 com a 7 observa-se que manipulando a velocidade de soldagem, as isotermas tendem a ficar paralelas mais rápido do que manipulando a corrente.

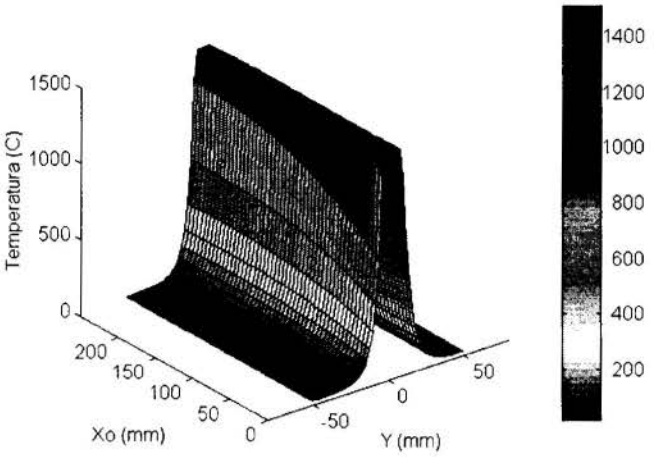


Figura 6: Perfis térmicos manipulando a velocidade de soldagem

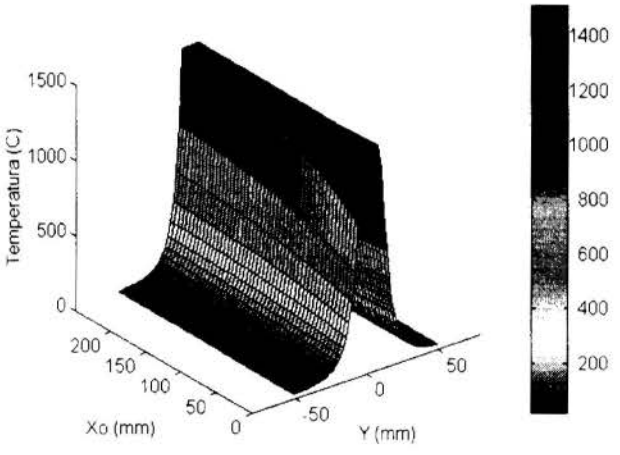


Figura 7: Perfis térmicos manipulando a corrente

Tabela 3: Valores da temperatura variando a corrente e a velocidade de soldagem

Posição (mm)	Temp. (°C)	Velocidade (mm/seg)	Temp. (°C)	Corrente (A.)
30	*46,0*	*5,6*	*47,8*	*252,8*
120	*72,5*	*7,4*	*91,5*	*231,2*
210	*77,6*	*9,2*	*119,2*	*209,6*

A Tabela 3 mostra os valores calculados para a temperatura nas mesmas posições pré-estabelecidas anteriormente para a localização dos termopares e os valores da velocidade e da corrente de soldagem utilizados. Observando os valores das temperaturas desta tabela e comparando com os valores da Tabela 2, confirma-se que o aumento da temperatura no metal de base foi minimizado, quando simulou-se o controle do processo.

Deve-se destacar que, a velocidade de soldagem final utilizada na simulação da Equação 5 foi o dobro da inicial e a corrente final foi reduzida em 33%. Na posição x_o=210 mm e y_o=20 mm, a temperatura obtida, sem a manipulação dos parâmetros durante a simulação da Equação 5, foi de 130,7 °C (Tabela 2). Manipulando a corrente, a temperatura obtida na mesma posição foi de 119,2 °C (Tabela 3), o que corresponde a uma redução da temperatura de aproximadamente 9%. Manipulando a velocidade de soldagem, a temperatura obtida foi de 77,6 °C (Tabela 3), o que corresponde a uma redução da temperatura de aproximadamente 60%.

Observa-se portanto, que aumentando-se a velocidade de soldagem durante o processo, o aumento da temperatura no metal de base é menos abrupto do que quando diminui-se a corrente. Sabe-se que o calor suprido pela soldagem deve ser suficiente para a formação do cordão de solda, porém afetando ao mínimo o restante da peça. Desta forma, manipulando a corrente e principalmente a velocidade de soldagem, este objetivo é alcançado.

4. CONCLUSÕES

O modelo desenvolvido neste trabalho foi capaz de descrever o processo de soldagem na prática.

Utilizar a corrente ou a velocidade de soldagem como variáveis de manipulação, durante o processo de soldagem, para que a temperatura possa ser controlada, é uma proposta viável. Entretanto, com os equipamentos convencionais de soldagem, projetar um sistema de controle

para ser adaptado ao equipamento, além de estabelecer o modo pelo qual a corrente ou a velocidade de soldagem possa ser manipulada durante a soldagem, provavelmente, não seja uma tarefa fácil.

Os processos de soldagem tendem a serem robotizados e o processo GMAW é um dos processos que se destaca neste avanço. Mesmo assim, a manipulação da corrente implica em ajustagem na máquina de soldagem. Entretanto, a manipulação da velocidade de soldagem implica em alterações na programação do robô. A velocidade de soldagem será nada mais nada menos que a própria velocidade do manipulador.

Além disto, manipulando a velocidade de soldagem os gradientes de temperatura encontrados no metal de base são menores do que manipulando a corrente. Sendo assim, acredita-se que a velocidade de soldagem é a variável mais adequada a ser manipulada no controle da temperatura na placa e esta proposta torna-se ainda mais evidente quando a soldagem for robotizada.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BRACARENSE, A.Q. *Conversa privada: Evolução dos processos de soldagem*, Belo Horizonte, Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, 1996a.

BRACARENSE, A.Q. *Relatório de avaliação técnica*: Avaliação das causas de trincamentos de cordões de solda estruturais do eixo traseiro 178, Belo Horizonte, Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, p.11-49, dezembro 1996b.

CARY,H.B. *Modern welding tecnology*. USA, A Division of Simon & Schuster, Englewood Cliffs, New Jersey. 2 ed., p. 151, 1989

CRC. *Handbook of chemistry and physics*. USA, CRC Press, Inc. 72 ed., p. 12.1-12.139, 1992.

HUBER, A.W. *Residual stresses in wide flange beams and columns*, Lehigh University, Fritz Lab. Report, p. 220-225, julho, 1956.

PINTO, R.L.U.F. *Conversa privada: Modelamento matemático*, Belo Horizonte, Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, 1996.

ROSENTHAL, D. *Mathematical theory of heat distribuition during weding and cutting*, Welding Journal, 20(5), p.220-234, maio, 1941.

TALL, L. *Residual stresses in welded plates: A theoretical study*. Welding Journal 43(1), p.10-23, janeiro, 1964.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB15

OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS DE SOLDAGEM NO PROCESSO GMAW UTILIZANDO ANÁLISE ESTÁTICA E REDES NEURAIS / *OPTIMISATION OF GMAW PARAMETERS USING STATISTIC ANALYSIS AND NEURAL NETWORK.*

Marcelo Elias, M. L. Siqueira e Sadek C. Absi Alfaro
Universidade de Brasília, GRACO: Grupo de Automação e Controle, ENM-FT-UnB. CEP 70.910-900, Brasília - DF. Brasil – E-mail: sadek@jazz.graco.unb.br

Abstract

This work has two main purposes. Firstly, identify operating envelopes for GMAW (Gas Metal Arc Welding) process in commercial sheet steels produced in Brazil with 3,0 mm thickness. Secondly, establish mathematical relations between welding parameters and welding dimensions, besides their performance in welded joints; for doing that, some pre-determined conditions were established: such as shielding gas, electrode diameters and weld position. In this work was also verified if a commercial power source is efficient or not when used in semi-automatic process. The experimental methodology was planned using factorial design. The steel's plates were welded in butt weld position and aided by a machinery tool, which was adapted to operate in the weld speed. The welding controlled parameters were current, tension and travel speed. The analysed parameters were based on the bead geometry and resistance of the weld joint. The mathematical models were determined by multiple regression and neural network which shows to be useful in optimise the welding parameters and the mechanical resistance of welding joint and bead geometry.

Keyword

Automation, Optimisation, Welding, Factorial Design, Multiple Regression Analysis, Neural Network

1. INTRODUÇÃO

As chapas de aço-carbono são largamente utilizadas pela indústria brasileira porque elas podem ser rapidamente transformadas em formas soldadas complexas. O processo de soldagem GMAW (Gas Metal Arc Welding) é um dos mais utilizados para soldar estes tipos de aços, por causa da sua versatilidade, flexibilidade, produção e economia. Porém, com as mudanças significativas na composição e no processamento das chapas de aço estão ocorrendo problemas de soldagem e aumento das taxas de rejeição. A crescente aplicação de robôs de soldagem na automação industrial tem resultado em problemas que até então não tinham sido previstos.

O objetivo deste trabalho é determinar envelopes de trabalho e otimizar parâmetros para o processo de soldagem GMAW em chapas de aço comercial, além de verificar a eficiência de uma fonte de soldagem comercial, quando utilizada em um processo semi-automatizado. Para isso, foram pré-estabelecidas algumas condições tais como: gás de proteção, diâmetro do arame eletrodo, posição de soldagem e material a ser de soldado. A metodologia experimental

foi planejada utilizando a técnica de projetos fatoriais. O material utilizado foi o aço 1020 e a soldagem foi executada por uma fonte de soldagem do tipo comercial, auxiliada por um torno que foi adaptado para essa finalidade. As chapas foram soldadas na posição de topo e os parâmetros controlados foram tensão, corrente e velocidade de soldagem. Os parâmetros analisados foram a geometria (largura, reforço e penetração) e resistência (tração, dureza e compressão) do cordão de solda.

Quatro abordagens foram utilizadas: a primeira consistiu em determinar envelopes de trabalho para a fonte de soldagem com as condições pré-estabelecidas; a segunda consistiu em analisar os efeitos dos parâmetros de soldagem e de suas interações sobre a geometria e a resistência do cordão de solda utilizando, inicialmente, regressão múltipla; a terceira visou, com os resultados obtidos da segunda abordagem, testar a eficiência de uma rede neural do tipo *"back-propagation"* em reconhecer padrões para estabelecer condições ótimas de soldagem e comparar os modelos obtidos com os determinados via regressão múltipla; a última abordagem consistiu em determinar modelos matemáticos que mais concordaram com os pontos experimentais obtidos.

2. TÉCNICAS EMPREGADAS

2.1. Análise Estatística

De uma maneira geral, os processos de fabricação envolvem a transformação de matérias primas com determinadas formas geométricas e propriedades em produtos acabados com características pré-definidas. É necessário que se tenha controle sobre o processo para a obtenção de produtos com a qualidade desejada. (Alfaro, et al., 1995).

Como o processo de soldagem é complexo, se faz necessário a determinação das funções que relacionem as variáveis de entrada (independentes) com as variáveis de saída (dependentes), de forma a prever as propriedades bem como a geometria em função das variáveis de controle deste processo.

A análise estatística experimental é um instrumento para obtenção de modelos matemáticos, que representam um processo ou alguns aspectos de um processo por uma seleção de equações determinísticas ou probabilísticas, fornecendo relações quantitativas entre os parâmetros mais importantes do processo e as respostas desejadas.

O *"Fatorial design"* (planejamento fatorial) tem sido utilizado para superar problemas, tais como: erro experimental e fatores incontroláveis ou ruídos que foram sucessivamente acumulados e correlatos no erro do experimento além de que, em um experimento completo ou réplica, todas as combinações possíveis dos níveis dos fatores são investigados. A técnica fatorial é uma técnica no qual diversas variáveis são controladas e os efeitos de cada nível em que se encontra a variável é investigado, utilizando-se o menor número possível de ensaios experimentais.

Como o projeto experimental permite ao pesquisador a análise dos dados e adotará uma aproximação para construir o modelo empírico com a coleção de dados e depois validá-los. Dentre os mais utilizados tem-se a **Análise de regressão**, que é uma técnica estatística utilizada para investigar e modelar a relação entre variáveis, de modo a ajustar modelos relacionando uma variável dependente (resposta) a uma variável independente (fator).

2.2. Redes Neurais

A origem da teoria de Redes Neurais remonta aos modelos matemáticos e aos modelos de engenharia de neurônios biológicos. Redes neurais artificiais são modelos de neurônios semelhantes aos do cérebro humano. São projetadas para simular diretamente a operação do cérebro e portanto melhorar a tomada de decisão. Isto é alcançado aplicando-se fatores de peso para cada um dos elementos que influencia a decisão.

Redes neurais são caracterizadas por sua capacidade em reconhecer padrões. Uma rede neural, após seu treinamento, pode associar o conjunto das informações dadas nas entradas com um certo padrão de saída, o que aliado às facilidades de implementação e de integração com sistemas não-neurais torna a sua utilização em sistemas de controle de processos bastante vantajosa (Werbos, 1993).

A grande vantagem da aplicação das redes neurais é a capacidade das mesmas em processar grandes quantidades de informações extremamente complexas com muita rapidez e pouca interferência de ruído.

Redes neurais são construídas através de treinamento que podem ser supervisionados ou não supervisionados, isto é, no primeiro tipo são apresentados amostras de dados na forma de entradas e saídas conhecidas à rede e os pesos dos neurônios são sistematicamente ajustados para corretamente mapear os valores da entrada em valores de saída. Já na segunda categoria de treinamento, não são apresentados à rede as respostas esperadas.

Pela monitoração do erro é possível avaliar a convergência no treinamento da rede. Uma vez que o erro cometido tenha atingido uma faixa aceitável já estabelecida, deve-se proceder o teste da rede neural. Este consiste em apresentar à rede novos valores de entrada, distintos daqueles utilizados no treinamento. As respostas calculadas são comparadas, pelo usuário, com aquelas esperadas. Assim é possível verificar se a rede neural pode ser aplicada a casos genéricos.

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Foram selecionadas duas chapas de aço carbono ABNT 1020 com o objetivo de garantir a aleatoriedade dos dados. Em ambas, foram observados e marcados o sentido de laminação.

Como um dos objetivos do trabalho era desenvolver um sistema de soldagem semi automatizado de baixo custo, foi desenvolvido tal sistema e este é ilustrado de maneira esquemática na figura 1.

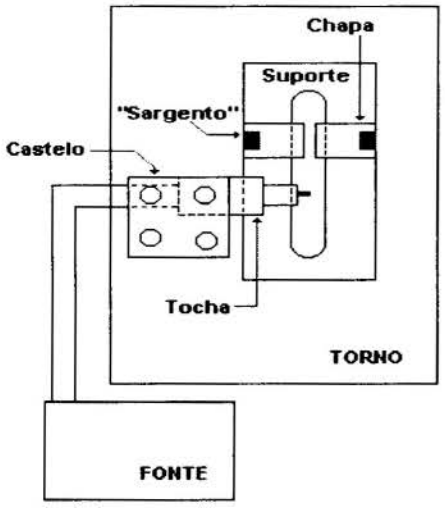


Figura 1. Esquema básico do sistema semi-automatizado de soldagem desenvolvido

Este sistema desenvolvido é um sistema bem simples que pode ser aplicado em qualquer indústria, já que todos os equipamentos envolvidos normalmente estão disponíveis na mesma. A fonte e o cilindro de gás foram dispostos de maneira a não atrapalhar o operador, cuja função foi de apenas acionar o gatilho. O torno forneceu a velocidade constante de translação da tocha de soldagem.

Tendo em vista a otimização da geometria do cordão, dureza e resistência a tração e compressão, foram escolhidos 3 níveis para tensão, 4 níveis para a corrente e 2 velocidades de soldagem. Estes níveis foram adotados desta maneira porque com qualquer

combinação entre eles resultava em corpos de prova soldados. Com isto, obteve-se um projeto fatorial completo de 24 réplicas: $3^1 . 4^1 . 2^1 = 24$ réplicas. Os valores adotados encontram-se na tabela 1.

Tabela 1 - Valores dos ajustes da velocidade de alimentação do arame, tensão e velocidade de translação da tocha utilizados nos experimentos.

Parâmetros de soldagem	Níveis			
	Mínimo	Médio	Médio	Máximo
Veloc. Alim. Arame (m/min)	3.2	4.0	4.8	5.6
Tensão (V)	19	20	--	21
Veloc. Transl. (mm/s)	7.55	--	--	11.17

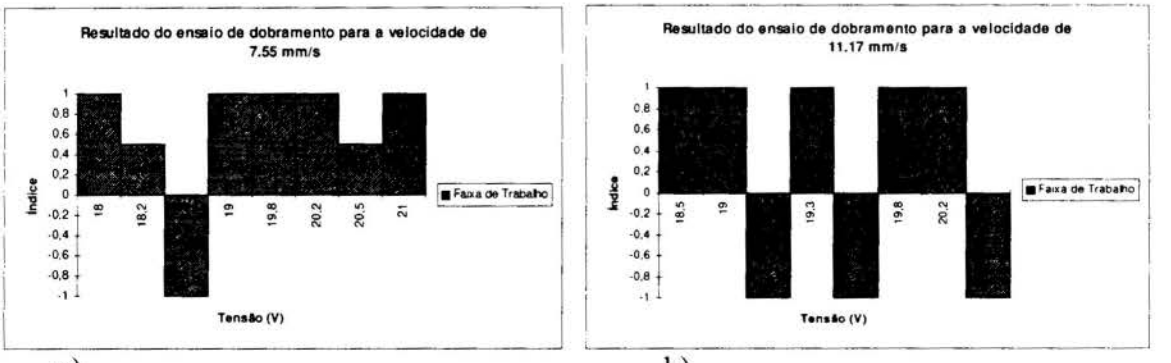
Para o treinamento da rede neural foi utilizado o treinamento supervisionado e a regra do delta generalizado como regra de aprendizado. Foi utilizado um *software* comercial (*Clementine*, 1995) e o número de neurônios utilizados na camada de entrada serão 3, um para corrente, um para tensão e outro para a velocidade. Na camada de saída serão utilizados 3 neurônios quando for treinar a rede para controle da geometria do cordão de solda e 2 neurônios quando a rede for treinada para controlar a resistência da junta soldada. O número de camadas escondidas, bem como o número de neurônios a serem utilizados em cada uma serão adotados durante a fase de treinamento da rede.

Os dados utilizados para o treinamento foram os dados experimentais (Barata, 1995), onde os parâmetros de soldagem correspondem à camada de entrada e os resultados da geometria do cordão de solda e da dureza e tração serão a camada de saída.

4. RESULTADOS

4.1 Ensaio de dobramento

Este consistiu em apenas dobrar os corpos de prova e verificar o surgimento de trincas. A figura 2. "a" e "b" mostram as faixas de trabalho para poder evitar o aparecimento de trincas no cordão. O índice 1 indica regiões onde não ocorre trincas; o índice 0.5 indica regiões em que há o aparecimento de trincas, porém estão dentro do limite de tolerância ($\leq$ 3.00 mm) e o índice -1 indica regiões onde há trincas superiores ao limite aceitável (> 3.00 mm). (ASME).



a) b)

Figura 2. a) Faixa de trabalho para a velocidade de 11.17 mm/s.
b) Faixa de trabalho para a velocidade de 7.55 mm/s.

4.2 Metalografia

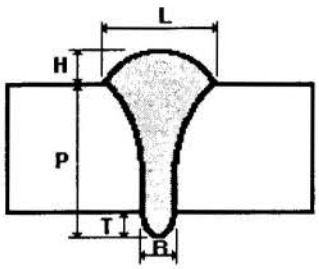


Fig. 3 - Seção transversal de um corpo de prova soldado.

O ensaio metalográfico consistiu em medir os valores da geometria do cordão, segundo especificado na figura 3 e, para o modelamento, foram utilizados os valores da largura, reforço e profundidade de penetração do cordão.

A Figura 3 mostra a seção transversal de um corpo de prova e geometria do cordão de solda, onde L = largura; H = sobre espessura; P = penetração; T = altura da proteção de raiz e R = largura da abertura de raiz com a solda. Estes parâmetros tem influência marcante nas propriedades mecânicas, como resistência mecânica da junta soldada.

Os gráficos exibidos a seguir, estão relacionados à rede neural utilizada, uma vez que esta se mostrou - para as condições utilizadas - mais eficiente que a análise de variância:

A figura 4 mostra os resultados estatísticos para a largura - R^2 (estatístico) = 0.52; F(estatístico) = 9.21; R^2 (rede neural) = 0.78 e F(rede neural) =26,08.

A figura 5 mostra os resultados estatísticos para a penetração - R^2 (estatístico) = 0.36; F(estatístico)=12,11; R^2 (rede neural) = 0.76 e F(rede neural)=29,07.

A figura 6 mostra os resultados estatísticos para a espessura - R^2 (estatístico) = 0,49; F(estatístico) = 9,82; R^2 (rede neural) = 0,87 e F(rede neural) =24,64.

A figura 7 mostra os resultados estatísticos para a dureza - R^2 (estatístico) = 0,48; F(estatístico) = 9,84; R^2 (rede neural) = 0.77 e F(rede neural) = 19,43.

A figura 8 mostra os resultados estatísticos para a tração - R^2 (estatístico) = 0,33; F(estatístico) = 11,22; R^2 (rede neural) = 0.84 e F(rede neural) = 43,40.

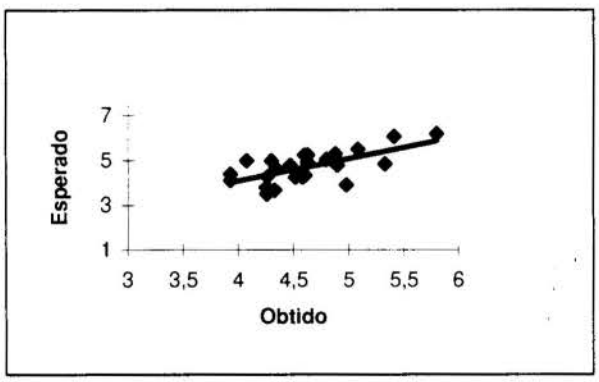


Figura. 4. Valores observados versus obtidos para o ajuste da largura do cordão de solda.

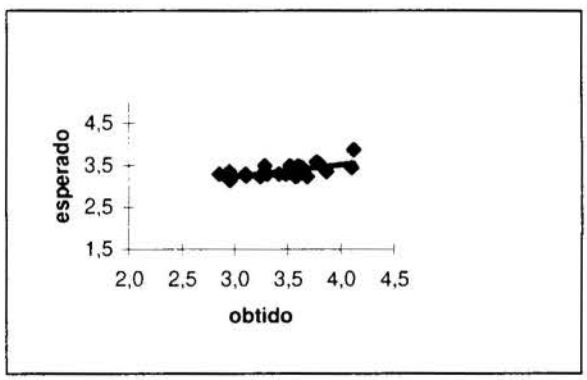


Figura. 5. Valores observados versus obtidos para o ajuste da penetração do cordão de solda.

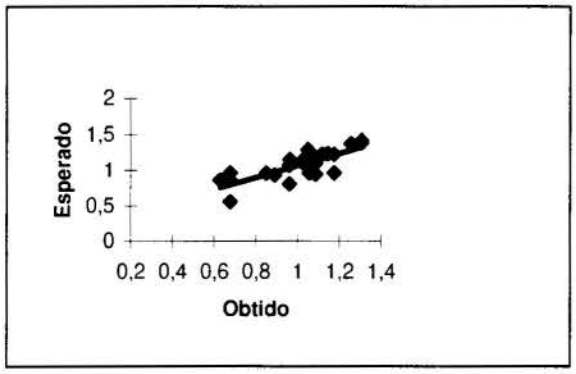


Figura 6. Valores observados versus obtidos para o ajuste do reforço.

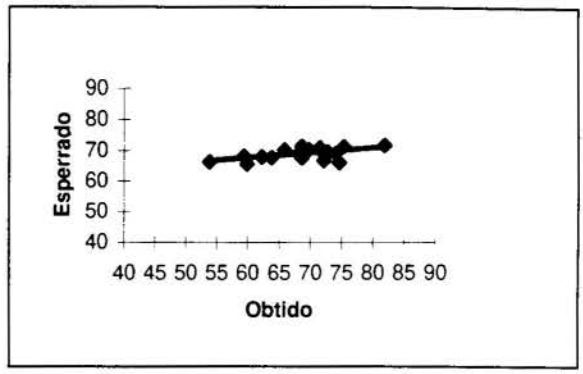


Figura 7. Valores observados versus obtidos para o ajuste da dureza no cordão de solda.

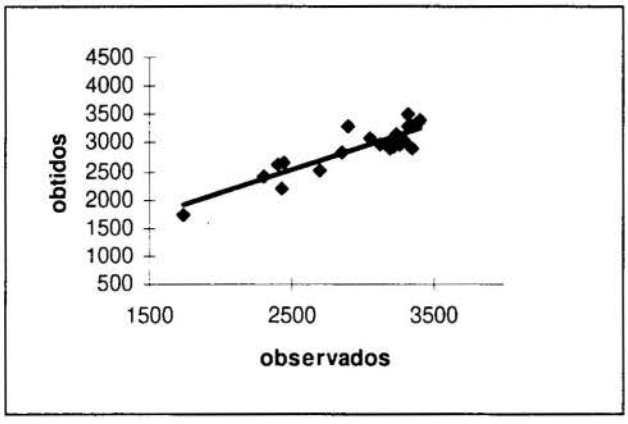


Figura 8. Valores observados versus obtidos para o ajuste da tração no cordão de solda.

4.3 Treinamento da rede neural

Para o treinamento foi utilizado o treinamento supervisionado e a regra do delta generalizado como regra de aprendizado.

No treinamento da rede, para o controle da geometria do cordão de solda, foram utilizados uma rede com 4 camadas (Figura 9): a primeira camada é composta por 3 neurônios, a camada escondida contém 6 neurônios (3 na primeira camada e outros 3 na segunda camada) e a camada de saída é composta por outros 3 neurônios. A precisão obtida pela rede foi de 95.38%.

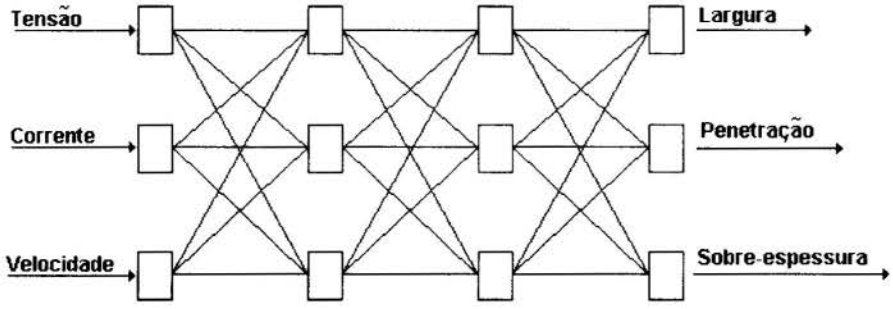


Figura 9. Esquema da rede neural empregada.

Para o treinamento da rede para o controle da resistência da junta soldada, os valores dos ensaios de dureza e tração foram inicialmente padronizados, isto é, foram convertidos em valores de tensão. A figura 10, mostra de maneira esquemática a rede utilizada:. Esta consistiu de 4 camadas: a primeira camada é composta por 3 neurônios, a camada escondida contém 5

neurônios (3 na primeira camada e outros 2 na segunda camada) e a camada de saída é composta por outros 2 neurônios. A precisão obtida pela rede foi de 92.33%.

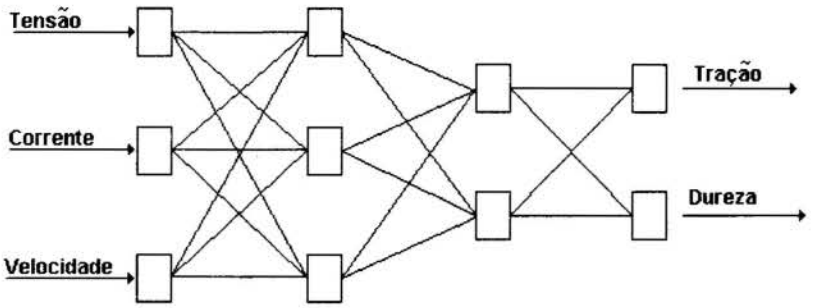


Figura 10. Esquema da rede neural empregada.

5 - CONCLUSÃO

• Como forma de previsão da geometria do cordão de solda e resistência à tração e dureza, pode-se utilizar as seguintes equações:

⊗ dureza:
ln(D) = 3.93942 + 0.022007*T + 0.001885*Cr + 0.008041*Vs - 4E-6*TCrVs;

⊗ Tração:
ln(Tr) = 10.2665 - 0.116836*T + 2.042E-3*Cr - 0.038767*Vs - 7.295E-3*CrVs + +3.88E-4*TCrVs;

⊗ Largura do cordão de solda:
cos(L) = 0,990937 + 8.46E-4*T - 1.47E-4*Cr + 1.8E-5*CrVs - 6.7E-5*TVs;

⊗ Reforço do cordão de solda:
cos(SE) = 1,000926 - 4.6E-5*T + 3.6E-5*Vs - 1E-6*CrVs + + 1.312797E-9*TCrVs;

⊗ Penetração do cordão de solda:
cos(P) = 1.00455 - 1.05E-4*Cr - 1.181E-3*Vs + 3.2E-5*TVs + 1E-5*CrVs.

onde: T = tensão; Cr = corrente e Vs = velocidade de soldagem.

• A rede neural utilizada para esta aplicação obteve melhor concordância dos pontos experimentais quando comparada com a regressão múltipla, além de se mostrar mais rápida para a análise dos resultados experimentais.

6 - AGRADECIMENTOS

Os autores desejam agradecer à FAP-DF, FINEP, RHAE, CAPES, CNPq e Conselho Britânico, que sem seu apoio este e outros trabalhos seriam impossível a suas realizações.

7 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alfaro, S. C. A; Modenesi, P.; Scotti, A; Aplicação de Estatística Experimental em Soldagem. *Anais XVI Encontro Nacional de Tecnologia da Soldagem*. Caxambu, MG, dez. 1990. ABS, p. 261-268.

Box, G. E. P.; Hunter, J. S.; *Statistics for Experimenters*. John Wiley & Sons. New York (USA), 1978.

Harris, Tom; An Introduction to Neural Networks. *Proceedings of the International Conference on the Joining of Materials* - JOM-6. Helsingφr, Denmark, Apr. 1993 JOM, p. 083-087.

Martin, P. J.; Bahrani; Neural Networks for Welding Applications. *Proceedings of the International Conference on the Joining of Materials* - JOM-6. Helsingφr, Denmark, Apr. 1993 JOM, p. 089-095.

ASME, Qualificação de Procedimentos de Soldagem e Soldadores. *Norma ASME seção IX*, Associação Brasileira de Soldagem (ABS). São Paulo, 1994.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB14

USO DE REDES NEURAIS EM SOLDAGEM MIG/MAG SINÉRGICO PULSADO / *USE OF NEURAL NETWORK IN PULSED SINERGIC GMAW*

José Hilton Ferreira da Silva e Sadek Crisóstomo Absi Alfaro
Universidade de Brasília, GRACO: Grupo de Automação e Controle, ENM-FT-UnB. CEP 70.910-900, Brasília - DF. Brasil – E-mail: sadek@jazz.graco.unb.br

Abstract

The present work is aimed to optimise the synergic pulsed MIG/MAG weld process' parameters. The experimental methodology was planned using factorial design 3^4. The welding parameters controlled were the current, trim value, welding speed and stick-out. The results analyses were based on the bead geometry. A Neural Network like back-propagation was used to establish the best weld conditions. The results obtained here shows the practical use of factorial designs in welding experience. The neural network is useful in optimising the welding parameters and it is also showed in this work.

Keywords

Neural network, Optimisation, Pulsed Welding

1. INTRODUÇÃO

Dentre os processos de soldagem à arco, o interesse e a utilização do processo MIG/MAG tem crescido muito nos últimos anos, tendo inclusive suplantado, em utilização o processo manual com eletrodo revestido nos países europeus. Estas mudanças ainda não atingiram o nosso país de forma apreciável, onde o processo manual ainda domina largamente as aplicações da soldagem. Contudo a necessidade de se aumentar a eficiência das operações de soldagem e, também, a sua interação com as outras etapas de um processo de fabricação deverão eventualmente incentivar uma maior utilização do processo MIG/MAG no Brasil. Um desses avanços tem sido a introdução da corrente pulsada com o objetivo de se obter um arco mais estável através da atuação sobre o modo de transferência de metal. Embora vantagens formidáveis possam se ter da utilização da corrente pulsada, introduz-se uma dificuldade no que tange a correta seleção dos parâmetros de soldagem, a qual já é uma tarefa árdua para os operadores. Quando se utiliza corrente pulsada, cinco novos parâmetros, denominados parâmetros de pulso, devem ser controlados. Isto tudo torna o processo incomodo para uma aplicação industrial adequada. Assim, para melhor viabilizar a aplicação desta versão do processo MIG/MAG, se tem procurado desenvolver controles que fazem automaticamente a seleção destes parâmetros a partir de informações que o operador fornece ao equipamento. A estes sistemas se tem dado frequentemente o nome de controle sinérgico. O nome sinérgico significa ação simultânea de varias grandezas para o cumprimento de uma determinada função. Esta ação simultânea deve permitir que todas as grandezas, num esforço comum,

atuem no sentido de permitir a variação da corrente média de soldagem, mantendo o controle sobre a transferência metálica.

Redes neurais são caracterizadas por sua capacidade em reconhecer padrões. O que se buscou neste trabalho foi utilizar essa capacidade das redes neurais para predizer parâmetros de soldagem para o processo MIG/MAG sinérgico pulsado.

2. REDES NEURAIS

As Redes Neurais Artificiais são modelos matemáticos baseados nos sistemas neurais humanos, onde unidades elementares de processamento, chamados neurônios, estão densamente interconectados através de dendritos, que são elementos responsáveis pela propagação dos sinais de entrada, os quais contêm a informação a ser processada. Nos dendritos, ocorre a sinapse, que é a consolidação do processo de aprendizado propriamente dito. Semelhante ao sistema natural encontramos um denso paralelismo caracterizando a performance da rede. Uma rede neural consiste em um conjunto de neurônios dispostos em camadas. As redes neurais podem apresentar diversas arquiteturas, que são planejadas, em função do número de camadas, do número de neurônios em cada camada e da forma como estes neurônios estão conectados entre si. A camada de entrada consiste em um conjunto de neurônios que recebe sinais de amostras provenientes do ambiente externo, isto é, os neurônios da camada de entrada recebem os valores de entrada. Consequentemente, a camada de saída consiste de um conjunto de neurônios que fornecem respostas ao ambiente externo, após a execução de uma operação, pela rede, ter se completado, isto é, são os neurônios da camada de saída os responsáveis pelos resultados finais do processamento. Dentre as diversas arquiteturas disponíveis para redes neurais, empregou-se neste trabalho um modelo do tipo back-propagation. Este tipo de rede neural é o de aplicação mais comum em diversas categorias de problemas. Numa rede neural do tipo back-propagation, os neurônios são arranjados em camadas. Obrigatoriamente, existem a camada de entrada de dados, as camadas escondidas (ocultas) e a camada de saída de dados.

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

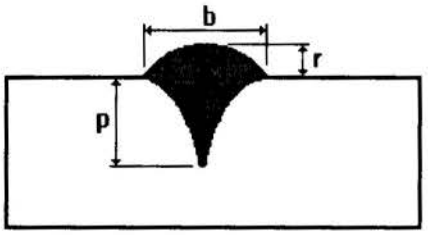


Figura 1. Seção transversal de um corpo de prova e geometria do cordão de solda.

O planejamento experimental foi realizado usando a técnica do projeto fatorial. Foram analisados 4 parâmetros de soldagem (fatores), a corrente (I), o valor trim (Vtrim), a velocidade de soldagem (Vsold) e o stick-out (Sout). Cada fator foi analisado em 3 níveis, assim usou-se um projeto fatorial 3^4. O número de experimento (corridas) realizado, combinando-se todos os níveis dos fatores, foi 81 corridas ou seja foram soldados 81 cordões de solda, obtendo-se assim 81 conjuntos de dados formados pelos parâmetros de soldagem e as respectivas geometrias dos cordões, os quais foram utilizados para treinamento e teste da rede neural. Os parâmetros geométricos do cordão de solda medidos foram a penetração (p), a largura (b) e o reforço (r). A tabela 1 apresenta os valores (níveis) usados para os parâmetros de soldagem e a figura 1 mostra a seção transversal de um cordão de solda com os parâmetros geométricos medidos.

Tabela 1. Níveis usados para os parâmetros de soldagem

Parâmetros de soldagem	Níveis		
	Mínimo	Médio	Máximo
I (A)	100	125	150
Vtrim (V)	1	3	5
Vsold (mm/s)	5	10	15
Sout (mm)	10	15	20

Para se realizar os ensaios necessários para obtenção dos dados necessários ao treinamento da rede neural. Utilizou-se uma célula de soldagem que consistia, basicamente, de uma fonte de energia, o modelo BDH 320 triple da MIGATRONIC. Ela é uma fonte inversora de soldagem automática sinérgica que solda 3 processos distintos (MIG/MAG, TIG e Eletrodo revestido), e que oferece ainda as opções de operação manual e pulsada, para esses processos, como também a operação sinérgica para o processo MIG/MAG. E de um robô, o modelo IRB 2000 M93A da ABB (Asea Brown Boveri), Ele é um robô industrial de grande porte, articulado, com seis graus de liberdade (eixos), dotado de um grande volume de trabalho e está primariamente projetado para soldagem a arco e colagem. O gás de proteção utilizado foi uma mistura a base de argônio (75% Ar + 25% de CO_2), a 15 L/min. A tocha foi posicionada verticalmente fazendo um angulo de 90° com a peça de trabalho. O arame eletrodo utilizado foi um arame AWS ER70S6, com uma bitola de 1,00 mm. Foram utilizados corpos de provas de aço comum ao carbono ABNT 1020, caracterizados por uma chapa de 160 x 80 x 3,175 mm. Os cordões de solda consistiram de uma simples deposição sobre as chapas na posição plana.

A rede neural empregada era composta por três camadas, a camada de entrada, composta por 4 neurônios cada um referente a um parâmetro de soldagem, uma camada oculta, constituída por 3 neurônios e uma camada de saída que consistia de 3 neurônios referentes a penetração, largura e reforço. A figura 2 apresenta esquematicamente a rede empregada neste trabalho.

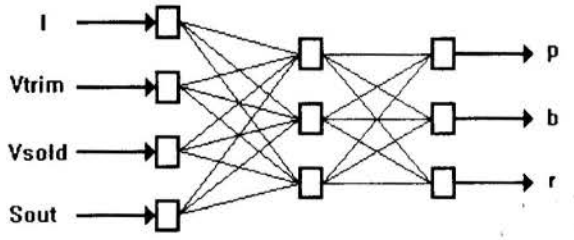


Figura 2. Esquema da rede neural empregada.

Dentre os processos de treinamento da rede foi empregado o treinamento supervisionado que consiste em apresentar a rede um conjunto de dados de entrada (parâmetros de soldagem), bem como os respectivos valores esperados (geometria dos cordões) de resposta da rede. A determinação dos ganhos (pesos) durante o treinamento é feito segundo uma regra de aprendizado. Aqui foi adotado a regra do *delta generalizado*. Na qual durante o treinamento os valores obtidos como saída são comparados àqueles esperados. O erro quadrático é calculado e os valores dos pesos são calculados de maneira que o erro quadrático tenda a zero. A monitoração do erro cometido permite avaliar se está havendo convergência no treinamento da rede. O teste da rede neural consistiu em apresentar à rede novos valores de entrada, distintos daqueles utilizados no treinamento.

4. RESULTADOS

São apresentados a seguir sob a forma de gráficos, os resultados obtidos do teste da rede neural. Para o treinamento da rede foram utilizados 41 conjuntos de dados obtidos experimentalmente e escolhidos aleatoriamente. Os 40 conjuntos restantes foram utilizados para testar a rede. A Figura 3 mostra o resultado do teste da rede para a penetração, a Figura 4 para a largura e a Figura 5 o resultado para o reforço do cordão de solda. Nas ordenadas de

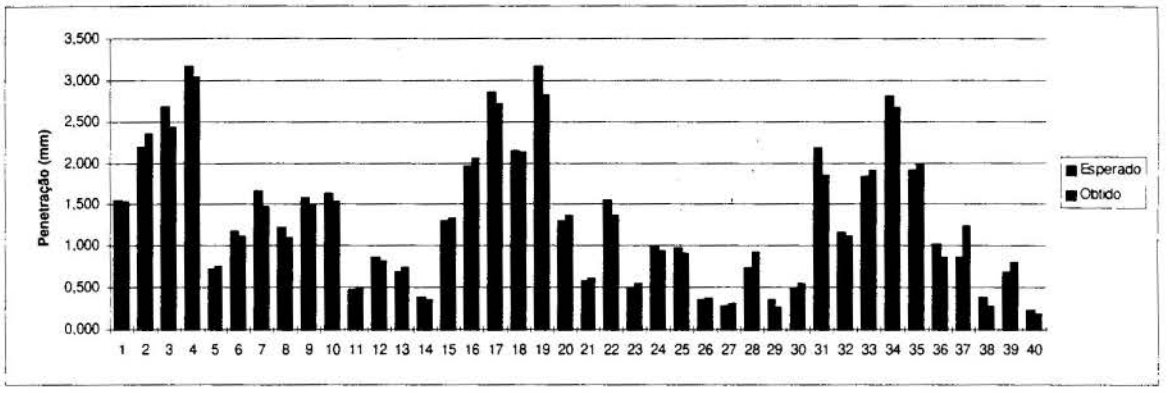


Figura 3. Resultados obtidos do teste da rede neural para a penetração.

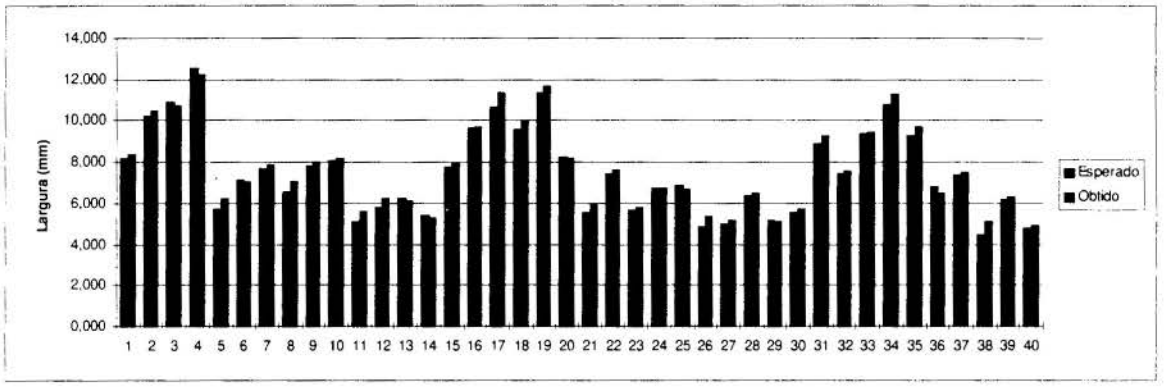


Figura 4. Resultados obtidos do teste da rede neural para a largura.

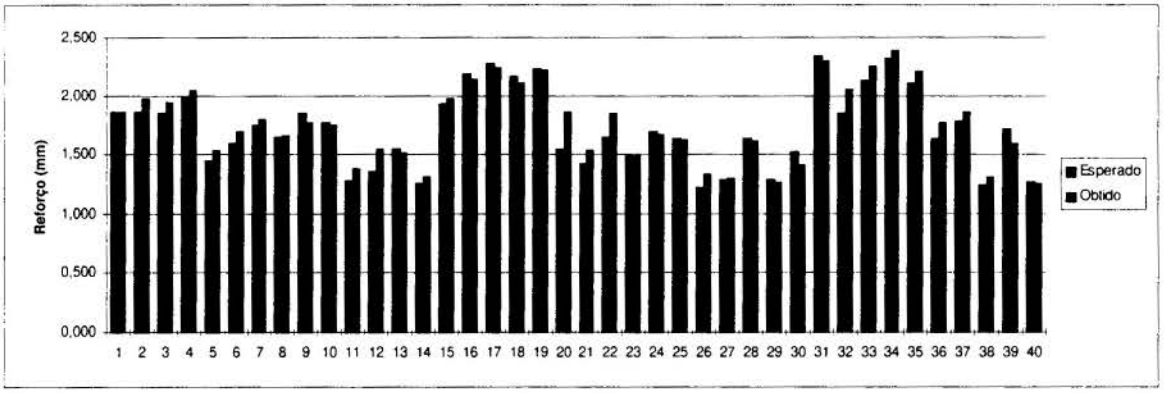


Figura 5. Resultados obtidos do teste da rede neural para o reforço.

cada gráfico estão os respectivos valores esperados e obtidos pela rede em milímetro. Analisando estes resultados nas figuras citadas acima 3, 4 e 5, pode-se afirmar que a rede neural utilizada neste trabalho foi capaz de reconhecer padrões entre os dados (entrada e saída) de treinamento e que seu desempenho foi satisfatório. Existem alguns valores obtidos que, aparentemente, apresenta uma diferença grande dos valores esperados, entretanto, a escalas desses gráficos são pequenas e pelos valores vê-se claramente que a diferença é pequena. Resultados mais precisos podem ser obtidos com redes neurais de maior capacidade, uma vez que neste trabalho utilizou-se um dos modelos back-propagation, outros modelos mais capacitados existem e podem ser testados. Outra formar de se obter melhores resultados é utilizar, principalmente, mais dados de treinamento.

Redes neurais e sem dúvida uma técnica mais afinada se comparada com analises estatística, como por exemplo 'desenho fatorial'. Refina a correlação e separa tendências ou amostras que apresentam caraterísticas comuns com confiabilidade maior que as técnicas estatísticas comumente utilizadas, e isso torna-as extremamente atrativos para seu uso em soldagem.

5. CONCLUSÕES

O emprego de Redes Neurais, como ferramenta computacional em soldagem MIG/MAG sinérgico pulsado, mostrou-se útil e bastante promissor, para aplicações em soldagem, ao trazer maior velocidade. Comparando os resultados preditos pela rede com resultados obtidos por modelos matemáticos (Silva, 1996) foi possível observar que a rede teve melhor desempenho para predizer valores para a geometria do cordão de solda do que os modelos desenvolvidos. Assim além de maior velocidade a rede apresentou maior precisão.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores desejam agradecer à FAP-DF, FINEP, RHAE, CAPES, CNPq e Conselho Britânico, que sem seu apoio este e outros trabalhos seriam impossível a suas realizações.

7. REFERÊNCIAS

Dutra, J. C. Ollé, L. F. Kirst, E. R., Uma contribuição ao estudo da seleção de variáveis na soldagem MIG/MAG pulsada. *Anais XVIII Encontro Nacional de tecnologia da Soldagem.* Rio de Janeiro - RJ: ABS, p. 925-942, abr. 1992.

Dutra, J. C., Kirst, E. R., Scotti, A., Comparação entre os processos MIG/MAG pulsado e MAG Curto-circuito em soldagem automatizada. *Anais XIX Encontro Nacional de tecnologia da Soldagem.* Água de São Pedro: ABS, p. 265-272, out. 1993.

Kovács, Z. L. Redes Neurais Artificiais: Fundamentos e Aplicações. *Edição acadêmica.* São Paulo - SP. 1996.

Neto, J. S. Introdução às redes Neurais. *Apostila do curso de inteligência artificial, apresentado pelo Departamento de Engenharia Elétrica da Universidade de Brasília, 1995.*

Norrish, Jonh. *Advanced Welding Processes*, Bristol (UK), Philadellphia and New Iork (USA): Intitute of Phisics Publishing Ltd, 1992.

Paul, F. W., Zhu, C. Adaptative control using frequency domain Neural Network identification for mechatronic systems. *Proceedings International Conference on Mechatronics & Robotics*. Aachen - Germany: Europäisches für Mechatronik, p. 211-226, abr. 1994.

Perreira, W. A., Costa, U. P. e Scotti, A. Avaliação do efeito dos parâmetros sobre características operacionais nos processos MIG/MAG pulsado e MAG curto-circuito. *Anais XXI Encontro Nacional de Tecnologia da Soldagem*. Caxias do Sul - RS : ABS, v.II, p. 529-542, junho 1995.

Silva, J. H. F. Otimização de parâmetros em soldagem MIG/MAG sinérgico pulsado usando analise estatistica e redes neurais. *Dissertação de Mestrado*, publicação 017, Universidade de Brasília, julho 1996.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB13

APLICAÇÃO DE VISÃO POR COMPUTADOR PARA GUIAGEM DA TOCHA EM UMA CÉLULA DE SOLDAGEM / *COMPUTER VISION APPLICATION ON TORCH GUIDANCE IN A WELDING CELL*

LÉLIO RIBEIRO SOARES JR, VÍCTOR HUGO CASANOVA ALCALDE & SADEK ABSI ALFARO
Grupo de Automação e Controle, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília - UnB
CEP 70.910-900 - Brasília, DF; E-mail: casanova@guarany.cpd.unb.br

Abstract

A computer vision system is proposed for guiding the welding torch in a robotic welding station. The vision sensing system consists of a laser-emitting diode, a CCD video camera, a frame grabber card and a PC computer. The camera and the laser device are fixed to the welding torch. The laser beam produces a luminous stripe across the welding path and in advance of the torch. By capturing images from the workpieces reflecting the laser stripe an image processing algorithm establishes a welding reference path and compares it with the actual path. A trajectory deviation error is generated and transmitted to the robot control unit for the necessary action. Provisions for the implementation of a complete visual servo control for the robotic welding station are also discussed.

Keywords

Computer Vision Guidance; Welding Seam Tracking; Robotic Welding Station; / *Guiagem por Visão Computacional; Rastreamento de Trajetória de Soldagem; Estação Robótica para Soldagem.*

1. INTRODUÇÃO

O Grupo de Automação e Controle - GRACO iniciou suas atividades em 1992, sendo formado por pesquisadores dos Departamentos de Engenharia Elétrica, Engenharia Mecânica e Ciência da Computação da Universidade de Brasília. Um dos projetos do GRACO é a implementação de um sistema integrado multiflexível para processos de manufatura, havendo-se já implementado uma estação robótica para soldagem. O procedimento usual de guiagem utilizado consiste no operador guiar o robô por meio da unidade de comando portátil de modo que a tocha siga a trajetória de soldagem. Uma vez concluída a trajetória, ela é gravada e repetida, agora, com a tocha ativa soldando as peças. Neste trabalho propõe-se a geração automática da trajetória de soldagem utilizando um sistema de visão por computador. Inicialmente, descreve-se brevemente a estacão robótica de soldagem, seguida pela descrição do sistema de visão por computador. Em sequência apresenta-se a natureza das imagens capturadas, a formulação do problema de guiagem por visão, definindo-se os aspectos da imagem relevantes à guiagem e sua caracterização matemática. Finalmente, discutem-se as possibilidades de implementação de técnicas de servocontrole visual, i.é. posicionamento do manipulador baseado em informações visuais.

2. ESTAÇÃO ROBÓTICA PARA AUTOMAÇÃO DE PROCESSOS DE SOLDAGEM

Com o objetivo de aumentar a produtividade e evitar os riscos inerentes à soldagem para o ser humano foram introduzidas na indústria de manufatura as estações robóticas de soldagem. Com o tempo vêm sendo introduzidas nas estações facilidades para compensar as ainda vantagens do soldador humano, como são adaptabilidade às tolerâncias ou irregularidades nos contornos e superfícies das peças. A utilização de um sistema de visão de máquina é uma tendência nesse sentido.

A estação robótica implementada (Casanova *et al*, 1996) é mostrada na Fig. 1 e consiste de: Sistema Robótico, Máquina de Soldagem e Sistema de Supervisão.

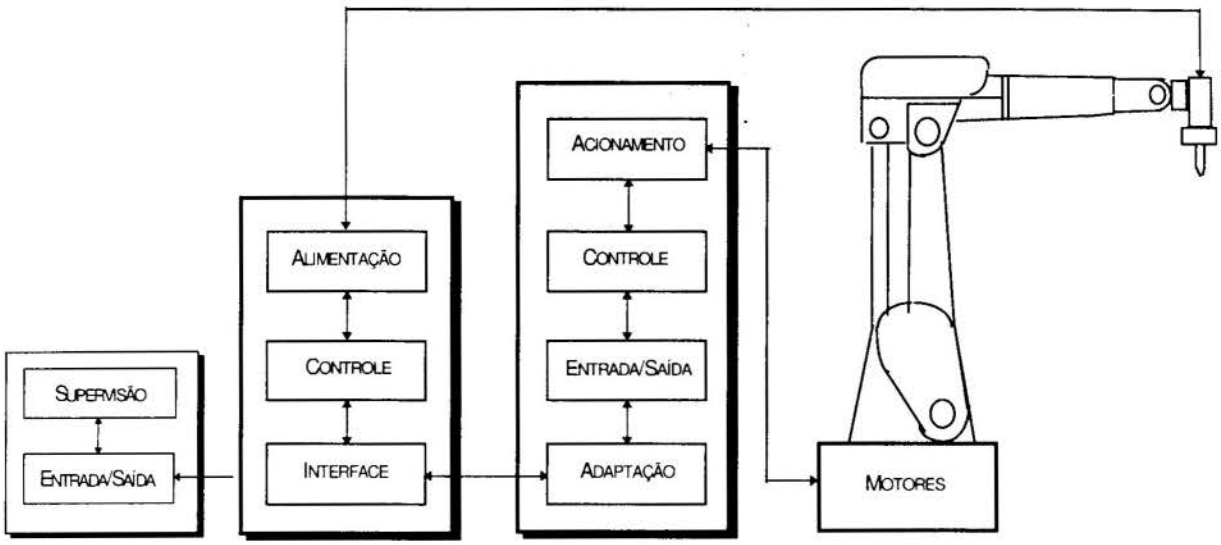


Figura1 - Estação Robótica para Automação de Processos de Soldagem

2.1 Sistema Robótico

A função do sistema robótico é: a) controle de trajetórias; b) posicionamento e orientação da tocha de soldagem; e c) transporte, fixação e posicionamento das peças a serem soldadas. Na configuração existente, somente as duas primeiras funções foram implementadas com o robô industrial IRB2000AW (Asea-Brown-Boveri). Trata-se de um manipulador articulado de 6 eixos, com acionamento por motores AC síncronos e sensoreamento por *resolvers*.

2.2 Máquina de Soldagem

O equipamento de soldagem básico fornece a energia necessária para produzir o arco elétrico. Adicionalmente dispõe de uma unidade de alimentação do arame de solda. Estas duas funções e outras complementares são realizadas pela Máquina de Soldagem Commander BDH320 (Migatronic). Esta máquina é do tipo multi-processo (implementa as soldagens de tipo GMAW, GTAW e MMA) e, sendo controlada por microprocessador, possui uma ineterface para comunicação com o robô e com o computador supervisor.

2.3 Sistema de Supervisão

Realiza as funções de supervisão e registro do processo de soldagem e implementa uma interface para usuário. Dois programas do fabricante da máquina de soldagem são utilizados, *Roboweld* (para verificação e documentação do processo), e *Infoweld* (para documentação e controle dos trabalhos de soldagem).

3. VISÃO POR COMPUTADOR EM PROCESSOS DE SOLDAGEM

Visão por computador é a aplicação de um sistema computacional para receber e processar informação visual. Um dos aspectos dela é a visão de máquina, que consiste na extração de um pequeno número de aspectos da imagem, sendo utilizada em inspeção de partes e controle de qualidade na indústria de manufatura. Em processos de soldagem tem sido utilizada para o controle da penetração da solda (Zhang *et al.*, 1993) e para controle da posição da tocha e da poça de soldagem (Ohshima *et al.*, 1992). Aqui é utilizada para guiagem da tocha de modo a gerar a trajetória de soldagem.

3.1 Sistema de Visão por Computador

O sistema de visão implementado consiste de: a) emissor de luz laser: diodo laser de 40mW de potência, comprimento de onda de 693,9nm e lentes cilíndricas para produzir um feixe de luz plano; b) câmera CCD: alta resolução 725 (H) x 582 (V); c) placa digitalizadora de captura de imagens: memória de 4MB, resolução de 8 bits; e d) algoritmo de visão por computador. O emissor de laser e a câmera são fixados por meio de um suporte na frente da tocha como mostra a Fig. 2. O feixe de laser produz uma listra de luz sobre o plano das peças, a qual é orientada de modo a ser transversal ao caminho de soldagem. A câmera está apontada perpendicularmente ao plano das peças e focalizada diretamente sobre a listra de luz.

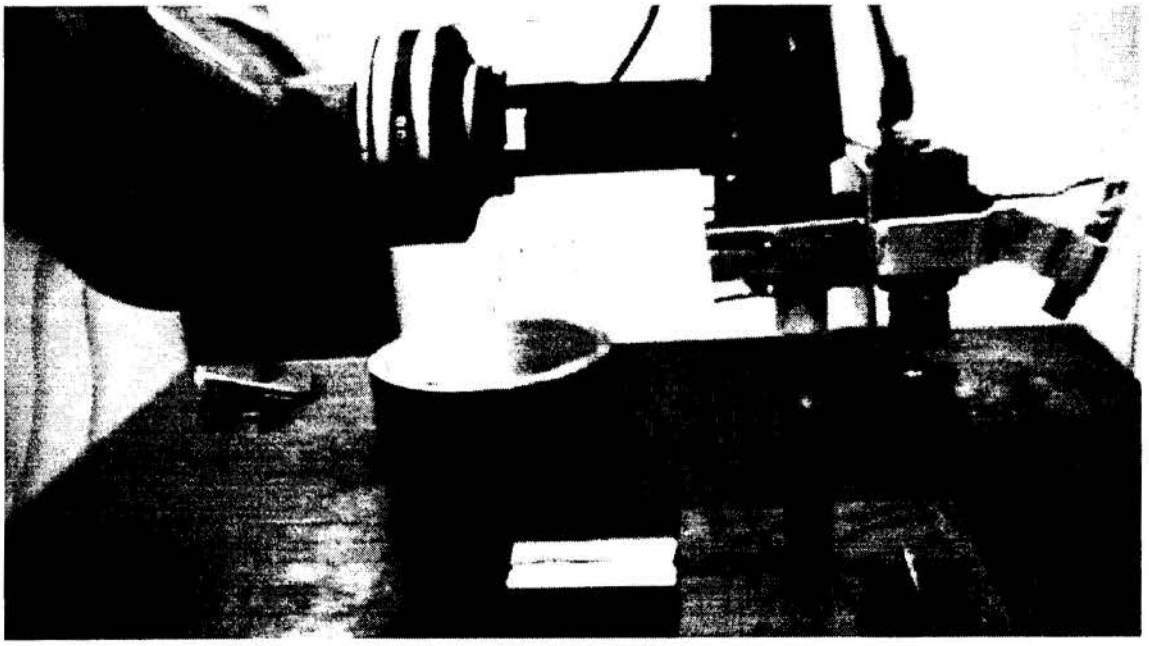


Figura 2 - Tocha de Soldagem, Câmera de Vídeo e Emissor de Luz Laser

3.2 Formulação do Problema e Definição dos Aspectos da Imagem

Considera-se primeiro o caso de soldagem de duas chapas adjacentes sobre o mesmo plano. A fenda entre estas duas chapas será o caminho de soldagem, tornando-se posteriormente o caminho de referência para o sistema de guiagem da tocha. Em sequência, aborda-se o problema de soldagem de duas chapas em planos diferentes. A geometria e as variáveis do sistema de sensoreamento de visão são mostradas na Figura 3.

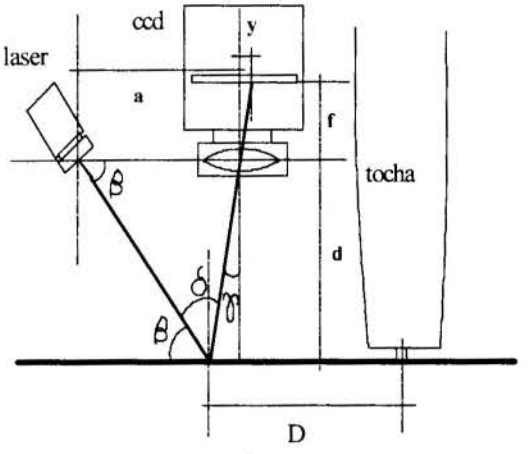


Figura 3 - Geometria do Sistema de Sensoreamento de Visão

Observa-se que o feixe plano do laser faz um ângulo β com o plano das chapas. Utilizando um procedimento de *triangularização* pode-se calcular a distância da câmera sobre o plano das chapas que reflete a luz laser. Essa altura ***d*** é dada por

$$d = \frac{a\ sen(\beta)\ \cos(\gamma)}{\cos(\beta - \gamma)} \qquad (1)$$

Para efeitos de guiagem as variáveis envolvidas são utilizadas para efetuar as transformacões de coordenadas necessárias. Em relação à Fig. 3, o sentido de deslocamento da tocha é para esquerda, a câmera visualiza então uma região à frente da tocha.

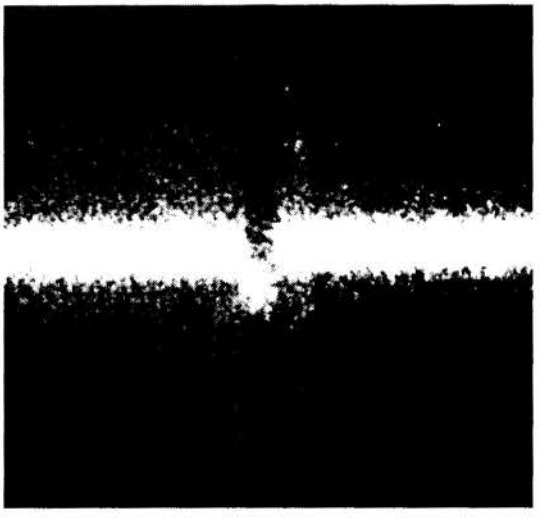


Figura 4 - Listra de Luz Laser refletida

A Fig. 4 mostra uma imagem capturada pela câmera no caso de duas chapas adjacentes e coplanares. Observa-se que a fenda entre as chapas produz uma descontinuidade na listra de luz. A placa digitalizadora discretiza a imagem e a converte em uma uma matriz de pontos (*pixels*) com níveis variados de cor cinza. Estes níveis são codificados em palavras digitais de 8 bits, sendo que 0 corresponde à cor preta e 255 à cor branca. Cada *pixel* é então caracterizado pelo seu nível de cor cinza e pelo *índice* na matriz. O índice ***I(x,y)*** indica a posição do pixel em um sistema de coordenadas (x,y) com origem no canto superior esquerdo do plano da imagem.

4. CARACTERIZAÇÃO DOS ASPECTOS DA IMAGEM E ALGORITMO DE PROCESSAMENTO

Para implementar um algoritmo de guiagem baseado em imagens é necessário caracterizar matematicamente os aspectos da imagem. As listras serão representadas por linhas retas e caracterizadas por equações do tipo $y = a.x + b$. A caracterização foi estabelecida para um caso mais geral, chapas em planos diferentes, como consequência, as listras de luz sobre cada chapa formarão um ângulo. Esta situação é mostrada de forma esquemática na Fig. 5.

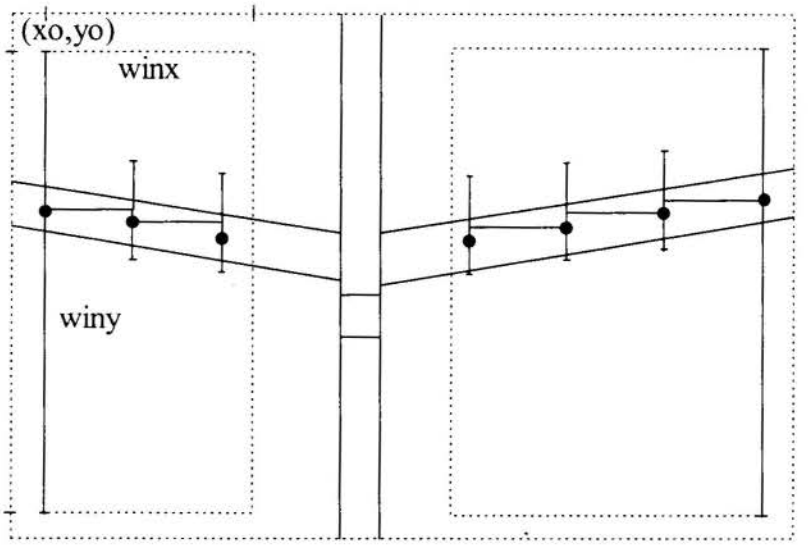


Figura 5 - Caracterização Matemática dos Aspectos da Imagem

4.1 Caracterização Matemática da Listra de Luz

Trata da representação das listras por linhas retas e da identificação dos parâmetros ***a*** e ***b*** . Inicialmente define-se em cada chapa uma janela de observação de dimensões ***winx*** e ***winy*** ao longo dos respectivos eixos de coordenadas com origem em (x_0, y_0) conforme a Fig. 5. A janela é então dividida, no sentido vertical, em ***N-1*** faixas de largura ***winx/(N-1)***, onde ***N*** é o número de pontos usados para ajustar uma linha reta.

O algoritmo desenvolvido *varre* a imagem em qualquer direção e calcula a função gradiente da intensidade dos tons de cinza, podendo reconhecer assim a presença da listra de luz. O primeiro ponto da linha reta é determinado do modo seguinte: 1) detecção da borda superior da listra: varredura vertical para baixo a partir do ponto (x_0 , y_0), calculando o gradiente da intensidade de cinza; 2) detecção da borda inferior da listra: varredura vertical para cima a partir do ponto (x_0 , y_{0+winy}) até detectar a borda inferior da listra. 3) primeiro ponto representativo: média dos pontos das bordas superior e inferior. Os ***N-1*** pontos representativos adicionais são calculados pelo seguinte procedimento: 1) segmento de varredura: passo à direita e estabelecimento de um segmento de procura transversal à listra; 2) segundo ponto representativo: varredura ao longo do segmento e média dos pontos de borda; e 3) repetição dos passos anteriores.

Determinados os pontos representativos, utiliza-se um procedimento de ajuste baseado nos mínimos quadrados para determinar a linha reta que caracterizará a listra. Para a chapa da direita o procedimento é similar, obtendo-se então as equações da esquerda e da direita definidas pelos parâmetros a_E , b_E e a_D , b_D respectivamente

$$y = a_E . x + b_E \qquad (2)$$

$$y = a_D . x + b_D \qquad (3)$$

4.2 Identificação da Trajetória de Referência para Guiagem

Trata da localização da fenda entre as duas chapas pelo processamento da imagem. Consiste em: 1) detecção da borda esquerda da fenda: pela varredura e cálculo do gradiente da intensidade ao longo da linha reta definida pelos parâmetros a_E e b_E (Eq. 2); 2) detecção da borda direita da fenda: procedimento similar, mas ao longo da reta definida por a_D e b_D (Eq. 3); e 3) ponto da trajetória: ponto médio do segmento transversal à fenda determinada. Conforme as imagens são capturadas o procedimento é repetido e os pontos obtidos constituem a *trajetória de referência* para guiagem.

Visto que a câmera está fixada à tocha, a linha central (vertical) da imagem indicará a trajetória real do manipulador. Caso a trajetória de referência (meio da fenda) não estiver centrada na imagem estará havendo um desvio de trajetória. Este desvio é calculado processando-se as relações geométricas entre a imagem e a configuração da tocha, sendo transformado em sinal de erro para o sistema de controle do robô que acionará a tocha. Este procedimento será descrito mais adiante.

4.3 Caso de chapas em ângulo (não coplanares)

No caso de chapas não coplanares, i.é. formando um ângulo, existe um procedimento alternativo para determinar a posição da fenda na imagem. Ele baseia-se no fato de, agora, existir um ponto de intersecção entre as linhas retas representativas das listras esquerda e direita (Fig. 5). Este ponto será então um ponto da trajetória de referência. Este caso abre novas possibilidades de guiagem visto que, além do controle da translação, pode-se ajustar a orientação da tocha relativa às chapas. A Fig. 6 mostra duas chapas não coplanares e os respectivos ângulos de inclinação com referência ao plano de luz laser. Assumindo que a chapa do lado direito está em um plano ortogonal ao eixo da câmara e que a tocha desloca-se ao longo da fenda, pode-se mostrar por relações trigonométricas que γ, o ângulo de elevação da

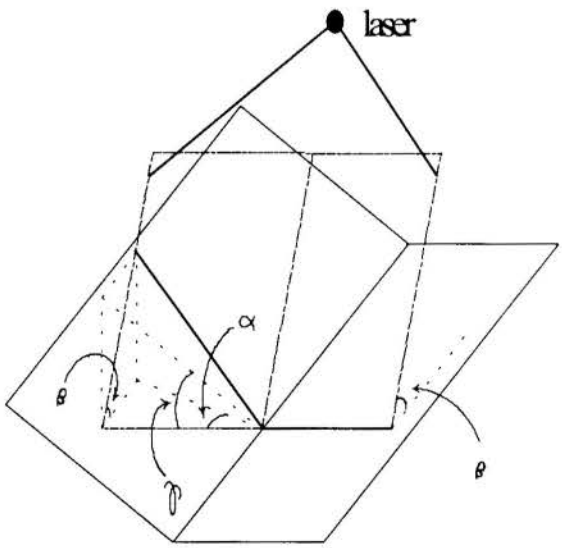


Figura 6 - Chapas em ângulo

chapa esquerda é dado por

$$\gamma = \tan^{-1}\left[(\tan\alpha).(\tan\beta)\right] \qquad (4)$$

onde $\alpha = \tan^{-1}(a_E)$ é a inclinação da linha de luz na imagem e a_E é o parâmetro obtido durante o processamento da imagem, anteriormente descrito. O cálculo deste ângulo γ pode ser adicionado ao algoritmo para determinar a orientação da tocha em termos das rotações de arfagem (*yaw*) e rolagem (*roll*) . Em particular, o ângulo de arfagem indica como o eixo da tocha está em relação às peças e o ângulo de rolagem servirá como informação para realizar uma trajetória de guiagem mais adequada. Estas novas possibilidades estão sendo estudadas para posterior implementação.

5. IMPLEMENTAÇÃO DE UM SISTEMA DE CONTROLE VISUAL PARA GUIAGEM NO PROCESSO DE SOLDAGEM

Para observar os desvíos de trajetória do manipulador no monitor do computador, o algoritmo de guiagem gera uma linha vertical de referência de cor vermelha no centro da imagem. Esta linha vermelha representa a direção real da tocha e o centro da fenda representa a direção desejada, sendo então o objetivo da guiagem manter a linha vermelha no centro da fenda. A guiagem da tocha é implementada calculando-se o desvío lateral entre a trajetória de referência e o caminho sendo atualmente executado pelo manipulador. Este erro é determinado pelo algoritmo de processamento da imagem no computador do sistema de visão e transmitido à unidade de controle do robô que procederá à correção lateral do movimento da tocha de forma a manter a fenda horizontalmente centrada na imagem.

A comunicação entre o computador de visão e a unidade de controle do robô é realizada através de comunicação serial por meio de um protocolo *computer link* (Asea-Brown-Boveri), possuindo dois módulos: um de comunicação (*data link protocol*) e um outro de aplicação (*robot application protocol*). Foram desenvolvidos localmente programas em linguagem C para integrar as rotinas de visão por computador com os referidos protocolos. Três esquemas de comunicação e controle foram concebidos e implementados (Suguieda, 1997; Soares Jr, 1997): a) modo de manobra; b) modo interativo; e c) modo sensor. As alternativas foram elaboradas na procura por velocidade de comunicação e desempenho dinâmico.

Durante a execução do algoritmo de guiagem as larguras (na direção do eixo x, transversal à trajetória) das duas janelas de observação são alteradas dinamicamente de forma a excluir a fenda da área da janela. Testes experimentais foram realizados utilizando caminhos arbitrários de soldagem e o algoritmo de guiagem mostrou-se satisfatório.

6. CONCLUSÕES

O esquema de visão proposto consiste em um emissor de luz laser, uma câmara de vídeo CCD, uma placa digitalizadora de imagem e um computador PC para implementação do algoritmo de visão. Este esquema teve um desempenho adequado durante os testes experimentais e consistiu em um primeiro passo para a implementação de um sistema de controle servo visual completo para uma estação de soldagem. Em vista de tratar-se de um manipulador de arquitetura fechada a escolha do esquema de comunicação ainda não é definitiva. Alguns problemas relacionados à suavidade do movimento do manipulador durante a execução da trajetória ainda precisam ser estudados. O esquema de comunicação e controle no modo sensor, que consiste em escrever diretamente os sinais de referência nas entradas digitais (específica para sensores) do computador do robô de forma a ocorrer uma correção mais rápida, mostrou-se promissor. Os esquemas relacionados no trabalho foram concebidos localmente.

Atualmente, uma estratégia específica para implementar um sistema de controle servo visual incluindo um modelamento cinemático e dinâmico está sendo estudada. Como procedimento para filtrar ruídos na imagem devido à luz do arco e radiação do metal aquecido será utilizado um filtro óptico de banda estreita (filtro de interferência) (Zhang, *et al*, 1993). Para a execução de algoritmos em tempo real de uma forma mais eficiente e rápida estão sendo feitos estudos relacionados à realização de processamento paralelo por meio de "transputers". Experimentos também mostraram que um sistema de controle baseado em visão por computador em processos de soldagem deve ser flexível para lidar com uma grande variedade de tarefas e equipamentos.

7. AGRADECIMENTOS

Ao CNPq pela concessão do auxílio integrado, ao Programa RHAE-DTI pela concessão de bolsa ao primeiro autor e ao engenheiro M. H. Suguieda, bolsista RHAE-DTI pela colaboração na implementação do sistema de comunicação entre equipamentos.

8. REFERÊNCIAS

CASANOVA ALCALDE, V.H.; SUGUIEDA, M.H. & ABSI ALFARO, S.C. Estação Robótica para Automação de Processos de Soldagem: Implementação e Perspectivas, *Anais do 7° Congreso Latino-americano de Control Automático,* Asociación Argentina de Control Automático, Buenos Aires, Argentina, 09-13 de Setembro de 1996.

OHSHIMA, K.; YAMAMOTO, M. & TANII, T. Digital Control of Torch Position and Weld Pool in MIG Welding using Image Processing Device, *IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 28, No. 3, May/June, 1992.*

SCHILLING, R. *Fundamentals of Robotics: Analysis and Control,* Prentice-Hall, NJ, 1990.

SOARES JR, L.R. *Relatório de Bolsista RHAE-DTI, Universidade de Brasília, 1997.*

SUGUIEDA, M.H.. *Relatório de Bolsista RHAE-DTI, Universidade de Brasília, 1997.*

ZHANG, Y.M.; KOVACEVIC, R. & WU, L. Closed-Loop Control of Weld Penetration using Front-face Vision Sensing, *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers,* Part B, Vol. 207 (B3), 1993.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1261

AUTOMATIC VOLTAGE TUNING - A MEANS OF ENSURING PROCESS STABILITY AND WELD QUALITY IN GMA WELDING

GUILHERME C. CARVALHO*, BABATUNDE OGUNBIYI†, ROBERT MCMASTER† & SADEK C.A. ALFARO*

** CNPq/GRACO, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia, UnB, CEP 70910-900, Brasília D.F., Brasil - E-mail: sadek@guarany.cpd.unb.br*

†Welding Group, School of Industrial and Manufacturing Science, Cranfield University, Cranfield, Bedford, MK43 0AL, England - E-mail: wu917p@cranfield.ac.uk

Abstract

This paper presents a method of attaining process stability and ensuring good weld quality in conventional gas metal arc welding by automatic voltage tuning. The process is first monitored, its stability assessed and, based on the assessment, voltage control commands are issued. The automatic voltage tuning algorithm utilises fuzzy production rules, which use as inputs the values of four monitoring indices calculated from the welding current and voltage waveform features. The main control objective of the algorithm is to ensure that the welding voltage is not too low or unnecessarily high, thereby preventing arc instability, minimising the level of fume and spatter generated, and reducing the risk of defects such as undercut and lack of fusion. The result of this present research work shows that welding procedures can be adapted to give good weld quality and stable welding arcs by trimming the welding voltage to a suitable level.

Keywords

Gas Metal Arc Welding, Automatic Voltage Tuning, Metal Transfer, Process Monitoring and Control.

1. INTRODUCTION

Gas metal arc welding is a special process that requires the use of skilled welders in order to achieve optimum weld quality. Hence, there is a general concern about the drop in the number of skilled welders worldwide. This has lead to several research works, especially by power source manufactures to ensure that inexperienced welder(s) can produce welds of good quality. This has been achieved in the past by the development of synergic welding control technology (Middleton & Norrish, 1990; Amin & Naser-Ahmed, 1989) and now through on-line control of welding voltage (Mita et al., 1996; Won & Cho, 1992) and welding current (Yamamoto et al., 1996).

This current research work shows that welding procedures can be adapted to give good weld quality and stable welding arcs by trimming the welding voltage to a suitable level, hence preventing the use of a voltage level that will lead to problems such as bad ignition, excessive spatter and fume generation. It is assumed that the welding speed and the wire feed speed are set at adequate levels.

The objective assessment of the stability of the welding arc process is critical to the on-line tuning of welding voltage. The stability of the process is generally assessed by descriptive

statistical measures such as the standard deviation and the coefficient of variation of variables such as the arc voltage, the short-circuiting and arc current (Norrish, 1992). The smaller these values are , the more stable the process is. It should be noted that most of the published works on the stability of gas metal arc welding, mainly focused on dip transfer; globular transfer is generally considered to be unstable while spray transfer is considered naturally stable. However, in contrast to the established practise of using descriptive statistical measures for stability assessment, some authors are using ratios developed from the features of the welding current and voltage transient waveforms (Ogunbiyi & Norrish, 1996).

2. THE AUTOMATIC VOLTAGE TUNING (AVT) ALGORITHM

This section introduces the concept behind the Automatic Voltage Tuning algorithm. The algorithm is implemented in two stages: *process monitoring* and *voltage control*. The process is first monitored, the stability assessed and, based on the assessment, voltage control commands are issued. The process monitoring is carried out using the indices calculated from the features of the welding current and voltage transient waveforms (Ogunbiyi & Norrish, 1996). The monitoring indices - *Transfer Index* (TI), *Transfer Stability Index* (TSI), *Dip Consistency Index* (DCI) and *Power Ratio* (PR) - give qualitative interpretation of the mode of metal transfer, an indication of the arc ignition behaviour and the stability of the welding arc. Equations (1) to (4) define the indices.

$$TI = \frac{I_{mean} - I_{\min}}{I_{mean}} \qquad (1)$$

$$TSI = \frac{I_{\max}}{I_{mean}} \qquad (2)$$

$$DCI = \frac{V_{mean} - V_{bk}}{V_{mean}} \qquad (3)$$

$$PR = \frac{I_{bk} V_{bk}}{I_{mean} V_{mean}} \qquad (4)$$

where

I_{mean} is the arithmetic average of the welding current transient samples collected in a fixed time period;

I_{bk} is the arithmetic average of all the current transient samples less than or equal to I_{mean};

I_{min} is the minimum current value in the current transient samples;

I_{max} is the maximum current value in the current transient samples;

V_{mean} is the arithmetic average of the welding voltage transient samples collected in a fixed time period;

V_{bk} is the arithmetic average of all the voltage transient samples less than or equal to V_{mean}.

These indices have been proven to provide an accurate classification of the process stability and the mode of metal transfer, and are described in detail by Ogunbiyi and Norrish (1996). Figure 1 shows a schematic summary of how they are used to classify the state of the arc and the mode of metal transfer. It should be noted that the indices are not valid for use with pulsed arc welding.

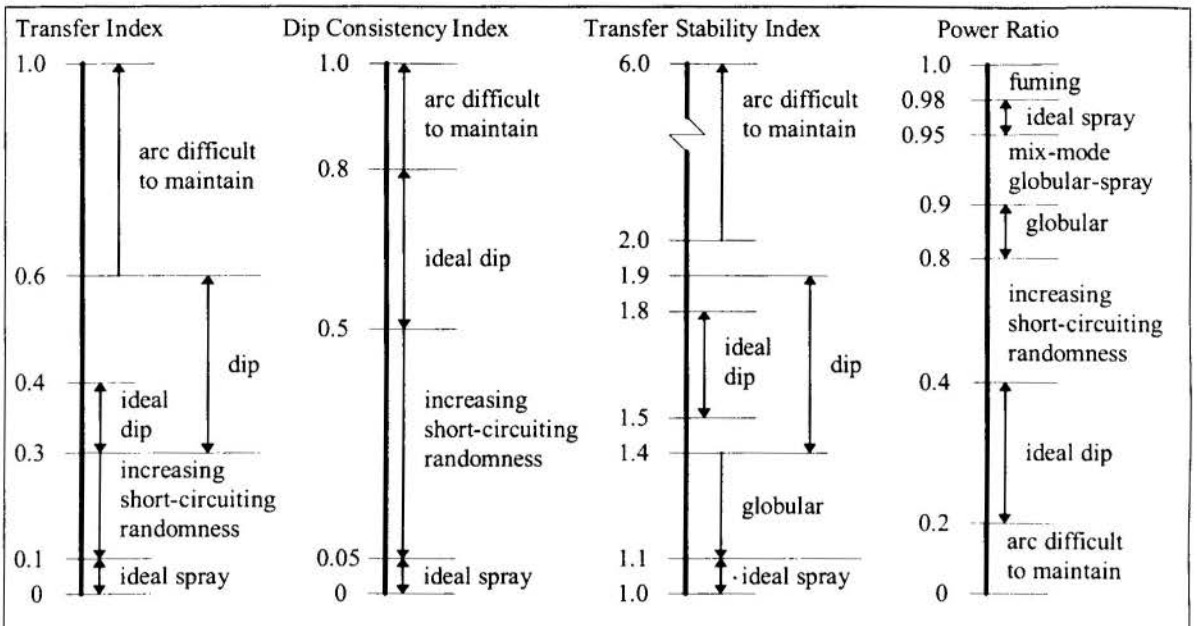


Figure 1 - Metal transfer and stability assessment chart (Ogunbiyi, 1995).

The voltage tuning algorithm used fuzzy rules developed from the four monitoring indices mentioned above (equations 1 to 4). The output of the fuzzy rules is the voltage correction value which is added to the current set-up welding voltage to obtain the voltage control command. The voltage tuning control equation is:

$$V_{i+2} = V_i + \beta \Delta V \qquad (5)$$

where

β is the smoothing factor;

V_i is the set voltage in the monitoring cycle *i;*

V_{i+2} is the set voltage in the monitoring cycle *i+2;*

ΔV is the voltage correction value.

The algorithm and rules for obtaining the values of β and ΔV are described fully by Carvalho (1997). The algorithm was designed to prevent globular metal transfer mode because it is considered to be very unstable. Depending on the level of current, the voltage tuning algorithm moves a globular transfer process to either dip or spray mode of metal transfer. A threshold welding current of 240 amps was used for this switch in this work.

The power ratio (PR) was used as the major index for monitoring the state of the process while the other indices (TSI, TI and DCI) were found to be useful in giving indication about short term instabilities and spatter generation, mainly in dip and globular transfer modes.

The automatic voltage tuning (AVT) algorithm was designed to keep the process operating within the indices' empirically established stable zones, as defined in Figure 1, by increasing or decreasing voltage as necessary. Figure 2 shows the schematic summary of the automatic voltage tuning algorithm, incorporating the voltage tuning direction. The maximum voltage correction allowed in a control cycle was constrained to -1.5 and 1.0 volts. A control cycle comprises of the monitoring/control period, and the power source response time. A sampling rate of 2.5 kHz was adopted, resulting in a monitoring/control cycle of about 250 milliseconds[1].

[1] At 2.5kHz sampling rate, it takes 205 milliseconds for acquiring 512 samples. Some time for data transfer and computer processing increased the monitoring cycle to 250 milliseconds approximately.

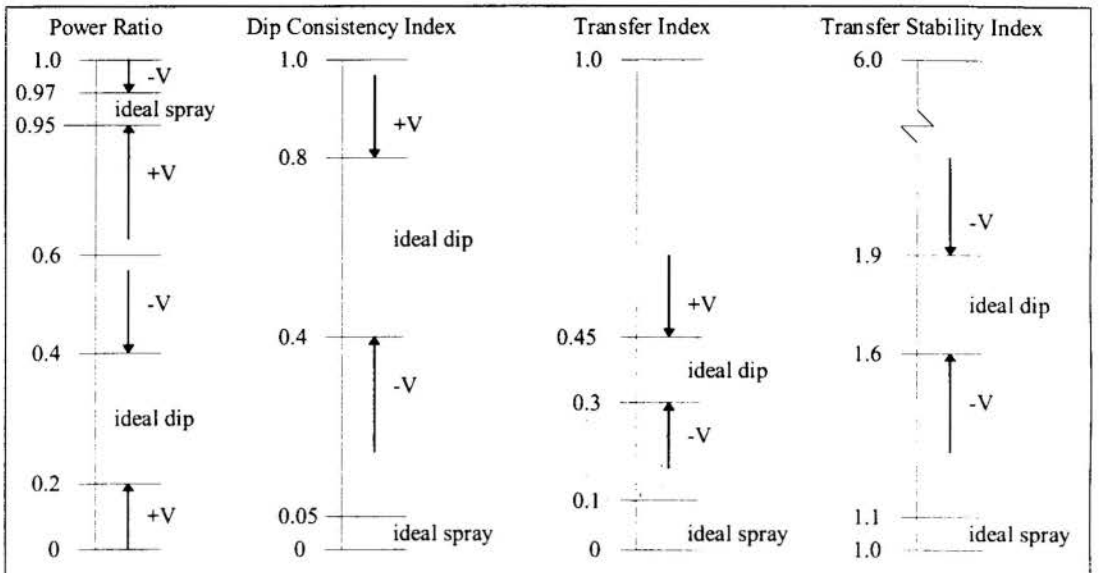


Figure 2 - Voltage control directions (Carvalho, 1997)

3. EXPERIMENTAL RESULTS

The AVT method was implemented on a monitoring and control system, consisting of a personal computer, equipped with A/D and D/A channels and signal conditioning, a power source with I/O capabilities, and voltage and current sensors. The welding trials were carried out using a Migatronic BDH-550 inverter-based power source, 1 mm mild steel solid wire (BS 2901 pt.1 GR A18) and BOC Argonshield 5 (Ar 5%CO_2 2%O_2) shielding gas.

To demonstrate the effectiveness of the tuning algorithm, several bead-on-plate and fillet-joint welding trials were carried out with intentionally inadequate and excessive welding voltages. In all the trials carried out the welding process was quickly stabilised by the AVT algorithm in less than three seconds. Figures 3 to 9 show the welding voltage plots and the resulting bead appearance.

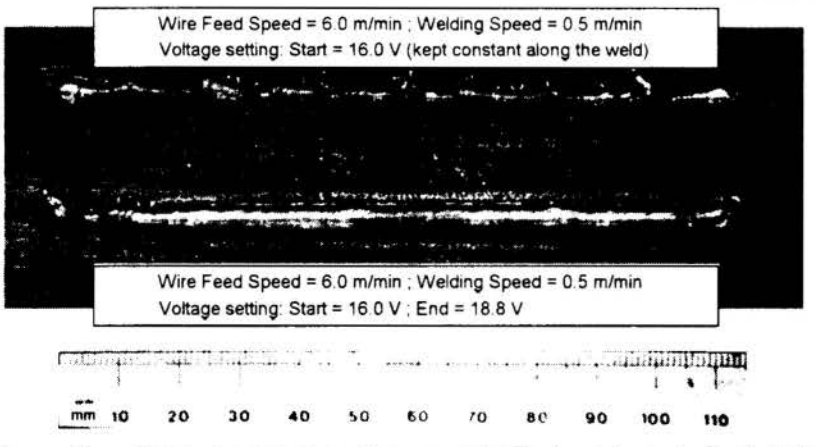


Figure 3 - Bead appearance for uncontrolled and controlled trials using insufficient initial welding voltage

Figure 3 shows a welding scenario where the set-up welding voltage was set so low that it was difficult to maintain a stable arc thus resulting in a poor quality weld. Under control, the AVT algorithm brings to the process to a stable state in less than three seconds and maintains the stable arc. It can also be seen from Figure 3 that the weld quality was quickly corrected.

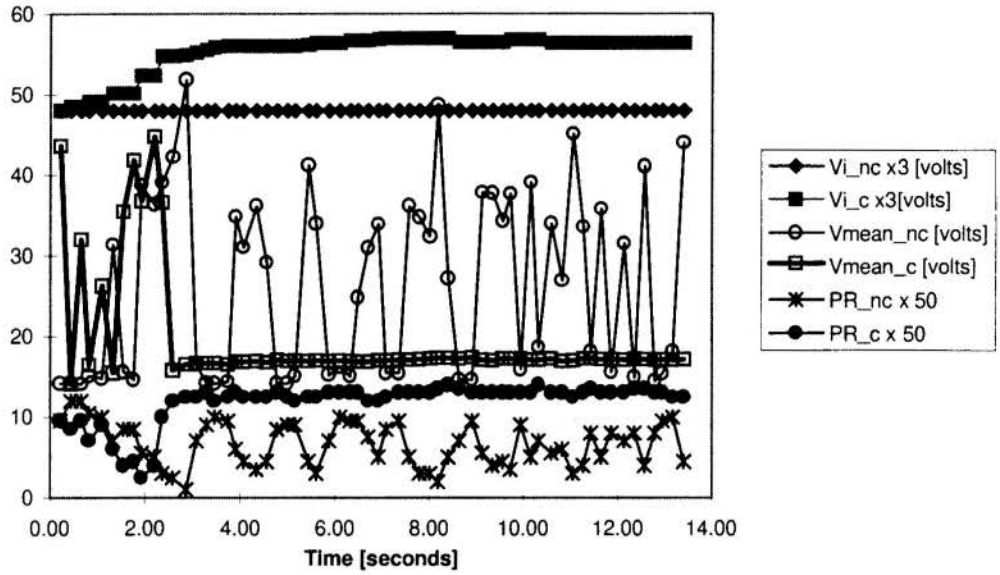


Figure 4 -Comparison between uncontrolled and controlled welding data for welds shown in Figure 3 (nc = voltage not-controlled; c = voltage controlled)

Figure 4 shows the comparison between the set-up welding voltage, measured voltage and the power ratio (PR) for the controlled and uncontrolled welding trials shown in Figure 3. For clarity of the Figure, PR was multiplied by 50 and the set-up voltage, by 3.

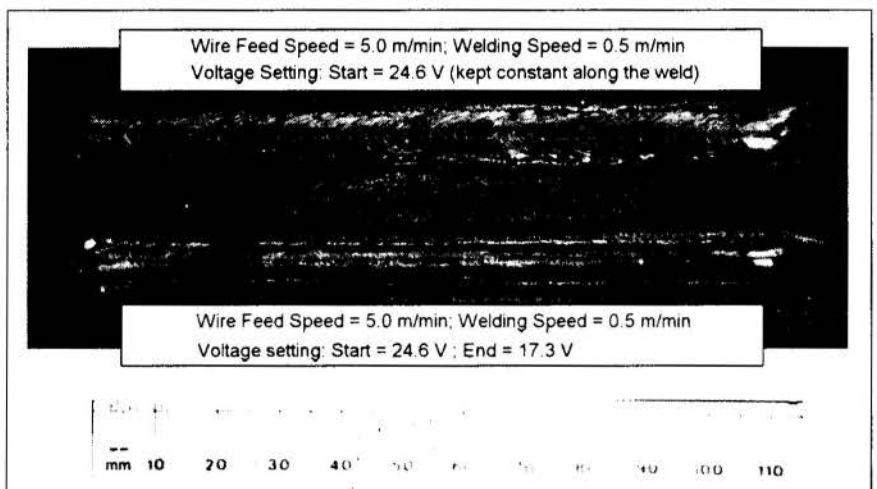


Figure 5 - Bead appearance for uncontrolled and controlled trials using excessive initial welding voltage

Figure 5 shows a situation were excessive welding voltage for the set-up wire feed speed was used. The mode of metal transfer for this condition was classified as mix mode of dip and globular transfer. The indices, PR, TSI, TI and DCI were 0.65, 2.68, 0.27 and 0.23, respectively. The measured current during welding was less than 240 amps, therefore the mode of transfer was changed by the algorithm to dip transfer. A stable dip transfer was achieved in less than two seconds.

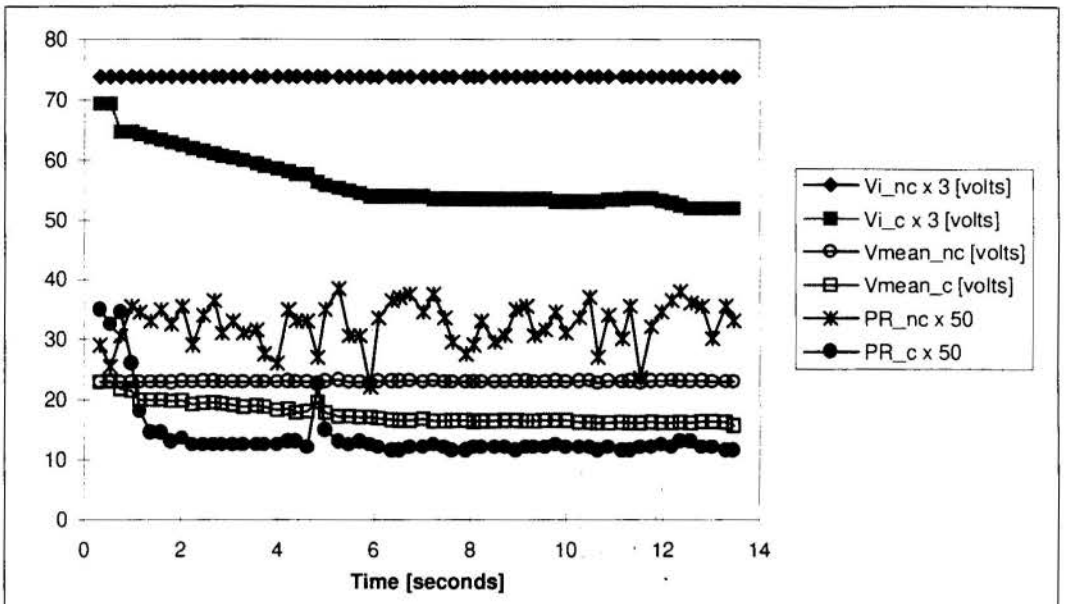


Figure 6 - Comparison between uncontrolled and controlled welding data for welds shown in Figure 5 (nc = voltage not-controlled; c = voltage controlled)

Figure 6 shows the comparison between the set-up welding voltage, measured voltage and the power ratio (PR) for the controlled and uncontrolled welding trials shown in Figure 5. Again, for clarity of the figure, PR was multiplied by 50 and the set-up voltage, by 3.

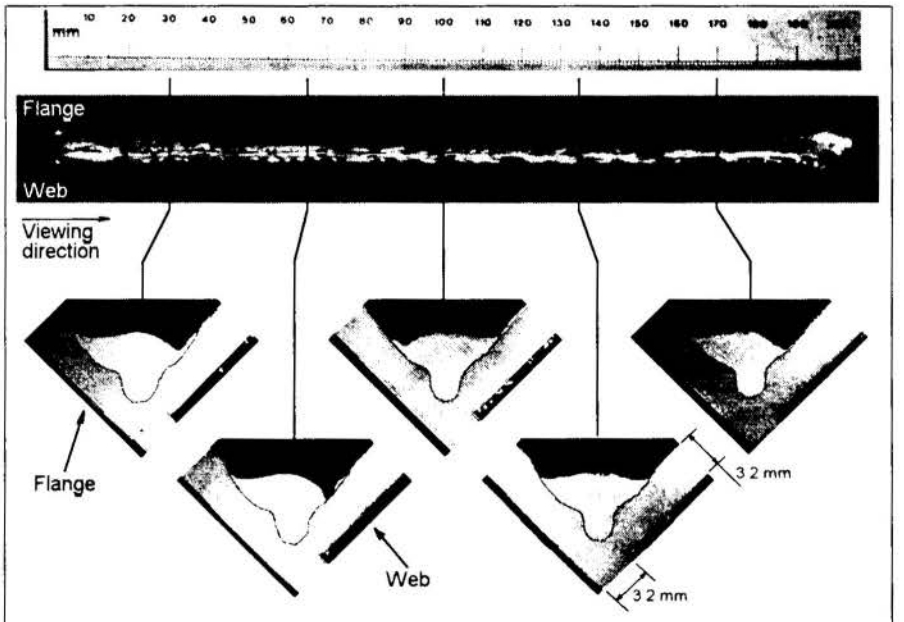


Figure 7 - Welding trial carried out with excessive voltage in spray transfer (wire feed speed = 11 m/min; welding speed = 0.8 m/min; initial welding voltage = 32.9 volts, kept constant along the weld)

In spray transfer mode, welding with excessively high voltage usually leads to fumes, porosity and undercut. Figure 7 shows the situation where spray transfer with excessive voltage was used to produce a fillet weld. Porosity and undercut are observed to occur. However, under AVT control the porosity was eliminated and the undercut, reduced (see Figure 8).

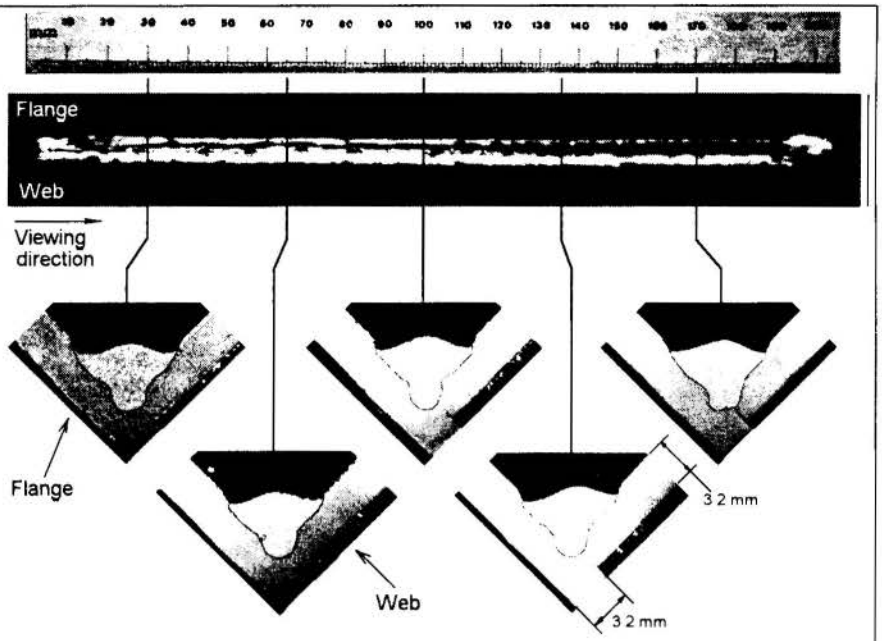


Figure 8 - Welding trial carried out with excessive voltage in spray transfer (wire feed speed = 11 m/min; welding speed = 0.8 m/min; initial welding voltage = 32.9 volts, reduced to 29.1 volts by the controller in less than 3 seconds)

Figure 9 also shows a fillet weld produced using spray transfer with excessive welding voltage. The resulting weld has a finger-like penetration. However, under control the penetration profile was improved.

The series of welds carried out under dip welding did not show any significant changes in fusion. It should be noted, however, that in all cases beads with smoother appearance and stable arcs were obtained.

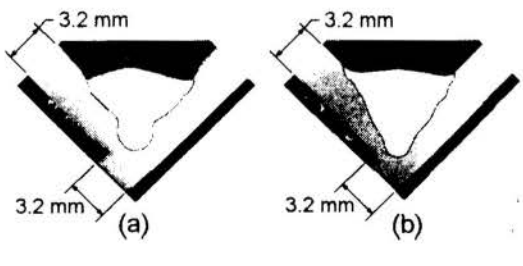


Figure 9 - Comparison between bead profiles from uncontrolled (a) and controlled (b) fillet welding trials (wire feed speed = 13 m/min; welding speed = 0.7 m/min; initial welding voltage = 33.2 volts, reduced to 29.4 volts by the controller in less than 3 seconds)

4. THE SIGNIFICANCE OF THIS WORK

The main benefit of the automatic voltage tuning method presented in this paper is that it could reduce for the power source manufacturers the time and effort used in developing synergic welding curves for different gases and wires, by automatically setting up the welding voltage. It is noted that most power sources already have voltage trim facility, the effective use of which requires (and depends on) skilled welder(s). The results of this research work show that the AVT method could be used to replace the trim facility, thus ensuring that an unskilled welder could still produce good quality welds.

5. CONCLUSIONS

The following conclusions can be drawn from this work:

1. if the wire feed speed and welding speed are set at an appropriate level then by controlling the welding voltage using AVT a stable arc and good quality weld would be obtained;
2. the automatic voltage tuning method presented in this work could be used to replace the trim facility in gas metal arc welding power sources.

6. REFERENCES

AMIN, M. & NASEER-AHMED, A. Synergic control in MIG welding - steady DC open arc and short circuiting arc operation. *Advances in Joining and Cutting Processes TWI International Conference*, 30 Oct. to 2 Nov 1989, Harrogate, pp 61-71.

CARVALHO, G.C. *An adaptive control system for off-line programming in robotic gas metal arc welding*. Cranfield University, PhD thesis, 1997 (not yet published).

MIDDLETON, P. & NORRISH, J. Progress in controlled transfer welding. *Welding and Metal Fabrication*, November, pp 497-503, 1990.

MITA, T. et al. Automatic setting of arc voltage using fuzzy logic. *Welding Review International*, November, pp.130-132, 1996,.

MITA, T. , SAKABE, A. , YOKOO, T. The estimation of arc stability on CO2 gas shielded arc welding. IN: *TWI International Conference on Advanced Welding Systems*, London, 19-21 Nov 1985, pp.261-271.

NORRISH, J. *Advanced Welding Processes*. Bristol: Institute of Physics Publishing, 1992, chapter 10.

OGUNBIYI, T.E.B. *Process monitoring and adaptive quality control for robotic gas metal arc welding*. Cranfield University, PhD thesis, 1995.

OGUNBIYI, T.E.B. and NORRISH, J. GMAW metal transfer and arc stability assessment using monitoring indices. IN: *TWI Conference on Computer Technology in Welding*, Lanaken, Belgium, 9-12 June 1996, paper 11.

WON, Y.J. and CHO, H.S. A fuzzy rule-based method for seeking stable arc condition under short-circuiting mode of GMA welding process. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part 1 - Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 206, pp.117-125, 1992.

YAMAMOTO, H. et al. Automatic setting of welding conditions by fuzzy controlled CO2/MAG welding machine. IN: *Automatic Technology of Arc Welding, Technical Commission on Welding Processes, Japan Welding Society*, IIW-DOC. XII-1471-96, pp. II-127 to II-132, 1996.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB12

SELF CALIBRATION AND OFF-LINE PROGRAMMING OF WELDING CELLS

Milton L. SIQUEIRA; Guilherme C. CARVALHO & Sadek C.A. ALFARO
GRACO - Grupo de Automação e Controle, Dept° de Eng. Mecânica, FT, Universidade de Brasília, CEP - 70-910-900 - Brasília-DF, Brazil. E-mail - milton@guarany.unb.br

Abstract

The objective of GRACO's research is to implement an off-line programming system, which includes welding parameters generation, as well as to integrate the joint location, the seam tracking, and the stand-off control features into a welding monitoring and control system for the GMAW process. The resultant combination is going to provide full off-line programming facilities allied to self-adjusting capabilities for an automatic welding cell.

Keywords

Automation, Robotic, Off-line programming, Self-calibration, welding.

1. INTRODUCTION

Robot off-line programming is by definition the technique of generating a robot program without using a real machine. This programming method presents several advantages over the on-line programming technique, Siqueira et al. (April-1995), named:

- Reduction in robot down time due to programming;
- Improvement in the work conditions for the operator by removing him from the potential hazardous environment;
- It allows the incorporation of CAD information from the workable as well as from the workpieces into the programs.
- It permits the program generation and its simulation without the use of a real robot;
- it allows the programmer to detect and correct in advance any occurring problems.

In the industry, however, the application of off-line programming is not yet wide spread. In the case of demanding applications, as assembly and welding, the current systems require lengthy calibration sessions after the programming phase, since the used world models always present some dissimilarities compared to the "real world". Several factors, which include robot accuracy, calibration of the workable, and fixturing and workpieces discrepancies cause these dissimilarities. Depending on the application, this post calibration can consume most of the time saved by using the off-line technique. In addition, considering the welding process, additional variables appear in the form of tolerances in the component dimensions as well as joint fit up and thermal distortion, which can cause variation in the seam position and also in the gap size. As a result a poor quality weld is obtained.

It is thus necessary the implementation of a self calibration system, which adjust the pre-programmed robot actions to the actual situation, allied with a welding monitoring and control system, responsible for controlling the welding parameters and the torch position, relative to the weld seam, in order to maintain the required weld quality.

The current approaches for dealing with these problems have been applied separately so far. Performing a robot calibration has solved the robot accuracy problem. The joint location problem has been dealt with by using touch-sensing techniques and also by using visual sensing. In terms of industrial application, the touch sensing approach is currently the most applied. The visual sensing methods, however, have received special attention due to the development of new image processing algorithms allied with the increasing computation power of the microprocessors. Furthermore, the miniaturisation of the visual sensing devices have allowed their installation on the robot wrists. This fact has offered high spectations in terms of flexibility, but its use is still very limited. Some other techniques also use magnetic and capacitive devices to finding the joint.

The joint tracking problem has been receiving attention since the early 1980's. Several techniques have already been developed so far. Some of them use touch sensing whereas some others use structured light allied with visual sensing. In the earlier touch sensing systems, the robot was taught by performing a first pass, in which a kind of probe was used to follow a pre-prepared joint while the robot controller recorded it. The welding operation was then accomplished in a second pass.

Similar methods were developed based on structured light (laser strip across the joint), which was used to illuminate the joint and to facilitate the extraction of its position relative to a reference frame. Some other systems have used charge-coupled devices (CCD's) to sense the joint position, based on the brightness of the image. However, some problems have been found related to the correct workpiece illumination and also related to the surface preparation. Scratches on the surface could cause a misinterpretation, leading to a gross error in the case of butt joint in thin plates. The initially developed systems still used the dual-pass method. Although this approach has presented acceptable results, it still presented a drawback caused by the lack of control of joint movement due to thermal distortion. Besides, the dual-pass method resulted in a great waste of time, and consequently, increase on the overall costs. In order to deal with this, one-pass methods were developed, in which the joint tracking was performed at the same time of the welding process.

The vision-based one-pass systems developed so far are, however, considered as open-loop control systems, since they sense the joint position a few millimeters ahead of the weld pool. Attempts have been made to decrease this distance, but difficulties appeared related to the arc light intensity, as well as the highly hazardous environment provided by the arc. Nevertheless, this approach was not suitable for all applications, since a torch carrying a vision seam tracker could not reach complicated joints. It was thus desirable a method, which presented the least amount of accessories necessary to be added to the torch. This could be accomplished by using through-the-arc-sensing techniques.

Through-the-arc sensing techniques are based on the variation of the welding parameters due to a variation on the arc length or the stand-off (depending on the welding technique, GTAW or GMAW). These systems normally oscillate the arc across the joint, via a torch weaving movement. This type of seam tracker, however, requires a V-grove preparation, in the case of butt joints, which makes it unsuitable for thin plates. Although, this can be applied in the case of fillet welds. Other approach used for the arc oscillation is the arc eccentric rotation. This movement can be provided magnetically or mechanically. One advantage of this method is that it increases the tolerance in terms of gap size and misalignment.

Another major problem, which can affect considerably the weld quality, is the control of arc size/stand-off. The best approach to this problem is to use through-the-arc-sensing

techniques. Other methods, based on proximity sensing devices, can also be used. However, depending on the principle utilised (ultrasound, capacitive devices, inductive devices), some problems can arise from the arc electromagnetic and acoustic noises.

In the case of robotic welding, it is desirable a high flexibility for the welding cell, since many different workpieces, with different kinds of joints can be dealt with without much trouble. Furthermore, it is also desirable an off-line programming system, in which the welding conditions can be defined, Siqueira et al. (Dec-1995), and an on-line process adaptive control system, which assures that the required weld quality is obtained. Some systems have already been developed based on the use of look up tables for defining the best welding parameters for the special case being programmed. These kinds of systems present the drawback of requiring large memory space to store such tables. They, moreover, do not address the control of the welding parameters on-line. Empirical relationships would be much more flexible, since they could be applied to a larger scope of cases and would not need a huge memory space to store welding procedures. Furthermore, these empirical relationships could be used to control the welding process.

2. SELF CALIBRATION - IDENTIFICATION OF THE SOURCES OF ERROR

Self-calibration is defined here as the capability of compensating for the unexpected errors that often arise in an industrial environment. In the particular case of a robotic welding cell, programmed off-line, the errors that can appear can be classified, in terms of origin, in three main groups:

a) Robot;
b) Programming;
c) Component.

2.1 Robot Discrepancies

The errors that arise from the robot are mainly due to its accuracy. It is important to differentiate robot accuracy from robot repeatability. Repeatability is defined as the precision with which the robot endpoint achieves a particular pose[1] under repeated commands of the same set of joint angles. Differently, absolute accuracy has been defined as the closeness with which the robot's actual pose matches the poses predicted by its controller, Goswami et al. 1992.

A high repeatability is of prime importance for a variety of robot applications such as pick and place, spray painting, and welding. In these operations a robot is normally taught on line by guiding its end-effector through the required endpoint motions (with the help of a teach-pendant) and the corresponding joint angles are recorded. During actual operation, the robot "plays back" the recorded joint angles.

Tasks involving off-line programming, on the other hand, depend critically on the absolute accuracy, in addition to the repeatability. A robot may have high repeatability while having low absolute accuracy. Given the joint angles, the controller of a robot calculates its endpoint pose with respect to a co-ordinate frame attached to its base, based on a kinematic model of the manipulator structure. This model depends on several parameters as links lengths, joints offsets, joints compliance, gear backlash, misalignments between parallel axes, links compliance, etc. Most of the time, not all the parameters are taken into account or they are not correctly defined, due to manufacturing tolerances. Consequently, the calculated

[1] Pose is defined as the position and attitude of one co-ordinate frame with relation to another. Position includes a 3-dimensional (3D) vector of translational parameters and attitude includes a 3D-vector of angular parameters.

poses will not match the required ones, resulting in positioning errors. Furthermore, in the case of off-line programming, other sources of error may appear in the form of discrepancies between the computer models (robot, its environment, workpiece, etc.) and the actual ones.

2.2 Programming Errors

The robot programming techniques vary from a simple lead-through technique to high-level programming languages including graphic simulation. The approaches for programming robots can be categorised in two basic groups:

- On-line programming;
- Off-line programming.

Millen (1993) describes both techniques for the case of programming welding robots.

2.2.1 On-line programming

On-line programming is a method in which it is necessary the use of an actual robot. It is also called "direct programming", Storr at al. (1986), or "robot teaching" Kusiak (1988) and can be categorised into *Manual Lead-through Programming and Teach Pendant Programming* .

a) *Manual Lead-through Programming.* This technique is based on moving the robot arm manually through each specific point. Encoders, potentiometers, etc do position measurement. These devices, through suitable electronics, generate a set of digital numbers for each co-ordinate, which are stored in the computer's memory. Large robot arms are often counterbalanced to make manual movement easier. Some of them have an auxiliary lightweight arm, which can be used for training or guidance.

b) *Teach Pendant Programming.* Instead of physically moving the robot arm through the desired sequence of points, it is possible to use electronic control circuits to achieve the same result. This technique is called teach pendant programming because a control box (teach pendant), hanging from a cord, contains the push buttons and switches, and sometimes a joystick, necessary to control the sequence of movements. By pressing the proper control button or by moving the joystick accordingly it applies a signal to the servo amplifier, which causes the arm link to move. After the arm has been displaced to the desired point, a record button can be pressed to store its co-ordinates in the robot's memory. Teach pendant control is especially useful for large robots that might otherwise be difficult to take through the training cycle. They are also beneficial in applications where hazardous environments appear.

Whatever the on-line method is, the errors that can arise from this programming technique normally result from large changes in the robot joints variables or because they have reached their extreme values, which can cause calculation problems in the controller, depending on the inverse kinematic algorithm. The errors, however, are often detected and promptly fixed by the operator during the program test. During this phase, the program is run step by step in a low speed allowing the operator to verify and correct any problem.

In situations such as small batch manufacturing or short-life products, on-line programming may take a significant proportion of the total production run time, since it requires that the line must be stopped for the whole programming process. Furthermore, it becomes very tedious and time consuming when hundreds of points are required to be recorded, such as in the aerospace and motor manufacturing industries. In most cases, co-ordinates of points have already been defined on a CAD' system and exist within the

company's database, therefore it is wasteful and redundant for a robot operator to manually program points using on-line techniques.

2.2.2 Off-line programming

Robot off-line programming is by definition the technique of generating a robot program without using a real machine. It can be classified as *language programming and world modelling* methods, Green (1986).

2.2.2.1 Language Programming

Language programming was the first off-line programming tool available. It was based in the use of textual programming languages. This technique is still used nowadays but it requires the programmer to visualise all objects in space, which can sometimes be very complex. It also needs a robot for the testing phase, which does not eliminate the problem of stopping the production line for some time.
The programming errors that can arise from this technique are often due to the difficulty to visualise all cell components in space. This can result in collisions and also in the same problems that occur in the case of on-line programming.

2.2.2.2 World Modelling

In the *world modelling* technique, the function data, the cycle logic and the point co-ordinate data are entered into the off-line computer, and a robot independent program is generated, including all logic statements and positions. This program is then translated into robot specific code, and afterwards, downloaded to the robot controller.

World modelling represents the "world" in which the robot is manipulating. The base of the world modelling is the geometric model, which represents the geometry of the objects in the workspace. The ability to build and store a world model, alleviates the necessity for a programmer to "visualise" location points in three dimensions Green (1986). It is also possible to graphically simulate programming tasks, which requires graphical and kinematic robot models. A robot simulation emulates the robot motions generated by the program instructions, and determines whether each movement can be executed successfully by checking: if there are any collisions; if all points can be reached by the robot, in the desired orientation; if there are any violations on the robot joints limits, either in terms of displacement or in terms of velocity.

The errors that can occur by using this programming technique are normally caused by geometric and kinematic models mismatch. The off-line programming systems used nowadays normally offer world modelling features allied with simulation as well as language programming facilities. The programmer builds the robot program based on the geometric and kinematic models stored in the computer. A simulation is then performed, based on an inverse kinematics algorithm also pre-defined in the computer. Errors in the models can lead to gross errors in the actual program execution, since the co-ordinates stored by using the wrong model result in positions and movements different from what is expected.

Other source of error can be found in the representation of the end effector orientation'. Depending on the choice, the simulation behaviour can differ considerably from the real robot.

2.3 Component Errors

In an industrial environment, the components and tooling are designed in such a way that they allow small dimensional errors on their nominal values. Furthermore, when parts are assembled together for a subsequent welding operation, joint fit up errors often appear in the form of joint misalignment and gap variation. These discrepancies are called manufacturing tolerances. The combination of parts and tooling tolerances with joint fit up errors result in considerable variations on the joints shapes and positioning. In addition, thermal distortion during the welding process can cause on-line joint movement. A skilled welder, in the case of manual operation often compensates these problems. Although, in the case of robotic welding, they can cause serious quality problems.

The normal robotic manipulators for welding purposes (not provided with sensors) can be regarded as blind, deaf and dumb, but capable of positioning a welding torch accurately to within 0.2mm inside their work envelop, Pearson (1989). Such accuracy can, moreover, be repeated consistently. Complications arise, however, if the workpiece and tooling do not have the same parameters of accuracy, since the robot, unfortunately, can not detect this.

Whether the robot is programmed on-line or off-line, these variations result in poor weld quality. Consistent welds require reproducible weld placement and welding conditions. Weld placement becomes more critical with thin material. For example, when welding sheet 1.5-2.Omm thick, the arc must be positioned within about 0.5mm, Boulton (1989).

Two approaches can be used to overcome the component errors: (a) the reduction of the tolerance levels for the machining and assembling, which can result in a considerable cost, and (b) the use of sensors and adaptive control.

The GRACO Laboratory is implementing an off-line programming system, which includes welding parameters generation, as well as to integrate the joint location, the seam tracking, and the stand-off control features into a welding monitoring and control system for the GMAW process. The resultant combination is going to provide full off-line programming facilities allied to self-adjusting capabilities for an automatic welding cell.

3. BIBLIOGRAPHIC REFERENCES

BOULTON, J.R. Integrating welding into FMS. *IN: Weston, **J.** (Ed.) Exploiting Robots in Arc Welded Fabrication*. Cambridge: The Welding Institute, 1989, 143-151.

GOSWAMI, A. et al. Calibration and parameter identification of a 6-DOF robot using a single radial-distance transducer. IN: *IEEE International Conference on Systems*, Man, and Cybemetics, 18-21 October 1992, Chicago, IL, USA, Vol. 2, 177-182.

GREEN, M.A. *A study of robotic programming methodologies, with particular reference to, and comparison between off-line programming systems.* Cranfield Institute of Technology, M.Sc. Thesis, 1986.

KUSIAK, A. Programming, off-line languages, *IN: Dorf, R.C. , Nof, S.Y. (Eds.), International encyclopaedia of robotics: applications and automation*, New York : Wiley, 1988. Vol. 2, 1235-1250.

MILLEN, B. Programming of welding robots, *Welding & Metal Fabrication,*, May 1993, 174,176,178.

STORR, A., SCHUMACHER, H. Programming methods for industrial robots, *IN: Storr, A., McWaters, J.F. (Eds),* "Off-line programming of industrial robots", *Proceedings of IIFIP WG*

5.3/IFAC Working Conference on Off-line Programming of Industrial Robots, 2-3 June 1986, Stuttgart, FRG, 1-4.

SIQUEIRA, M.L. e ALFARO, S.C.A. Simulation de Manipuladores Robóticos, *V Congresso Internationa de Eletrônica*, Comunicationes y Computadoras, Puebla - México - 24-26 Abril/95

SIQUEIRA, M.L. e Alfaro, S.C.A. Simulação e Programação Off-line Aplicado a Processos de Soldagem, *COBEM/95* - UFMG - Belo Horizonte, Dezembro 1995, Brazil.

PEARSON, D. Realism when approaching robotic arc welding applications. *IN: Weston, **J.** (Ed.) Exploiting Robots in Arc Welded Fabrication*, Cambridge: The Welding Institute, 1989, 22-27.

Tema 83

Conformação

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB590

AÇÃO DE CONTROLE SOBRE A ESPESSURA DE SAÍDA DE TIRAS LAMINADAS UTILIZANDO A LÓGICA NEBULOSA / *CONTROL ACTION ON THE ROLLED STRIPS THICKNESS USING FUZZY LOGIC*

Regina Fátima Gibson Gonçalves &
Departamento de Engenharia Elétrica, EEUFMG.
Av. Antônio Carlos, 6627. Caixa Postal 209
CEP: 30.161-970 Belo Horizonte, MG.
E-mail: goncalve@cce.ufmg.br

Horacio Helman
Departamento de Engenharia Metalúrgica, EEUFMG.
R. Espírito Santo, 35.
CEP: 30.160-010 Belo Horizonte, MG.
E-mail: hhelman@demet.ufmg.br

Abstract

The thickness of a rolled strip, which must remain within very close limits, is one of the critical parameters in the characterization of its quality. The process of controlling this thickness frequently requires actions which may affect other important characteristics of the strip, such as profile and shape. Two control procedures are commonly used for this purpose, one on the screw-down mechanism and the other on the strip front or back tensions. One or the other may be more adequate, depending on the operational conditions. These control actions have been normally determined and executed in correspondence with the variation of only one of the parameters of the process. In the present work, a method is developed based on the application of fuzzy logic, which allows for the calculation of suitable control actions to adjust the final thickness of the strip, considering the simultaneous variation of any two operational parameters of the process.

Keywords

Strip rolling, gage control, fuzzy logic, laminação de tiras, controle de espessura, lógica nebulosa.

Símbolos:

A, B, m	coeficientes da equação de Ludwick, para o cálculo da tensão de escoamento
Δh_i	variação da espessura de entrada
$\Delta\sigma$	variação da tensão de escoamento
h_f	espessura de saída
t_f	tensão a frente

1. INTRODUÇÃO

O mercado consumidor de tiras laminadas vem se tornando cada vez mais exigente em relação à qualidade do produto. Um dos parâmetros que medem esta qualidade é a espessura de saída da tira. O controle desta espessura pode provocar alterações em outros aspectos importantes da tira, tais como a planicidade e a forma. Portanto é necessário que as ações para esta correção sejam determinadas tendo-se em mente os fatores que influenciam a espessura de saída e as maneiras possíveis de eliminar variações deste parâmetro sem comprometer outros aspectos importantes do produto.

Várias técnicas de projeto de controladores têm sido empregadas na solução deste problema. A maioria das soluções propostas apresenta a limitação de considerar a variação de apenas um dos parâmetros de cada vez.

2. O PROBLEMA DO CONTROLE DA ESPESSURA DE SAÍDA

A espessura de saída da tira é superior à abertura dos cilindros do laminador, em virtude de deformações elásticas que ocorrem tanto no laminador, como na própria tira. Como essas deformações dependem da carga de laminação, a diferença entre a abertura dos cilindros e a espessura de saída também é função desta carga. Assim sendo, todos os fatores capazes de provocar alterações na carga de laminação influenciarão a espessura de saída e poderão ser utilizados para controlá-la .

Na prática são adotados dois procedimentos de controle: alterar a separação entre os cilindros do laminador (ajuste pela abertura) ou variar as tensões a que fica submetida a tira à entrada (tensão a ré) e à saída do laminador (tensão a frente). Denti *et al.* (1996) mostraram que o controle por meio do ajuste pela abertura é o mais simples, porém provoca alguns efeitos negativos sobre a forma da tira; o controle pelo ajuste da tensão a frente apresenta algumas limitações e dificuldades adicionais em comparação ao primeiro, mas é o que menos compromete a forma do produto e o controle pela tensão a ré apresenta as mesmas limitações e dificuldades de implementação que o da tensão a frente, além de ser nocivo à forma do produto, não sendo, portanto, usualmente empregado.

A determinação de uma ação de controle quantificada de modo a restabelecer o valor original da espessura de saída, após uma alteração da mesma, apresenta alguns complicadores, já que não há uma relação matemática direta simples entre as ações e os resultados obtidos. Por exemplo, no caso do ajuste pela abertura deve-se observar que variações da abertura mudam o ponto de operação, ou seja, provocam novas alterações no valor da carga e, conseqüentemente, na deformação elástica. Portanto, o valor da abertura necessário para corrigir um dado distúrbio na espessura de saída não pode ser determinado simplesmente a partir da diferença entre a espessura desejada e a obtida, como poderia ser feito caso a carga permanecesse constante. Além do mais há situações em que ajustes da abertura não serão suficientes para alterar a deformação plástica sofrida pela tira, mas modificarão apenas sua deformação elástica. No caso do ajuste pela tensão a frente, procura-se restaurar o valor original da carga de laminação, mas a determinação do valor de tensão que possibilita a correção desejada requer complicados cálculos, caso se deseje utilizar modelos mais elaborados para o cálculo da carga. Este método também apresenta limitações pois, além do fato de que as tensões não podem ser diminuídas ou aumentadas em qualquer proporção, como a relação entre a tensão a frente e a carga de laminação não é linear, pode-se estar operando em condições nas quais a correção de espessura por meio de variações na tensão a frente não seja viável.

3. DESCRIÇÃO DO MÉTODO DE CONTROLE PROPOSTO

O método proposto utiliza os conceitos da lógica nebulosa, para quantificar as ações de controle a partir de soluções qualitativas para o problema, sendo possível a consideração da variação simultânea de mais de um parâmetro do processo, e consiste na generalização de um método baseado nos mesmos conceitos, mas limitado à variação de apenas um parâmetro de cada vez, apresentado em Gonçalves & Helman (1996).

O procedimento para a determinação da ação de controle é basicamente o seguinte: representam-se os parâmetros do processo cujas variações deverão ser compensadas em conjuntos nebulosos (um conjunto para cada parâmetro); determina-se uma ação de controle (em valor lingüístico) relativa a cada parâmetro; combinam-se as ações de controle, determinando a ação a ser adotada (em valor lingüístico); converte-se esta ação de controle em um valor numérico, para que possa ser executada.

4. APLICAÇÃO DO MÉTODO PROPOSTO

O método desenvolvido foi instrumentado em microcomputador, para a variação simultânea de até dois parâmetros, utilizando a linguagem C.

Foram escritos dois programas: um para a correção pela abertura e outro para a correção pelo ajuste da tensão a frente. A opção de se utilizar um ou outro poderá ser feita por um terceiro programa que, avaliando as condições operacionais, encaminhe o processamento para o método mais adequado. Nos programas são previstas as variações dos seguintes parâmetros: espessura de entrada da tira, condições de lubrificação do processo (traduzidas em termos de um coeficiente de atrito), tensão de escoamento do material da tira à entrada do laminador e tensão a ré aplicada. A tensão a frente é também um fator que pode provocar alterações na espessura de saída mas, como será eventualmente utilizada como ação de controle, não foi considerada como uma possível perturbação.

Para a variação máxima de cada um dos parâmetros foram adotados valores típicos apresentados em Bryant (1973).

No caso da correção pelo ajuste da tensão a frente, esta apresenta limitações que dependem entre outros fatores do valor da tensão a frente nominal adotado. O programa foi desenvolvido de forma a dar ao usuário a opção de escolha automática da tensão a frente nominal que reduza ao máximo as limitações do método.

Uma grande dificuldade na aplicação da lógica nebulosa ao controle de processos consiste na forma de se representar as variáveis em conjuntos nebulosos. Desta representação depende o sucesso do controlador obtido. Um dos parâmetros de particular importância é o número de rótulos dos conjuntos. Neste caso específico, há dois tipos de conjuntos a serem considerados: os que representam os parâmetros variáveis, cujos números de rótulos determinam o número de regras do controlador, e os que representam as ações de controle. A relação entre o número de rótulos destes últimos e os números de rótulos dos primeiros afeta significativamente a precisão dos resultados: muitas regras e poucos rótulos na ação de controle fazem com que muitas regras dêem origem à mesma ação, ou seja, situações distintas sofrerão a mesma correção; por outro lado, poucas regras e muitos rótulos fazem com que nem todos os rótulos do conjunto da ação apareçam nas regras, ou seja haverá rótulos de correções que nunca serão ativados, comprometendo a suavidade do controle. Nos programas desenvolvidos os números de rótulos estão limitados a onze, para a representação dos parâmetros variáveis, e a 25, no caso da representação da ação de controle.

O usuário deve apenas escolher estes números de rótulos, sendo a transformação das grandezas numéricas em valores lingüísticos e a determinação do conjunto de regras executadas automaticamente. Podem ser experimentadas facilmente várias combinações de números de rótulos, para que se escolha a que mais se adapte ao problema em questão.

Os tempos de processamento variam com os números de rótulos escolhidos, mas em geral são inferiores a 2 minutos. Quando se realiza a otimização do valor nominal da tensão a frente, estes tempos aumentam, podendo chegar até a 10 minutos.

Como uma maneira de validação do método proposto, o programa que determina as correções via ajuste da tensão a frente foi utilizado com os dados dos exemplos apresentados em Denti & Helman (1995), tendo sido obtidos resultados satisfatórios. Por exemplo, para uma variação do coeficiente de atrito de 0,1 para 0,112 combinada com uma variação da tensão de escoamento de 9,634 para 10,405 kgf/mm^2, a espessura de saída teve sua variação corrigida para 2,499 mm (sendo cometido um erro de 0,016% da espessura de saída nominal) na citada referência e foi corrigida pelo método proposto para 2,501 mm (o que corresponde a um erro de 0,021%). Os mesmos dados foram utilizados com o programa que determina a correção pelo ajuste da abertura, tendo sido obtidos resultados também satisfatórios: erro de

0,015% para esse mesmo exemplo.

Os programas passaram então a ser utilizados em vários outros exemplos.

5. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os programas apresentam os resultados em forma de tabela, para combinações de variações dos parâmetros, indicando em cada caso a correção necessária, a espessura de saída obtida após a correção, o erro em relação à espessura de saída desejada e o erro que seria cometido se não fosse feita nenhuma correção. Após a tabela são informados: o erro máximo em valor absoluto e a média dos valores absolutos dos erros cometidos.

Os erros máximos e médios variam com o número de rótulos. Por exemplo, para o ajuste pela abertura, com a variação da espessura inicial e da tensão de escoamento, houve um caso em que os erros máximos variaram de 1,794%, com a adoção de 7 e 11 rótulos para representar respectivamente os parâmetros e a ação de controle, para 0,256% com a adoção de 11 e 25 rótulos, com a correspondente variação dos erros médios de 0,378% para 0,126%. Variações desta mesma ordem foram freqüentemente encontradas.

A título de exemplo, são apresentados os resultados correspondentes a uma tira de aço com 500 mm de largura, espessura inicial de 3 mm, espessura de saída nominal de 2 mm, sendo laminada com tensão a frente de 20 kgf/mm^2 e tensão a ré correspondente a 30% da tensão de escoamento à entrada do laminador, cujos cilindros de trabalho têm 100 mm de raio e módulo de rigidez de 500 t/mm. O coeficiente de atrito adotado foi 0,1, a velocidade de laminação considerada foi de 50 m/min. A tensão de escoamento do material da tira foi aproximada por uma equação de Ludwick com os seguintes parâmetros: A = 9,634 kgf/mm^2, B = 75,166 kgf/mm^2 e m = 0,2967.

Foi simulada a variação simultânea da espessura de entrada e da tensão de escoamento, ambas em uma faixa de -10% a +10% de seus valores nominais, tendo sido escolhidos os valores 15 e 25 para os números de rótulos dos conjuntos nebulosos.

Na Figura 1 é mostrada a variação da espessura de saída decorrente das alterações destes parâmetros, sem nenhuma correção. Pode-se observar que o efeito da espessura de entrada é mais marcante que o da tensão de escoamento.

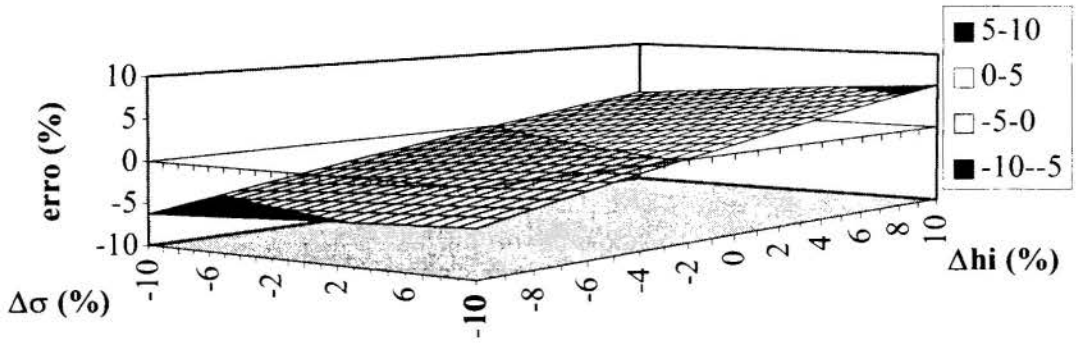


Figura 1: Erro na espessura de saída, sem correção

As espessuras de saída corrigidas e os erros cometidos estão apresentados na Tabela 1 e Figuras 2 e 3, para a correção pelo ajuste da tensão a frente, e na Tabela 2 e Figura 4, para a correção pelo ajuste da abertura. Nestas tabelas as espessuras de entrada e as tensões de escoamento estão expressas em termos de suas variações percentuais em relação aos valores nominais, as espessuras de saída antes e após a correção estão dadas em milímetros e os erros respectivos estão expressos em porcento da espessura de saída nominal.

A Figura 2 corresponde a resultados obtidos sem otimização da tensão a frente nominal, o

que limita as possibilidades de correção para variações da espessura de entrada à faixa de -3,5% a +10% de seu valor nominal, com a tensão de escoamento variando na faixa de -1% a +10% de seu valor nominal.

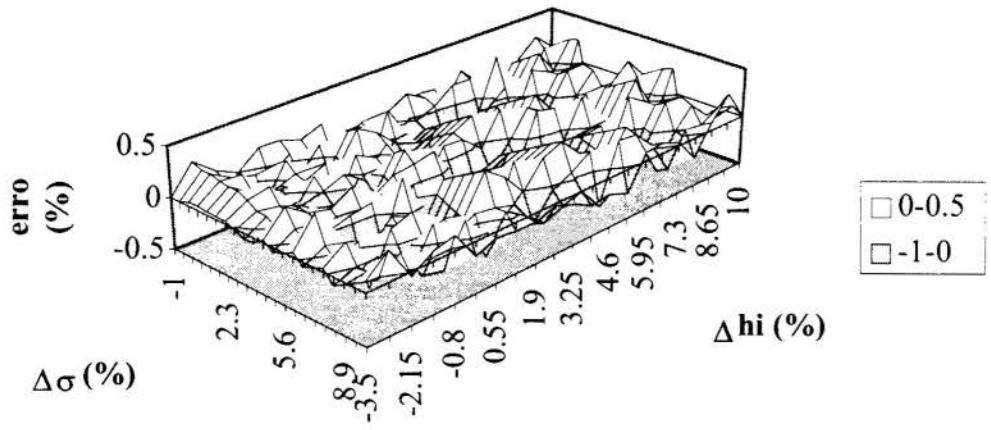


Figura 2: Erro na espessura de saída corrigida pela tensão a frente, sem otimização da tensão a frente nominal

A Tabela 1 apresenta alguns dos resultados obtidos para a correção da espessura, já com a tensão a frente nominal otimizada: 40 kgf/mm^2. Este valor foi determinado automaticamente pelo programa e permite a correção da espessura de saída para variações dos parâmetros em toda a faixa pretendida, ou seja, de -10% a +10% dos valores nominais da espessura de entrada e da tensão de escoamento. Neste caso, os erros máximo e médio cometidos foram respectivamente de 0,570% e 0,174% da espessura de saída nominal.

Tabela 1: Correção pelo ajuste da tensão a frente, com a otimização do valor nominal

Δh_i (%)	$\Delta\sigma$ (%)	h_f (s/corr) (mm)	erro (s/corr) (%)	t_f (kgf/mm^2)	h_f (corrigida) (mm)	erro (corrigido) (%)
-10,0	-10,0	1,871	-6,466	8,7	2,000	0,000
-4,0	-10,0	1,939	-3,058	29,9	2,001	0,029
2,0	-10,0	1,999	-0,032	39,8	2,001	0,047
8,0	-10,0	2,054	2,680	46,8	1,999	-0,051
-8,0	-4,0	1,904	-4,809	25,7	1,990	-0,496
-2,0	-4,0	1,971	-1,433	36,1	1,999	-0,043
4,0	-4,0	2,032	1,581	43,6	2,003	0,166
10,0	-4,0	2,086	4,293	50,1	1,996	-0,218
0	0	2,000	0	40,0	2,000	0
-10,0	2,0	1,888	-5,604	20,0	2,000	0,009
-4,0	2,0	1,960	-1,992	36,1	1,989	-0,539
2,0	2,0	2,025	1,225	43,0	2,000	-0,025
8,0	2,0	2,082	4,117	49,4	1,997	-0,136
-10,0	6,0	1,894	-5,325	21,8	2,001	0,069
-4,0	6,0	1,967	-1,654	36,1	1,996	-0,181
2,0	6,0	2,032	1,620	44,1	1,998	-0,109
8,0	6,0	2,091	4,564	49,6	2,002	0,124
-4,0	10,0	1,974	-1,322	37,4	1,994	-0,302
2,0	10,0	2,040	2,004	44,4	2,002	0,099
8,0	10,0	2,100	4,998	50,8	1,996	-0,192
10,0	10,0	2,119	5,931	52,2	2,000	0,001

Para otimizar a tensão a frente e gerar uma tabela de resultados com 121 combinações de valores dos parâmetros, o tempo de processamento foi de 475 s, contra um tempo de 59 s sem a otimização. Nestes tempos de processamento incluem-se as representações das variáveis em conjuntos nebulosos e a determinação das regras de controle. Estes mesmos resultados são apresentados na Figura 3.

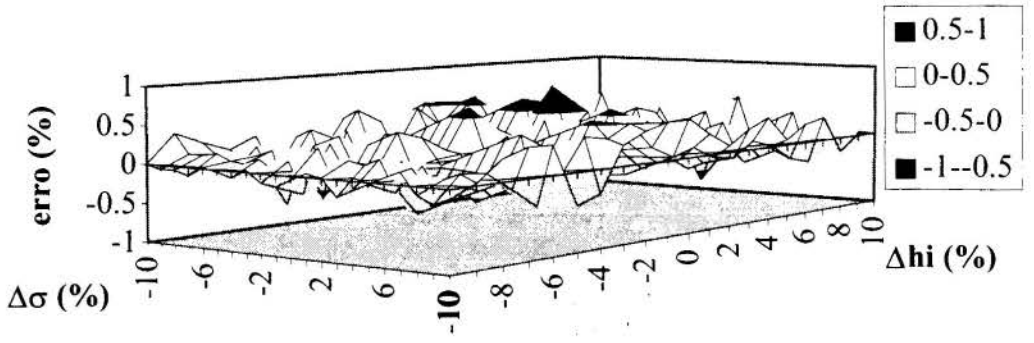


Figura 3: Erro na espessura de saída corrigida pela tensão a frente, com a otimização da tensão a frente nominal

A Tabela 2 mostra alguns dos resultados obtidos com o programa que determina correções da espessura de saída pelo ajuste da abertura dos cilindros.

Tabela 2: Correção pelo ajuste da abertura dos cilindros

Δh_i (%)	$\Delta\sigma$ (%)	h_f (s/corr) (mm)	erro (s/corr) (%)	Abertura (mm)	h_f (corrigida) (mm)	erro (corrigido) (%)
-10,0	-10,0	1,874	-6,295	1,664	2,000	0,000
-4,0	-10,0	1,936	-3,202	1,580	1,998	-0,120
2,0	-10,0	1,991	-0,452	1,526	1,998	-0,090
8,0	-10,0	2,040	2,013	1,483	2,005	0,247
-8,0	-4,0	1,909	-4,548	1,608	1,998	-0,088
-2,0	-4,0	1,971	-1,465	1,555	2,007	0,371
4,0	-4,0	2,026	1,288	1,494	2,002	0,084
10,0	-4,0	2,075	3,758	1,441	1,998	-0,094
0	0	2,000	0	1,519	2,000	0
-10,0	2,0	1,899	-5,069	1,623	2,004	0,176
-4,0	2,0	1,965	-1,757	1,555	2,001	0,074
2,0	2,0	2,024	1,195	1,490	1,995	-0,250
8,0	2,0	2,077	3,842	1,439	1,997	-0,131
-8,0	10,0	1,937	-3,144	1,588	2,007	0,353
-2,0	10,0	2,003	0,165	1,522	2,007	0,355
4,0	10,0	2,062	3,122	1,462	2,006	0,292
10,0	10,0	2,116	5,779	1,403	2,000	0,000

A Figura 4 mostra estes resultados para toda a faixa de variação dos parâmetros. Neste caso, os erros máximo e médio foram respectivamente de 0,474% e 0,142% da espessura de saída nominal. O tempo de processamento foi de 15 s, incluindo-se o tempo para a representação das variáveis em conjuntos nebulosos, a determinação do conjunto de regras e o cálculo dos resultados de uma tabela com 121 combinações de valores dos parâmetros. A redução deste tempo de processamento em comparação com o tempo gasto na correção pela tensão a frente

deve-se a uma redução significativa dos cálculos teóricos necessários à obtenção dos conjuntos nebulosos e dos conjuntos de regras deste método em relação ao anterior.

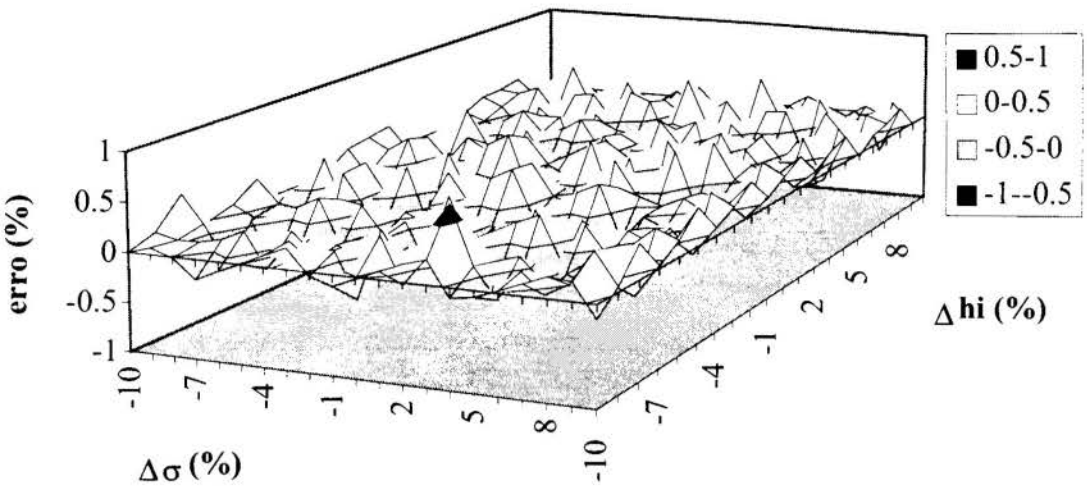


Figura 4: Erro na espessura de saída corrigida pela abertura dos cilindros

6. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos em vários exemplos mostraram a importância de uma escolha adequada dos conjuntos nebulosos. Os programas tornam esta escolha simples, uma vez que facilita a experimentação de várias representações em busca da melhor delas. No caso da correção pelo ajuste da tensão a frente, a escolha do valor nominal para esta tensão é um fator decisivo na obtenção de bons resultados. O programa pode determinar automaticamente o melhor valor (do ponto de vista da correção da espessura de saída) para esta tensão.

Os tempos de processamento variaram de quinze segundos a dez minutos, sendo que a operação que demanda maiores tempos é a escolha da tensão a frente mais adequada.

Os métodos de correção propostos reduziram em até dez vezes os erros percentuais cometidos na espessura de saída, em relação aos erros sem nenhuma correção, mostrando-se sempre inferiores às tolerâncias utilizadas na prática industrial. No exemplo utilizado o erro admissível é de ±8% (ver ACESITA). Tais resultados permitem enfrentar com segurança os crescentes níveis de exigência na qualidade dimensional dos produtos laminados.

No exemplo apresentado, o método de correção pelo ajuste da abertura conduziu a erros ligeiramente menores que o método de correção pelo ajuste da tensão a frente, com o valor nominal otimizado desta tensão. Entretanto, esta conclusão não pode ser generalizada: há situações em que um dos métodos torna-se sensivelmente mais eficiente que o outro, podendo chegar até a casos em que apenas um deles seja viável. Deve-se, pois, analisar as condições de cada operação para se escolher o método mais apropriado. Num trabalho em desenvolvimento (Gonçalves & Helman, s. d.) esta escolha será realizada automaticamente.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACESITA, Catálogo de produtos, Norma ACESITA (ASTM).

Argyropoulos, S. A. Artificial intelligence in materials processing operations: a review and future directions. ISIJ International, v.30, n.2, p.83-89, 1990.

Bryant, G. F. Automation of tandem mills. London: The Iron And Steel Institute, 1973. 412p.

Cox, E. Fuzzy Fundamentals. IEEE Spectrum, p.58-61, out. 1992.

Denti Filho, J., Helman, H. Um método computacional para a simulação dos efeitos da tensão a frente como ação de controle da espessura de saída na laminação de tiras. In: CILAMCE - CONGRESO IBERO LATINO AMERICANO SOBRE MÉTODOS COMPUTACIONAIS PARA ENGENHARIA, 16, 1995, Curitiba, PR, Brasil. Anais... v.1, p.863-70.

Denti Filho, J., Helman, H., Baptista, E. Strip rolling process simulation and exit thickness control actions - A Review. In: IASTED INTERNATIONAL CONFERENCE ON MODELLING AND SIMULATION, 1996, Pittsburgh, Pennsylvania, USA. Proceedings, p.227-230.

Gonçalves, R. F. G., Helman, H. Aplicação da lógica nebulosa (fuzzy) à correção da espessura de saída na laminação a frio de tiras. In: CONGRESSO ANUAL DA ABM, 51, 1996, Porto Alegre. Anais a serem publicados.

Gonçalves, R. F. G., Helman, H. Técnica para a otimização da laminação de produtos planos. A ser publicado.

Hasegawa, A., Taki, F. Development of fuzzy set theory-based shape control system for cold strip mil. Nippon Steel Technical Report, Tokyo, n.49, p.59-62, abr. 1991.

Hattori, S., Nakajima, M., Katayama, Y. Fuzzy control algorithm and neural networks for flatness control of a cold rolling process. Hitachi Review, v.41, n.1, p.31-38, 1992.

Helman, H. Fundamentos da laminação de produtos planos. São Paulo: ABM, 1988. 396p.

Klir, G. T., Folger, T. A. Fuzzy sets, uncertainty, and information. London: Prentice-Hall International, 1988. 355p.

Lee, C. C. Fuzzy logic in control systems: fuzzy logic controller. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, v.20, n.2, p.404-418, 419-435,1990.

Pataro, C. D., Resende, P., Helman, H. Aplicação de lógica nebulosa na laminação de produtos planos. In: CONGRESSO ANUAL DA ABM, 50, 1995, São Pedro. Anais... v.3, p.395-404.

Ribeiro, Luiz Antônio de Mello. Estudo das causas que afetam a planicidade de tiras laminadas a frio. Belo Horizonte: Escola de Engenharia da UFMG, 1990. 100p. (Dissertação, Mestrado em Engenharia Metalúrgica).

Cox, E. Fuzzy Fundamentals. IEEE Spectrum, p.58-61, out. 1992.

Denti Filho, J., Helman, H. Um método computacional para a simulação dos efeitos da tensão a frente como ação de controle da espessura de saída na laminação de tiras. In: CILAMCE - CONGRESO IBERO LATINO AMERICANO SOBRE MÉTODOS COMPUTACIONAIS PARA ENGENHARIA, 16, 1995, Curitiba, PR, Brasil. Anais... v.1, p.863-70.

Denti Filho, J., Helman, H., Baptista, E. Strip rolling process simulation and exit thickness control actions - A Review. In: IASTED INTERNATIONAL CONFERENCE ON MODELLING AND SIMULATION, 1996, Pittsburgh, Pennsylvania, USA. Proceedings, p.227-230.

Gonçalves, R. F. G., Helman, H. Aplicação da lógica nebulosa (fuzzy) à correção da espessura de saída na laminação a frio de tiras. In: CONGRESSO ANUAL DA ABM, 51, 1996, Porto Alegre. Anais a serem publicados.

Gonçalves, R. F. G., Helman, H. Técnica para a otimização da laminação de produtos planos. A ser publicado.

Hasegawa, A., Taki, F. Development of fuzzy set theory-based shape control system for cold strip mil. Nippon Steel Technical Report, Tokyo, n.49, p.59-62, abr. 1991.

Hattori, S., Nakajima, M., Katayama, Y. Fuzzy control algorithm and neural networks for flatness control of a cold rolling process. Hitachi Review, v.41, n.1, p.31-38, 1992.

Helman, H. Fundamentos da laminação de produtos planos. São Paulo: ABM, 1988. 396p.

Klir, G. T., Folger, T. A. Fuzzy sets, uncertainty, and information. London: Prentice-Hall International, 1988. 355p.

Lee, C. C. Fuzzy logic in control systems: fuzzy logic controller. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, v.20, n.2, p.404-418, 419-435,1990.

Pataro, C. D., Resende, P., Helman, H. Aplicação de lógica nebulosa na laminação de produtos planos. In: CONGRESSO ANUAL DA ABM, 50, 1995, São Pedro. Anais... v.3, p.395-404.

Ribeiro, Luiz Antônio de Mello. Estudo das causas que afetam a planicidade de tiras laminadas a frio. Belo Horizonte: Escola de Engenharia da UFMG, 1990. 100p. (Dissertação, Mestrado em Engenharia Metalúrgica).

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB577

SISTEMA ESPECIALISTA PARA FORJAMENTO A QUENTE/
EXPERT SYSTEM FOR HOT FORGING DESIGN

Ângelo Caporalli Filho, Luciano Antonio Gileno, Sérgio Tonini Button
Departamento de Engenharia de Materiais, Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAP
CEP 13083-970 - Campinas, S.P. Brasil, E-mail: sergio1@fem.unicamp.br

Abstract

Planning hot forging process is a time-consuming activity with high costs involved, because of the trial-and-error iterative methods used to design dies and to choose equipments and process conditions. Some processes demand many months to produce forged parts with controlled shapes, dimensions and microstructure. This paper shows how expert systems can help engineers to reduce the time needed to design precision forged parts and dies from machined parts, with the software APFFQ interfacing Visual Basic v.4.0 and SolidEdge v.2.0. The software was used to design flashless hot forged gears, chosen from families of gears.

Keywords

Precision Forging, Expert Systems, Hot Forging.

Palavras-chaves

Forjamento de precisão, Sistemas Especialistas, Forjamento a Quente

1. INTRODUÇÃO

O processo de forjamento a quente vem constantemente sofrendo alterações, principalmente no que se refere à geometria das ferramentas e à qualidade dimensional do forjado. Uma busca contínua das possibilidades de redução no peso inicial do forjado vem sendo realizada com o objetivo de reduzir o custo da parcela associada à matéria prima e às operações posteriores de acabamento por usinagem.

Com o avanço nessa área, através do processo de forjamento à quente de precisão, o custo associado às operações posteriores de usinagem reduziu-se acentuadamente, já que o forjado apresenta dimensões próximas da final, conhecidos como "near-net-shape". Entretanto, o planejamento de um processo de forjamento é totalmente dependente da criatividade, conhecimento, intuição e experiência industrial do projetista (Kim *et al.*, 1992). Assim, para substituir o procedimento atual, onde as decisões são tomadas com base no conhecimento de técnicos e especialistas e no método de tentativas e erros, deve-se reunir e organizar essas informações de tal modo que possam ser obtidas mais rapidamente e de uma forma mais criteriosa a cada novo processo desenvolvido (Azushima, 1990 e Osakada e Yang, 1991). Com esse objetivo, será descrito neste trabalho um sistema especialista para o forjamento a quente de famílias de peças com geometria axissimétrica, no caso engrenagens cilíndricas.

Segundo Yang e Osakada (1993), o planejamento do processo e o projeto de ferramentas auxiliado por computador tiveram seu início através de Niebel and Barker, et al. já nos anos 60. O sistema apresentado por Niebel utilizava tecnologia de grupo para usinagem. Barker relata em seu trabalho que o tempo necessário para projeto e produção de um ferramental para forjamento foi reduzido de semanas para horas utilizando-se computadores. Durante os anos 70, os pesquisadores continuaram este trabalho porém, com uma visão voltada ao Planejamento do Processo Auxiliado por Computador - CAPP para forjamento a quente. Ainda nos anos 70, Lengyel propôs um método auxiliado por computador de otimização para os processos de forjamento a frio. Entretanto, devido à falta de pesquisadores com conhecimentos de processos de forjamento a frio, pouco se desenvolveu em CAPP para estes processos.

Com o advento de Inteligência Artificial - AI, os sistemas que surgiram posteriormente já contavam com critérios de projeto e procedimentos para planejamento de processos. Em meados dos anos 80, vários sistemas CAD/CAM estavam a disposição como novas ferramentas para as indústrias e isso possibilitou aos pesquisadores interessados no desenvolvimento de sistemas especialistas baseados no conhecimento, dar seqüência às suas pesquisas. O primeiro sistema especialista para forjamento foi aplicado para forjados do tipo alma-nervura. Tang et al, desenvolvem um sistema especialista para forjados do mesmo tipo chamado "Automatic Forging Design -AFD".

Com o desenvolvimento contínuo dos métodos de simulação em computadores, muitas pesquisas se desenvolveram buscando a introdução de métodos de simulação em sistemas especialistas. Um exemplo disso, foi o estudo desenvolvimento por um grupo de pesquisadores da Universidade de Birmingham, onde utilizaram o Método de Elementos Finitos - FEM, em projetos de matrizes para forjamento e para simulação do escoamento do metal forjado..

No Battelle Columbus Laboratories, Badaway et al, desenvolvem um sistema chamado "FORMING" aplicado para forjados a frio e morno (Yang e Osakada, 1993).

2. O "APFFQ"

O "Sistema Especialista" em desenvolvimento, apresentado neste trabalho é chamado de APFFQ - "Automatização do Projeto de Ferramentas para o Forjamento a Quente". O APFFQ é um sistema semi-automático, pois as opções são oferecidas pelo sistema e aceitas ou não pelo projetista. A figura 1 apresenta e estrutura básica do APFFQ.

O APFFQ está sendo desenvolvido utilizando-se dois softwares: SolidEdge, um software de projeto que permite a geração de peças similares a sólidos de revolução, o MS-VisualBasic, que permite a criação do ambiente de trabalho para o usuário e o MS-Access utilizado para criação dos bancos de dados com as informações necessárias para o planejamento do processo.

As peças estudadas no desenvolvimento do sistema foram divididas em famílias. Para a construção do banco de dados, reuniram-se cerca de vinte desenhos de peças metálicas (engrenagens) que são forjadas a quente sem rebarba e posteriormente usinadas e tratadas termicamente. A figura 2 apresenta cinco famílias de peças que agrupam essas engrenagens de acordo com detalhes geométricos.

Para a definição dos procedimentos a serem adotados no desenvolvimento do sistema especialista, elaborou-se o fluxograma apresentado na figura 1. Este fluxograma está dividido em três grupos principais:

▨ Primeiro grupo onde são gerados os desenhos do forjado, considerando o desenho da peça pronta, as características do material e critérios de projeto para forjados do tipo "near-net-shape" (NNS).

□ Segundo grupo, onde estarão as seqüências possíveis de processo e onde será selecionada a seqüência mais adequada a cada produto.

▨ Terceiro grupo, onde se consideram informações relativas aos parâmetros do processo além dos projetos das matrizes e definição dos equipamentos.

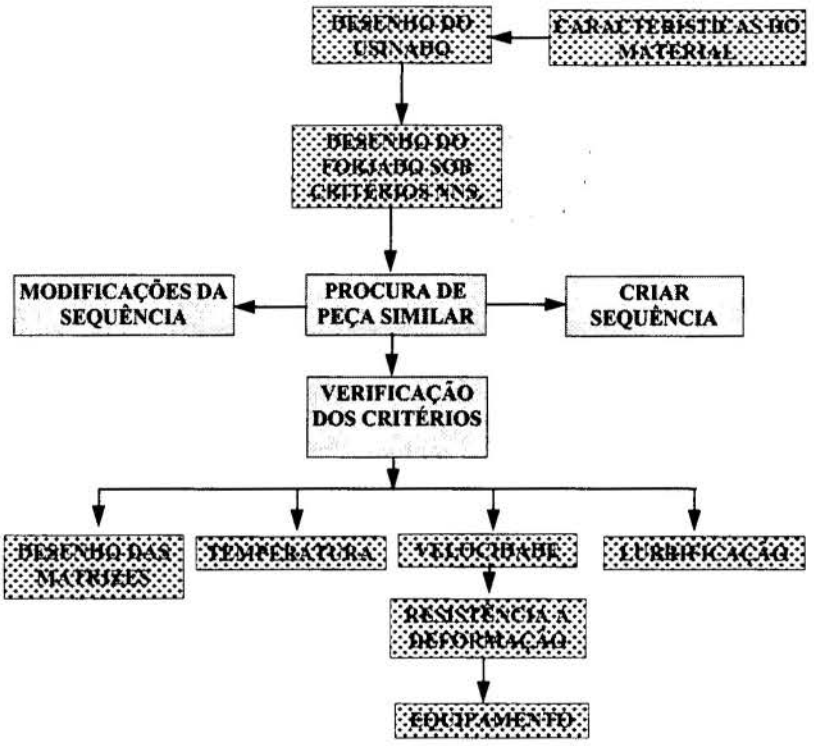


Figura 1 - Fluxograma do APFFQ.

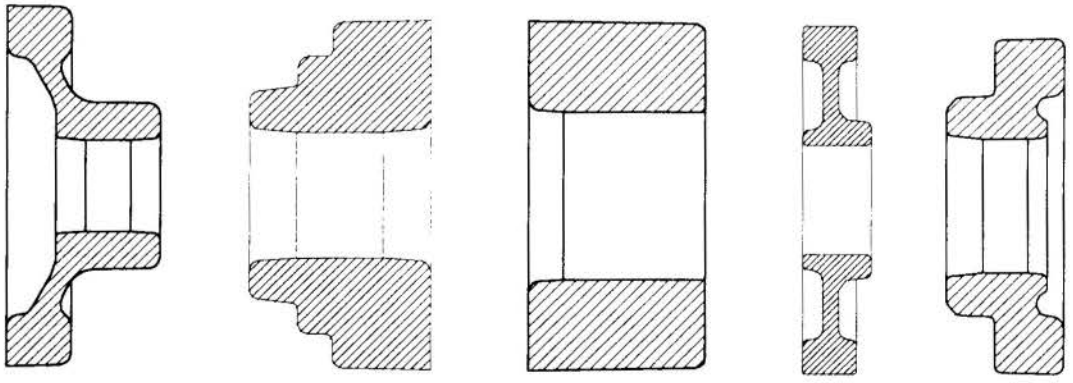


Figura 2 - Famílias de engrenagens forjadas.

2.1 Descrição do "APFFQ"

Início do programa: é oferecido ao usuário uma janela inicial. Há opção entre construir uma nova peça ou consultar os valores dos parâmetros com os quais o programa trabalha (além da opção de sair do programa). A janela inicial do APFFQ é apresentada na figura 3.

A partir da janela da figura 3:

- Se o usuário escolhe o botão "Terminar", sai do programa.
- Se a escolha for o botão "Consulta de valores tabelados", o programa apresenta outra janela com um pequeno menu (figura 4).
- Se, finalmente, for escolhido o botão "Nova peça", surge a janela apresentada na figura 5.

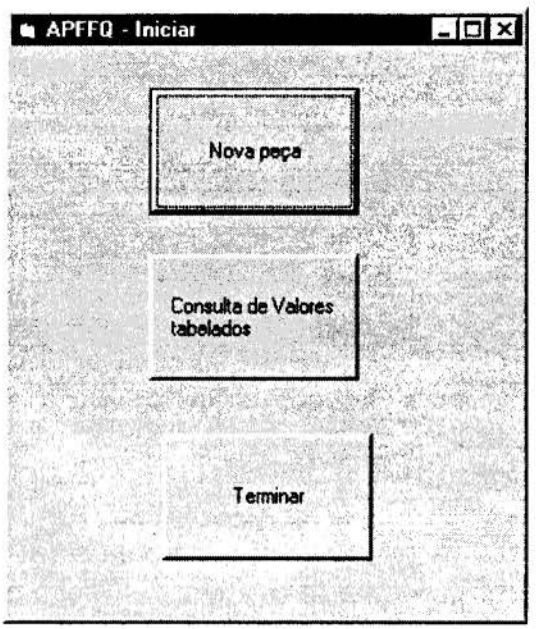


Figura 3 - Tela inicial do APFFQ.

Figura 4 - Menu de parâmetros utilizados pelo APFFQ.

A janela dos parâmetros apresentados na figura 4, é composta de bancos de dados com valores obtidos através dos critérios de projeto em função do tipo de forjado, neste caso forjados de precisão. Nesta janela, além dos parâmetros apresentados é possível consultar os valores para cada um dos parâmetros apresentados.

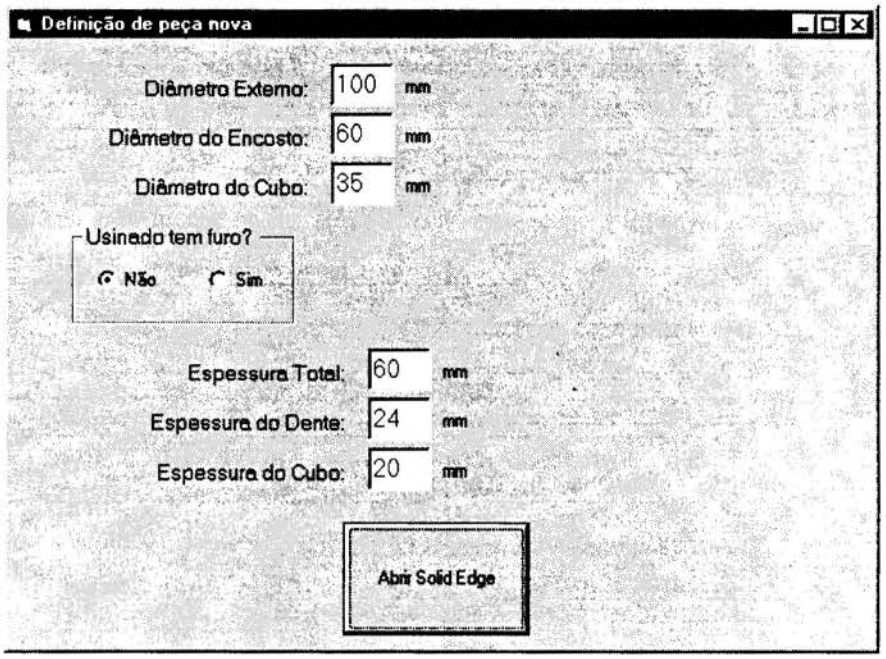


Figura 5 - Entrada de dimensões para peça pertencente à família de engrenagens.

2.2 Consulta Aos Valores Utilizados Pelo Programa

A partir do menu apresentado na figura 4, tem-se acesso aos valores dos parâmetros adotados pelo programa. O usuário pode consultar quais são os valores recomendados pela literatura e determinar aqueles que o programa deve utilizar.

Tabela de valores de sobremetal

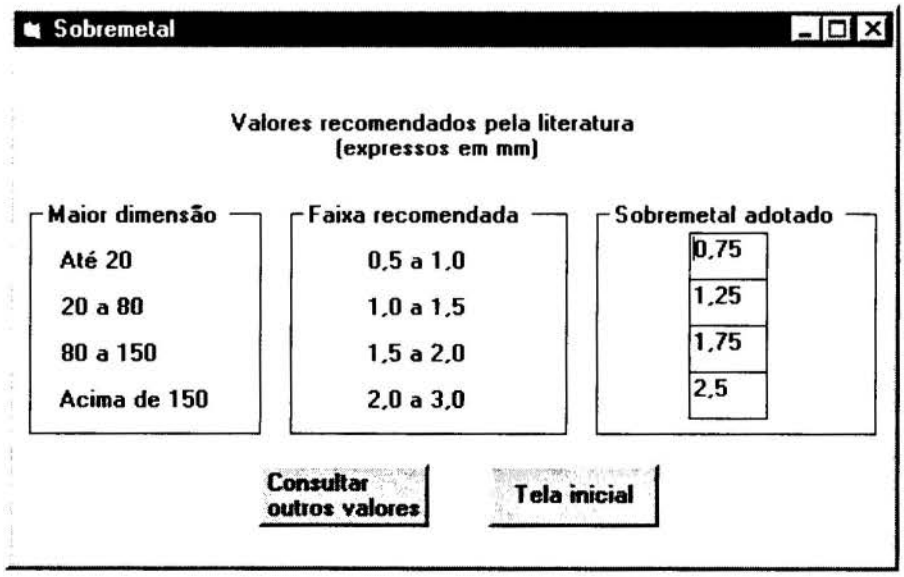


Figura 6 - Tela de apresentação de valores de sobremetal.

Os valores apresentados na janela mostrada na figura 6, são valores adotados segundo critérios de projeto. Entretanto, poderão ser alterados de acordo com a experiência do projetista e principalmente com a condição tecnológica do fabricante.

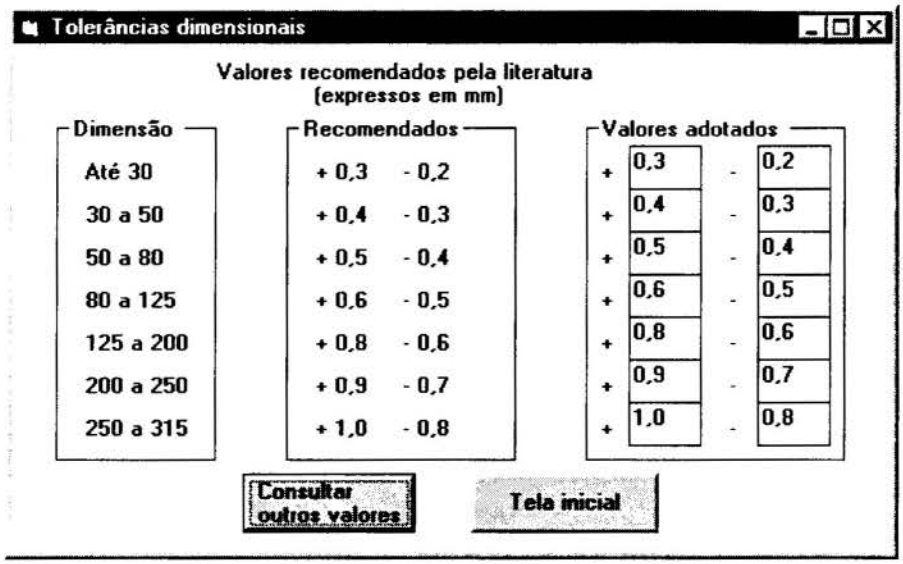


Figura 7 - Tela de apresentação de valores de tolerância dimensional.

Os campos intitulados "sobremetal adotado" e "valores adotados" nas figuras 6 e 7 estão inteiramente à disposição do usuário para eventuais mudanças e adequação às suas disponibilidades (de equipamentos, por exemplo, onde pode trabalhar com tolerâncias mais ou menos estreitas).

Janela de atribuição de valor de ângulo de saída

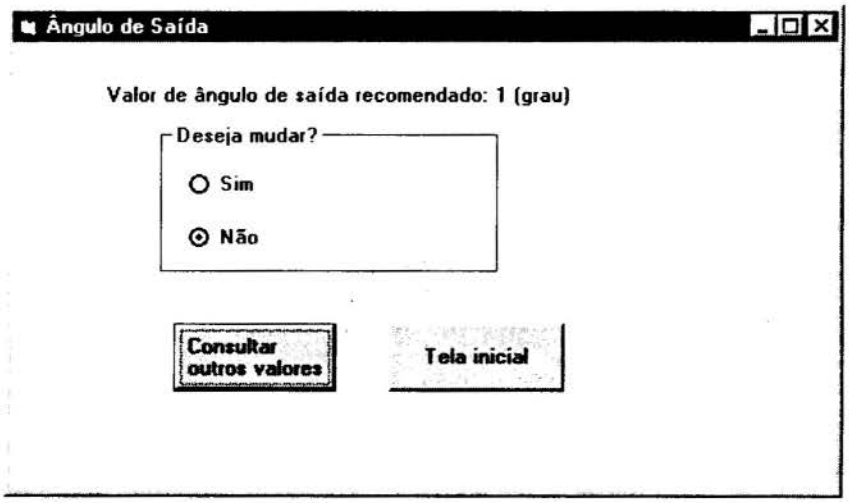


Figura 8 - Tela de apresentação de valor de ângulo de saída

Raios

Tem-se, também da literatura, os valores de raios de concordância recomendados, sendo que o usuário também pode redefini-los.

Furo mínimo

A informação da dimensão mínima para furo no forjado está relacionada também à disponibilidade de equipamentos do usuário e à experiência no ramo, que devem dizer a partir de que diâmetro é razoável forjar um furo numa peça (análise de incremento nos custos da matriz, exigência de grandes esforços na prensa etc.).

2.3 Nova Peça

Quando o usuário inicia o desenho de uma nova peça pertencente a uma família de engrenagens, uma tela genérica relativa a esta família pode ser apresentada, como a da figura 5. Depois que o usuário fornece as dimensões básicas para construção do usinado (a partir do qual será dimensionado o forjado), o botão "Abrir SolidEdge" é acionado. O programa localiza o arquivo do desenho base para a família de engrenagens selecionada e, finalmente, abre este documento. A figura 9 apresenta um exemplo de desenho base para uma engrenagem e a respectiva matriz superior.

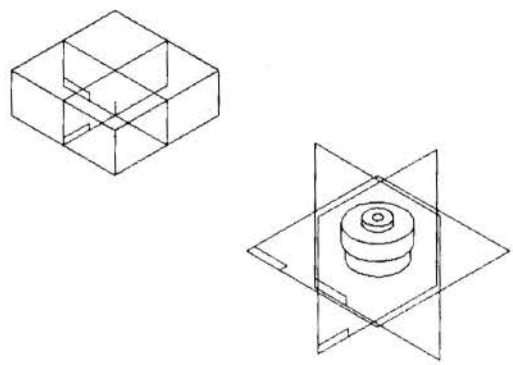


Figura 9 - Desenho base de uma família de engrenagens, acompanhado da matriz superior.

A figura 10 apresenta uma tabela de variáveis, que é um recurso do próprio SolidEdge. Esta tabela diz respeito ao desenho base da figura 9. A partir da elaboração da tabela de variáveis quando da construção de um desenho base, podem-se parametrizar, por exemplo, as dimensões da matriz (campo "Formula").

Quando o programa desenvolvido transfere à nova peça usinada as dimensões solicitadas pelo usuário, ele está modificando os valores do campo "Value" (conforme pode ser verificado na tabela apresentada).

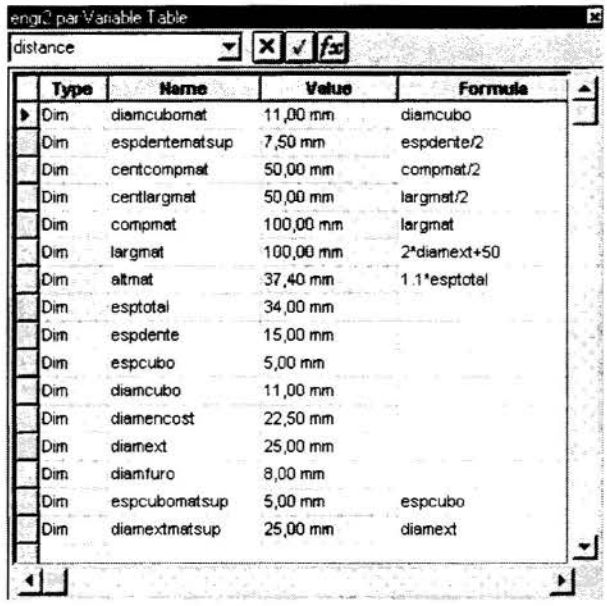
O processo de construção do forjado também utiliza esta tabela. Quando uma dimensão é selecionada para ter seu valor acrescido do valor de sobremetal adotado, o programa identifica qual o nome ("Name") da dimensão em questão, seu valor ("Value") atual e muda este valor, acrescentando sobremetal de acordo com a tabela de parâmetros previamente selecionados. A mudança do valor da variável (ou da fórmula, quando é o caso) acarreta a alteração do sólido e a construção, portanto, do forjado.

Definidas todas as dimensões características do forjado, procede-se o dimensionamento das matrizes, também de forma semi-automática, com procedimentos semelhantes aos apresentados para a obtenção das engrenagens forjadas.

3. Conclusão

Neste trabalho apresenta-se a fase atual do desenvolvimento do sistema especialista que atualmente permite o dimensionamento dos forjados e das matrizes de forjamento, atividades

relacionados com o primeiro grupo descrito na figura 1. Pretende-se na seqüência deste projeto de pesquisa, desenvolver as rotinas computacionais para o planejamento do processo de forjamento, que juntamente com bancos de dados relacionais formados a partir de informações industriais, permitirão a execução das atividades do segundo grupo (Figura 1), relativas às etapas de processo, escolha de parâmetros de processamento e dos equipamentos adequados.



Type	Name	Value	Formula
Dim	diamcubomat	11,00 mm	diamcubo
Dim	espdentematsup	7,50 mm	espdente/2
Dim	centcompmat	50,00 mm	compmat/2
Dim	centlargmat	50,00 mm	largmat/2
Dim	compmat	100,00 mm	largmat
Dim	largmat	100,00 mm	2*diamext+50
Dim	altmat	37,40 mm	1.1*esptotal
Dim	esptotal	34,00 mm	
Dim	espdente	15,00 mm	
Dim	espcubo	5,00 mm	
Dim	diamcubo	11,00 mm	
Dim	diamencost	22,50 mm	
Dim	diamext	25,00 mm	
Dim	diamfuro	8,00 mm	
Dim	espcubomatsup	5,00 mm	espcubo
Dim	diamextmatsup	25,00 mm	diamext

Figura 10 - Tabela de variáveis e dimensões referentes ao desenho base da figura 9.

4. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP, Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, pelo financiamento do projeto de pesquisa relativo a este trabalho, à CAPES e à FAEP-UNICAMP pelas bolsas de estudos.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Kim H., Altan T., and Sevenler K. *Computer-aided Part and Processing-sequence Design in Cold Forging*, Journal of Materials Processing Technology, vol. 33, pp. 57-74, 1992.

Yang G., Osakada K. *A Review of Expert Systems for Process Planning of Cold Forging*, Manufacturing Review, vol. 6, no. 2, June 1993.

Osakada K., Yang, G. B. *Neural Networks for Process Planning of Cold Forging*, Annals of the CIRP, vol. 40/1, pp. 243-246, 1991.

Azushima A., Kim M. *A PC-Based Expert System for Forming Sequence Design*, Annals of the CIRP, vol. 39/1, pp. 245-248, 1990.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB575

ANALYSIS OF METAL FORMING PROCESSES BASED ON A REPRODUCING KERNEL PARTICLE METHOD

Cristina Maria Oliveira Lima Roque, Sérgio Tonini Button
Department of Mechanical Engineering, State University of Campinas, Campinas, SP, 13083-970, caixa postal 6122, Brazil (e-mail: crism@fem.unicamp.br)
Jiun-Shyan Chen, Chunhui Pan
Department of Mechanical Engineering and Center for Computer-Aided Design, The University of Iowa, Iowa City, Iowa 52242, USA (e-mail: jschen@icaen.uiowa.edu)

Abstract

The excessive plastic deformation during metal forming processes exhibits characteristics of both solid and fluid flow, and conventional finite element methods often break down due to severe mesh distortion. Since 1993, considerable research work in computational mechanics has been devoted to the development of meshless methods. The main feature of these methods is that the domain of the problem is represented by a set of nodes, and finite element mesh is totally unnecessary. This new generation of computational methods reduces time-consuming model generation and refinement effort, and provides a higher rate of convergence than that of the conventional finite element methods. A meshless method based on the reproducing kernel particle method is applied to metal forming analysis. With this method, the model refinement in metal forming simulation can be done simply by inserting nodes without remeshing. Metal forming examples, such as sheet metal stamping and upsetting, are analyzed to demonstrate the performance of the method.

Keywords

Meshless Method, Reproducing Kernel Particle Method, Metal Forming, Elasto-Plasticity, Large Deformation.

Palavras-chaves

Método sem malha, Método RKPM, Conformação Mecânica, Elasto-plasticidade, Grandes deformações.

1. INTRODUCTION

Forming processes play an important role in metal parts manufacturing. Numerical modeling has been applied to simulate forming processes, in order to predict incoming difficulties such as defects in formed parts, improper tool profile, and low tool lifetime. Numerical simulations prior to experimentation minimizes the traditional "trial and error" iterations. The simulation of metal forming problems involves geometric, material, and contact non-linearities, and thus requires advanced numerical techniques.

The Finite Element Method (FEM), which has been used in these aforementioned applications, presents some limitations when the mesh becomes highly distorted. In order to avoid these problems, an alternative approach, called meshless method, has been developed (*Chen et al., 1996 and 1997a*). The meshless method discretizes a continuum body by a finite number of particles (or nodes) and the displacement field is interpolated under these nodes without the aid of an explicit mesh. This characteristic simplifies FE refinement procedures,

and the use of the smoother shape functions effectively handles large material distortion simulation (*Chen et al., 1996 and 1997**a***).

Many meshless methods have been developed, including the Particle in Cells Method (PIC) (*Harlow, 1964*), the Smooth Particle Hydrodynamics (SPH) (*Gingold & Monaghan, and Lucy, 1977*), the Diffuse Element Method (DEM) (*Nayroles et al., 1992*), the Element Free Galerkin Methods (*Belytschko et al., 1994 and 1996; Lu et al., 1994*), the Reproducing Kernel Method (RKPM) (*Liu et al., 1996*), the HP Clouds (*Duarte & Oden, 1996*), and the Partition of Unity (*Melenk & Babuska, 1996*).

Gingold and Monaghan (*1977*) and *Lucy* (*1977*) developed a particle method (SPH). The SPH method, which was developed for astrophysical hydrodynamics, is truly Lagrangian and does not require a grid. Recently *Libersky et al. (1993)* have applied this method to structural problems. The Element Free Galerkin method (EFG) proposed by *Belytschko et al.* (*1994*) is based on the Moving Least-Square methods (*Lancaster et al., 1981*). EFG was successfully applied to fracture problems, that are difficult to handle by the FEM (*Belytschko et al., 1994*).

Liu et al., (*1995**a** and 1995**b***) proposed a Reproducing Kernel Particle Method (RKPM) based on an integral transformation with modified kernel that exactly reproduces polynomials. The study of the convergence properties of this method is presented in (*Liu et al., 1997*). *Chen et al.* (*1996,1997**a**, and 1997**b***) extended RKPM to non-linear hyperelasticity and elasto-plasticity. A material kernel function that deforms with the material was introduced to assure the stability during large deformations. A transformation method was also developed to prescribe the essential boundary conditions. The numerical studies indicate that the RKPM is more effective in dealing with large structural distortion than the FEM.

In this paper we present the application of RKPM to metal forming problems. Contact is modeled by Coulomb law and a penalty method is used to assure impenetration. The elasto-plastic material response matrix is obtained by the consistent tangent method to assure a quadratic convergent rate. Sheet metal stamping and upsetting are presented to demonstrate the performance of the proposed method. Comparison with experiments shows that the RKPM is effective for metal forming applications.

2. REPRODUCTION KERNEL PARTICLE METHOD

2.1 Reproduction Kernel Shape Functions

Consider an integral transformation T of a function u

$$v(x) = Tu = \int_{\Omega} \Phi_a(x-s)u(s)ds\,, \tag{1}$$

where $v(x)$ is the transformation of u(x). If the kernel $\Phi_a(x\text{-}s)$ is chosen to be close to $\delta(x\text{-}s)$ then $v(x)\rightarrow u(x)$. The kernel function used in this paper is:

$$\Phi_a(x-s) = \frac{1}{a}\phi(\frac{x-s}{a}) \tag{2a}$$

$$\Phi(z) = \begin{cases} 2/3 - 4(|z|)^2 + 4(|z|)^3 & for \quad 0 \le |z| \le 1/2 \\ 4/3 - 4(|z|) + 4(|z|)^2 - (4/3)(|z|)^3 & for \quad 1/2 \le |z| \le 1 \\ 0 & otherwise \end{cases} \tag{2b}$$

where $z = (x-s)/a$ and a is the support of the function $\Phi_a(z)$. This estimation is not accurate near the boundaries. *Liu et al.(1995a, 1995b)* corrected the approximation by introducing a modified kernel function $\overline{\Phi}_a$ as follows :

$$u^a(x) = \int_\Omega \overline{\Phi}_a(x; x-s)u(s)ds\,, \tag{3}$$

$$\overline{\Phi}_a(x; x-s) = C(x; x-s)\Phi_a(x-s) \tag{4}$$

where $u^a(x)$ is called the reproduced function of $u(x)$ and it exactly reproduces polynomials. $C(x;x-s)$ is called the correction function, and $\boldsymbol{H}(x-s)$ is a vector of polynomial of order N.

$$C(x; x-s) = \boldsymbol{H}^T(0)\boldsymbol{M}^{-1}(x)\boldsymbol{H}^T(x-s) \tag{5}$$

$$\boldsymbol{H}^T(x-s) = [1, x-s, (x-s)^2, \cdots, (x-s)^N] \tag{6}$$

$$\boldsymbol{M}(x) = \int_\Omega \boldsymbol{H}(x-s)\boldsymbol{H}^T(x-s)\Phi_a(x-s)ds \tag{7}$$

The correction function $C(x;x-s)$ was developed to impose the completeness requirement, namely, if $\boldsymbol{H}(x-s)$ contains polynomials of $(x-s)$ up to order N, then

$$\int_\Omega \overline{\Phi}_a(x-s; x)s^n ds = x^n, \qquad n = 0, \ldots, N \tag{8}$$

Applying the trapezoidal rule to Eq. (3) one gets :

$$u^a(x) \cong \sum_{I=1}^{NP} \overline{\Phi}_a(x, x-x_I)u(x_I)\Delta x_I = \sum_{I=1}^{NP} \Psi_I(x)u_I\,, \tag{9}$$

$$\Psi_I(x) = \overline{\Phi}_a(x, x-x_I)\Delta x_I = \boldsymbol{H}^T(0)\boldsymbol{M}^{-1}(x)\boldsymbol{H}(x-x_I)\Phi_a(x-x_I)\Delta x_I \tag{10}$$

where NP is the total number of particles and Ψ_I 's can be interpreted as the shape functions of $u^a(x)$. Since the kernel function Φ_a in Eq. (2b) is $C^2(\Omega_x)$ one can show that Ψ_I is also $C^2(\Omega_x)$. The purpose of discretizing Eq. (3) is to obtain the shape functions, therefore Δx in Eqs. (9) and (10) is set to unity for simplicity.

It has been discussed by *Chen et al. (1996)* that the numerical integration of $\boldsymbol{M}(x)$ and $\boldsymbol{M}_{,x}(x)$ needs to be the same as that in Eq. (9) to assure consistency conditions in the discrete form :

$$\sum_{I=1}^{NP} \Psi_I(x){x_I}^n = x^n, \qquad n = 0, \ldots, N \tag{11}$$

The extension to multi-dimensional RKPM shape function can be found in *Chen et al. (1996,and 1997**a**)*.

2.2 Essential Boundary Conditions

In meshless discretization, the displacement is approximated by

$$u_i^a(\boldsymbol{X},t)=\sum_{I=1}^{NP}\Psi_I(\boldsymbol{X})d_{iI}(t). \tag{12}$$

The prescription of essential boundary conditions requires

$$\begin{aligned} u_i^a(\mathbf{X}_I,t) &= g_i(\mathbf{X}_I,t) \quad \forall I\in\eta_{gi} \\ \delta u_i^a(\mathbf{X}_I,t) &= 0 \quad \forall I\in\eta_{gi} \end{aligned}, \tag{13}$$

where η_{gi} denotes a set of particle numbers of the particles located on the essential boundary Γ_X^{gi}, and $g_i(\boldsymbol{X}_I,t)$ is the prescribed boundary displacement.

The RKPM shape function, however, does not possess Kronecker delta properties. To prescribe the essential boundary conditions, *Chen et al. (1996)* proposed the following transformation method in which new shape functions with Kronecker delta properties are obtained.

$$u_i^a(\boldsymbol{X},t)=\sum_{I=1}^{NP}\Psi_I(\boldsymbol{X})d_{iI}(t)=\sum_{K=1}^{NP}\hat{\Psi}_K(\boldsymbol{X})\hat{d}_{iK}(t) \tag{14}$$

$$\hat{\Psi}_K(\boldsymbol{X})=\sum_{I=1}^{NP}L_{KI}^{-1}\Psi_I(\boldsymbol{X});\quad L_{IJ}=\Psi_I(\boldsymbol{X}_J) \tag{15}$$

Note that $\hat{\Psi}_K(\boldsymbol{X}_J)=\sum_{I=1}^{NP}L_{KI}^{-1}\Psi_I(\boldsymbol{X}_J)=\sum_{I=1}^{NP}L_{KI}^{-1}L_{IJ}=\delta_{iJ}$, and $\hat{d}_{iJ}$ is the nodal value of u_i^a at $\boldsymbol{X}_J$. With this modified RKPM shape function, the admissible trial and test functions for the variation equation can be constructed by

$$\begin{aligned} u_i^a(\boldsymbol{X},t) &= \sum_{K=1}^{NP}\hat{\Psi}_K(\boldsymbol{X})\hat{d}_{iK}(t) \\ \delta u_i^a(\boldsymbol{X},t) &= \sum_{K=1}^{NP}\hat{\Psi}_K(\boldsymbol{X})\delta\hat{d}_{iK}(t) \end{aligned} \tag{16}$$

where

$$\begin{aligned} \hat{d}_{iI}(t) &= g_i(\boldsymbol{X}_I,t) \quad \forall I\in\eta_{gi} \\ \delta d_{iI}(t) &= 0 \quad \forall I\in\eta_{gi} \end{aligned} \tag{17}$$

3. MESHLESS FORMULATION IN ELASTO-PLASTICITY WITH CONTACT CONDITIONS

Considering a fixed Cartesian coordinate system, and denoting the particle positions in the initial configuration Ω_X by $\boldsymbol{X}$ and those in the deformed configuration Ω_x by a mapping function φ where $\boldsymbol{x}=\varphi(\boldsymbol{X},t)$, the problem statement can be defined as follows: given body force $b_i(\boldsymbol{x})$, surface traction $h_i(\boldsymbol{x})$ on $\Gamma_x^{h_i}$, boundary displacement $g_i(\boldsymbol{x})$ on $\Gamma_x^{g_i}$, initial displacement $u_i^0(\boldsymbol{X})$, and initial velocity $v_i^0(\boldsymbol{X})$, find $u_i(\boldsymbol{x})$ such that they satisfy

$$\tau_{ij,j}+b_i=0 \quad \text{in } \Omega_x \tag{18}$$

with boundary conditions

$$\tau_{ij} n_j = h_i \quad \text{on } \Gamma_x^{h_i} \tag{19}$$

$$u_i = g_i \quad \text{on } \Gamma_x^{g_i} \tag{20}$$

and initial conditions

$$u_i(\mathbf{X},0) = u_i^0(\boldsymbol{X}) \tag{21}$$

$$\dot{u}_i(\boldsymbol{X},0) = v_i^0(\boldsymbol{X}) \tag{22}$$

where $\dot{f} = \partial f / \partial t\big|_{[X]}$, $f_{,i} = \partial f / \partial x$; $\boldsymbol{u}(\boldsymbol{X},t) = \varphi(\boldsymbol{X},t) - \boldsymbol{X} = \boldsymbol{x}(\boldsymbol{X},t) - \boldsymbol{X}$ is the material displacement and τ is the Cauchy stress obtained from the constitutive equations of plasticity summarized in table 2:

Table 2: Constitutive equations of plasticity.

Stress-strain relation	$\tau^* = \boldsymbol{C}^e(\dot{\varepsilon} - \dot{\varepsilon}^P)$, $\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})$
Yield function	$f(\xi, K) = \|\xi\| - \sqrt{\frac{2}{3}} K(\bar{e}^p)$, $\xi = \boldsymbol{S} - \boldsymbol{\alpha}$
Flow and hardening rules	$\dot{\varepsilon}^p = \dot{\lambda} \frac{\partial f}{\partial \tau}$, $\dot{\alpha} = \frac{2}{3} H(\bar{e}^p)\dot{\varepsilon}^p$ and $K = K(\bar{e}^p)$
Kuhn-Tucker conditions	$\dot{\lambda} \geq 0$, $f \leq 0$, $\dot{\lambda} f = 0$

where $\boldsymbol{S}$ is the deviatoric Cauchy stress, α is the back stress, $\overset{*}{\tau}$ is the Jaumann stress rate, $\dot{\varepsilon}$ is the strain rate, $\dot{\varepsilon}^P$ is the plastic strain rate, $\bar{e}^p$ is the effective plastic strain, C^e is the elastic tangent operator, H and K are parameters related to the hardening rule, and λ is the plasticity consistency parameter.

Contact conditions are included to handle contact between tools and dies. The classical Coulomb law is used to model frictional contact and the penalty method is applied to assure impenetration. The contact tractions are defined as follows:

$$t_n = -\alpha_n g_n$$

$$t_t = \begin{cases} -\alpha_t g_t & \text{if } |\alpha_t g_t| \leq |\mu_f t_n| \text{ (stick conditions)} \\ -\mu_f t_n \operatorname{sgn}(g_t) & \text{otherwise (slip conditions)} \end{cases} \quad \text{on } \Gamma^c \tag{23}$$

where α_n and α_t are the normal and tangential penalty numbers and g_n and g_t are normal and tangential gaps between contact surfaces. The variational equation of the problem can be written as :

$$\int_{\Omega_x} \delta u_{i,j} \tau_{ij} d\Omega - \int_{\Omega_x} \delta u_i b_i d\Omega - \int_{\Gamma_x^{h_i}} \delta u_i h_i d\Gamma + \int_{\Gamma_x^c} (t_n \delta g_n + t_t \delta g_t) d\Gamma = 0 \tag{24}$$

The contact term is integrated by co-locational formulation to yield

$$\int_{\Gamma_x^c} (t_n \delta g_n + t_t \delta g_t) d\Gamma = \sum_A (F_n \delta g_n + F_t \delta g_t)_A \tag{25}$$

where F_n and F_t are the nodal normal and tangencial contact forces and A is summed over the contact nodes on the deformable body.

Note that in elasto-plasticity meshless computation the material kernel function is constructed by mapping the position vector $\boldsymbol{x}$ to $\varphi^{-1}(\boldsymbol{x},t)$ to measure of the material distance. The radial return mapping algorithm is used to compute the stress and internal variables (*Krieg & Key, 1976*) and the consistent tangent operator (*Simo & Taylor, 1985*), which preserves the quadratic convergence rate of the Newton method in large time steps, is used. The matrix equations and numerical procedures are given in detail in *Chen et al. (1996)*.

4. NUMERICAL EXAMPLES

Two examples of metal forming processes are modeled: sheet metal stamping and upsetting. This sheet stamping problem is a variation of a benchmark test for simulations of sheet forming processes. Upsetting is a basic metal forming operation used in most forging sequences. This analysis is a good test problem to verify the use of the mesheless method as a simulation and design tool for metal forming applications.

4.1 Sheet Metal Stamping

In this problem a sheet of metal is stretched by a flat button punch as shown in Fig. 1(a), where the geometrical constants are B_p = 30 mm, R_a = 10 mm, h = 1 mm, R_d = 6.35 mm, and $C_d = R_0$ = 59.18. The material constants are the following: Young's modulus E = 69000 MPa, Poisson's ratio ν = 0.3, isotropic hardening $R(\bar{\varepsilon}^p) = 589(10^{-4} + \bar{\varepsilon}^p)^{0.216}$ MPa, the coefficient of friction μ = 0.15, and the penalty number $\alpha_n = \alpha_t = 10^5$. Plane strain is assumed in this model.

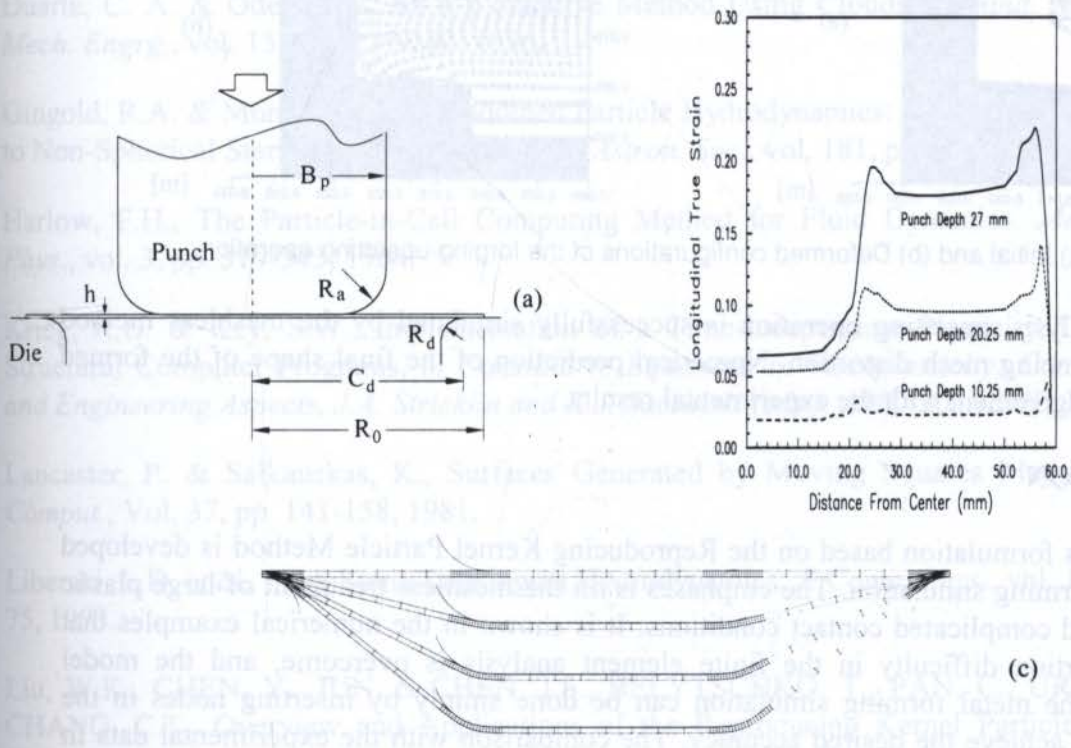


Figure 1 -(a) Sheet metal stamping by a flat-bottom punch. (b) Deformed and undeformed sheet configurations at punch depth 9 mm, 18 mm, and 27 mm. (c) Longitudinal true strain distribution over sheet initial configuration at various punch depths.

To better capture large material distortion near the corners of the punch and die, more nodes are added in those areas as shown in Fig. 1(c). Using the meshless method, model refinement can be performed simply by adding nodes to the desired areas without remeshing.

Figure 1(c) shows the deformations at various punch depths. Figure 1(b) shows the longitudinal true strain distributions at various punch depths, and the picks of the strain distribution appear in the corner contact locations.

4.2 Upsetting

The upsetting process was the modeled as shown in Fig. 2(a). In this analysis, axisymmetric formulation was used, and prescribed displacement was applied to the punch. The material constants are the following: Young's modulus E = 288000 MPa, Poisson's ratio ν = 0.3 and the material was considered perfectly plastic with yield stress $\bar{\sigma} = 100$ MPa. Coulomb friction (μ) between punch and part is estimated from experiments, mainly based on the lubrication conditions and the tools' finishing surface, and is adopted in the model to be equal to 0.15. The final shape is compared to experimental results (*Roque, 1996*) in Fig. 2(b).

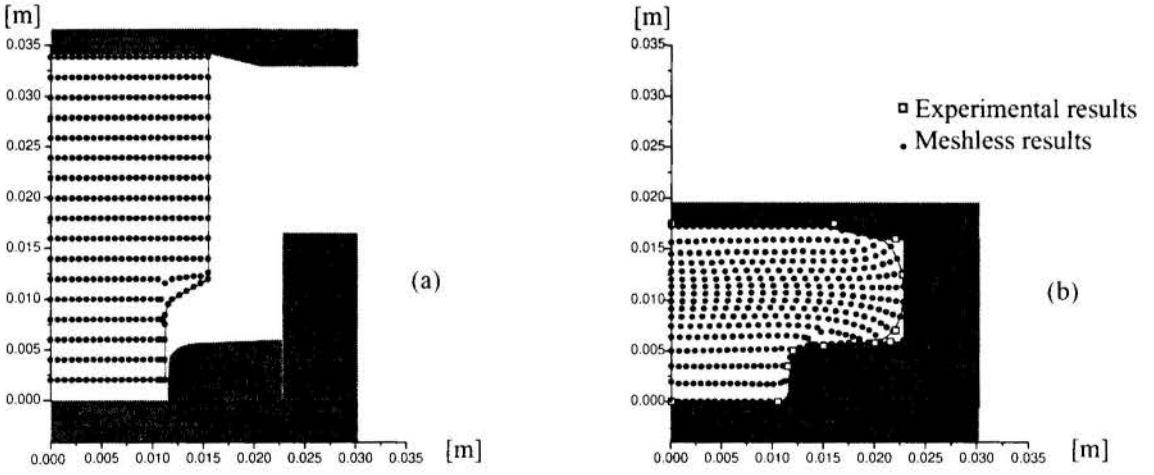


Figure 2 - (a) Initial and (b) Deformed configurations of the forging-upsetting operation.

In this analysis, upsetting operation is successfully simulated by the meshless method without experiencing mesh distortion. Numerical prediction of the final shape of the formed part is in good agreement with the experimental results.

5. CONCLUSION

A meshless formulation based on the Reproducing Kernel Particle Method is developed for the metal forming simulation. The emphases is on the meshless treatment of large plastic deformation and complicated contact conditions. It is shown in the numerical examples that the mesh distortion difficulty in the finite element analysis is overcome, and the model refinement in the metal forming simulation can be done simply by inserting nodes in the critical areas to achieve the desired accuracy. The comparison with the experimental data in the upsetting problem also demonstrated the accuracy of the proposed method.

6. ACKNOWLEDGMENTS

Capes (Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior), a Brazilian funding agency, is greatly acknowledged for the fellowship given to the first author.

7. REFERENCES

Belytschko, T., LU, Y.Y., & Gu, L., Element Free Galerkin Methods, *Int J. Numer. Methods Engrg.*, vol. 37 pp. 229-256, 1994.

Belytschko, T., Krongauz, Y., Organ, D., Fleming, M., & Krysl, P., Meshless Methods: An Overview and Recent Developments, *Comput. Meth. Appl. Mech. Engrg.*, vol. 139, pp 3-49, 1996.

Chen, J.S., Pan, C., Wu, C.T., & Liu, W.K., Reproducing Kernel Particle Methods for Large Deformation Analysis of Nonlinear Structures, *Comput. Meth. Appl. Mech. Engrg.*, vol. 139, pp 195-227, 1996.

Chen, J.S., Pan, C., & Wu, C.T., Large Deformation Analysis of Rubber based on Reproducing Kernel Particle Method, *Computational Mechanics*, vol. 19, pp. 211-227, 1997**a**.

Chen, J.S., Pan, C., and Wu, C.T., Application of Reproducing Kernel Particle Methods to Large Deformations and Contact Analysis of Elastomers, in press, *Rubber Chemistry and Technology*, 1997**b**.

Duarte, C. A. & Oden, J.T., An h-p adaptive Method Using Clouds, *Comput. Meth. Appl. Mech. Engrg.*, vol. 139, pp 237-262, 1996.

Gingold, R.A. & Monaghan, J.J., Smoothed Particle Hydrodynamics: Theory and Application to Non-Spherical Stars, *Month. Notices Royal Astron. Soc.*, vol. 181, pp. 375-389, 1977.

Harlow, F.H., The Particle-in-Cell Computing Method for Fluid Dynamics, *Meth. Comp. Phys.*, vol. 3, pp. 319-343, 1964.

Krieg, R.D. & Key, S.W., Implementation of a Time-Independent Plasticity Theory into Structural Computer Programs, *in Constitutive Equations in Viscoplasticity: Computational and Engineering Aspects, J.A. Stricklin and K.J. Saczalski (eds.), AMD-20, ASME*, NY, 1976.

Lancaster, P. & Salkauskas, K., Surfaces Generated by Moving Squares Methods, *Math. Comput.*, Vol. 37, pp. 141-158, 1981.

Liberski, L.D. *et al.*, High Strain Lagrangian Hydrodynamics, *J. Comp. Phys.*, vol. 109, pp 67-75, 1993.

Liu, W.K., CHEN, Y., JUN, S.,CHEN, J.S., BELYTSCHKO, T., PAN, C., URAS, R., & CHANG, C.T., Overview and Applications of the Reproducing Kernel Particle Methods, *Archives of Computational Methods in Engineering State of the Art Reviews*, vol. 3, pp. 3-80, 1996.

Liu, W.K., Jun, S., Li, S., Adee, J., & Belytschko, T., Reproducing Kernel Methods for Structural Dynamics, *Int J. Numer. Methods Engrg.*, vol. 38, pp. 1655-1679, 1995**a**.

Liu, W.K., Jun, S., & Zhang, Y.F., Reproducing Kernel Methods, *Int. J. Numer. Methods Fluids*, vol. 20, pp. 1081-1106, 1995**b**.

Liu, W.K., LI, S., & Belytschko, T., Moving Least Square Reproducing Kernel Method (I) Methodology and Convergence, in press, *Comput. Meth. Appl. Mech. Engrg.*, 1997.

Lu, Y.Y., Belytschko, T., & Gu, L., A New Implementation of the Element-Free Galerkin Method, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, vol. 37 pp. 229-256, 1994.

Lucy, L., A Numerical Approach to Testing the Fission Hypothesis. *Astron. J.*, vol. 82, pp. 1013-1024, 1977.

Melenk, J.M. & Babuska, I., The Partition of Unity Finite Element Method: Basic Theory and Applications, *Comput. Meth. Appl. Mech. Engrg.*, vol. 139, pp 239-316, 1996.

Nayroles, B., Touzot, G., & Villon, P., Generalizing the Finite Element Method: Diffusive Approximation and Diffuse Elements, *Comput. Mech.* vol.10, pp. 307-318, 1992.

Roque, C.M.O.L., Aplicação do Método dos Elementos Finitos no Planejamento da Seqüência de Forjamento a Frio, *master dissertation*, Unicamp, 1996.

Simo, J.C. & Taylor, R.L., Consistent Tangent Operators for Rate-Independent Elasto-Plasticity, *Comput. Meth. Appl. Mech. Engrg.*, vol. 48, 101-118, 1985.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB548

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSES OF FORMING AND PENETRATION PROBLEMS

FRANCO OLMI, EDUARDO BITTENCOURT & GUILLERMO JUAN CREUS
CEMACOM/CPGEC/PROMEC, Escola de Engenharia, UFRGS.
CEP 90035-190 – Porto Alegre, RS, Brasil – E-mail: olmi@vortex.ufrgs.br

Abstract

In this work the large elasto-plastic deformations taking place in metal forming and impact are analyzed, using numerical and experimental procedures. Initially, the procedures used for remeshing and transference of variables are described. Then, the analyses of two practical problems are performed, using the code METAFOR (METAl FORming). The first corresponds to a forming operation using alternatively one and two forging stages. In the second one, the penetration of a steel conic head into an aluminum cylinder is analyzed, both numerically and experimentally. It is seen that, for this kind of applications, remeshing is indispensable to obtain adequate final solutions.

Keywords

Finite elements method (FEM), large elasto-plastic deformations, remeshing.

1. INTRODUCTION

When an Updated Lagrangian Formulation (UL) of FEM is used in problems involving large elasto-plastic deformations, strong mesh distortion appears, with consequent loss of precision, and, eventually, lack of convergence. The use of an Arbitrary Lagrangian-Eulerian Formulation (ALE), as implemented in METAFOR, reduces, but do not completely eliminates the problem. Another alternative or complementary solution strategy is the use of an interactive (static) remeshing scheme in which the original (distorted) mesh is replaced by a new one to which the state variables are transferred, allowing the conclusion of the analysis. The remeshing algorithm implemented is based on the parametric inversion technique [Crawford, 1989; Martins *et al.*, 1994], that uses the shape functions of the Finite Elements. The aim of this work is to describe two practical applications whose solution is only possible by the use of a remeshing procedure. In the first case, it is presented a metal forming problem, that consists in the forging of a flashless "H" shape. The second case is a penetration problem, in which a rigid conical-nose penetrates in an aluminum target.

2. FINITE ELEMENT ELASTO-PLASTIC PROCEDURE

2.1 The code METAFOR

METAFOR is a code developed at LTAS, Université de Liège [Ponthot, 1995; Bittencourt, 1994], to solve elasto-plastic problems with finite deformations in 2D and 3D. It can be used to simulate impact and metal forming problems, in static or dynamic situations, using Updated Lagrangian (UL) or Arbitrary Lagrangian-Eulerian Formulation (ALE) descriptions. For the solution of the type of problems described in this work, it uses a hypoelastic constitutive model. Corotational Jaumann derivative is employed and the integration of stresses in time uses the final instantaneous rotation and the radial return method. Contact and friction are taken care of by means of a penalty method. The equilibrium equations may be solved implicitly (by Newton-Raphson) or explicitly (by central differences).

3. THE REMESHING ALGORITHM

The basic scheme of the remeshing process can be described by the following steps:
1. Start the simulation, using METAFOR in UL or ALE formulations.
2. Once an equilibrated configuration is reached, the condition of the mesh is evaluated, calculating a global distortion indicator.
3. If remeshing is needed, the boundary nodes, basic data for the new mesh, are determined.
4. From the data obtained in the previous step, the new mesh is generated.
5. State variables are transferred from the integration points of the old mesh to the new mesh. A new data file has been created, that will be read on the restart of the process.

3.1 The remeshing decision

The criterion used for the evaluation of the mesh condition is based on elements distortion [Dyduch. *et al.*, 1992; Lo, 1994]. A global mesh distortion indicator θ is used, defined as $\theta = 100 \times \text{ned} / \text{nelem}$ where *ned* is the number of too distorted elements and *nelem* is the total number of elements in the mesh. The limit value for this indicator is given by the user and, when reached, the simulation is stopped, starting the remeshing procedure.

3.2 Generation of the new mesh

The new mesh is composed by triangles and quadrilaterals. The generation routine [Alquati & Groehs, 1995] begins with a mesh composed only by triangles that is afterwards transformed into a mixed mesh.

3.3 Mapping and transference of the state variables

The method is based on the parametric inversion technique, that uses the interpolation functions of the finite elements. Basically, there are two steps:
I. Given an original and a new mesh, we must identify, for each node ***i*** of the new mesh, in which element ***I*** of the deformed mesh this node is located. This element is found by the inversion of the interpolation functions, used to calculate the local coordinates (ξ, η) for quadrilateral elements or ξ_1, ξ_2, ξ_3 for triangular elements) of the new node.
II. Once this element ***I*** is found, it is necessary to transfer the state variables to node ***i***, using the values at the nodes ***i1***, ***i2*** , ***i3*** and ***i4*** of element ***i***.

4. NUMERICAL /EXPERIMENTAL EXAMPLES

4.1 Forging of a "H" shape

In many cases, the forming of a piece cannot be made in one stage, due to the impossibility of complete filling of the die, excessive flash problems or insufficient capacity of the equipment available (press, for example). In these situations, it is necessary that the process be executed in two or more stages, using different dies. The present example is based on the work proposed by Kang *et al.*, 1995, whose purpose was the design of preforms to obtain "H" transversal shape forgings in close dies, without flash. It is demonstrated that with the forging in two or more stages, it is possible to obtain flashless forgings and the complete filling of the dies.

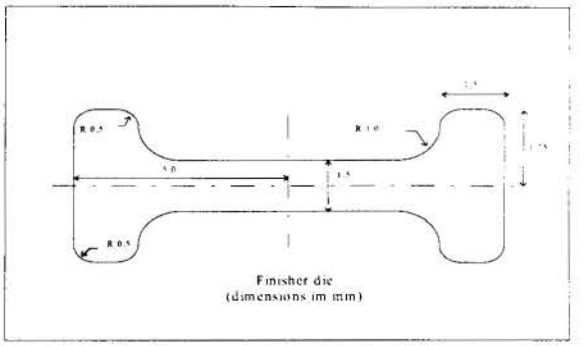


Figure 1: Finisher die.

4.1.1 Tentative of forging in one stage

Initially, forging in one stage was intended, using the die shown in figure 1. Plane strain conditions were assumed and by symmetry only one forth of the piece was modeled. The material properties are: $\sigma_v = \sigma_v^0(1+3{,}135\varepsilon)^{0.34}$ MPa, $\sigma_v^0 = 100$ MPa, E=200, GPa, ν=0,3. The friction blocker/die was μ=0,1. The initial mesh is composed by 192 elements and 221 nodes (figure 2-a). The simulation was performed using the implicit integration scheme (quasi-static), without remeshing. The final configuration (figure 2-b), indicates the formation of flash, as well as an imperfect filling of the die.

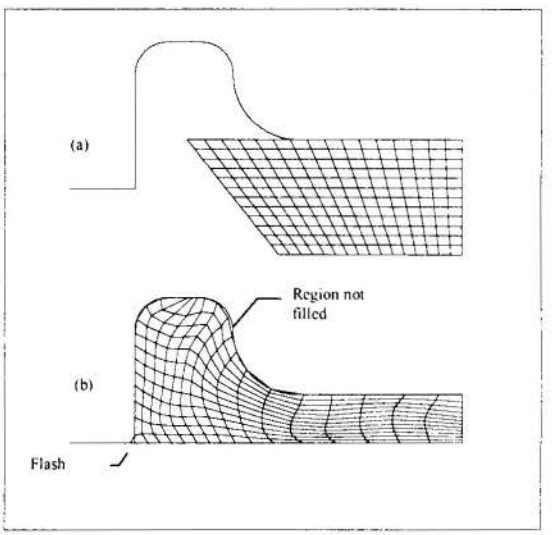


Figure 2: Forging in one stage.

4.1.2 Forging with change of dies

The first die is shown in fig. 3. The indicator for global distortion was set at 1%. The mesh (fig. 3) has 288 elements and 325 nodes. The initial dimensions of the block are: H=1,227318 mm; L= 5,0 mm. In the first stage a stroke in the positive "x" direction of 2,00 mm is given to obtain the preform to be used in the second stage. Fig. 4-a indicates the configurations before and after remeshing. For the second stage, the finishing die (fig. 1) is used.. Figures 4-b to 6 show the deformation process up to the desired shape. The figures 7-a and 7-b shown the evolution of the forging load for the two stages and its comparison with the data obtained in the literature. The force

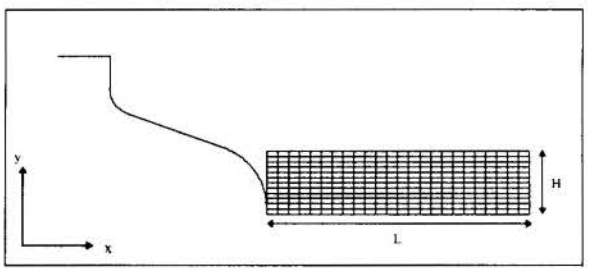


Figure 3: Preform die and initial mesh.

value was normalized dividing by the initial yield stress (σ^0_v). Although the model used in this work (elasto-plastic) is different from that used by Kang (rigid-plastic), a good agreement between the results was obtained (as shown fig. 7), showing that in the loading process the influence of elastic strains is small.

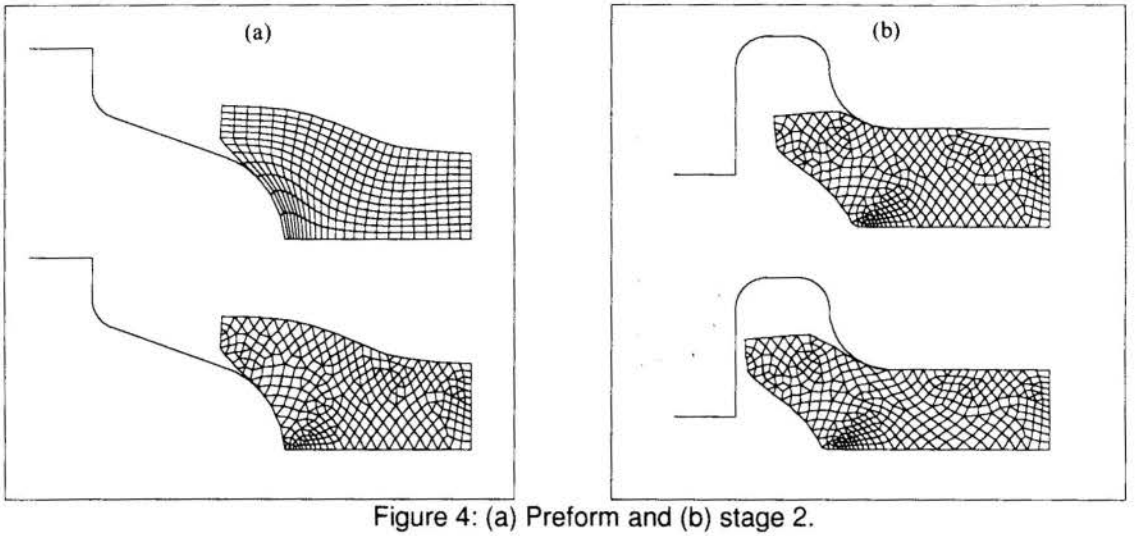


Figure 4: (a) Preform and (b) stage 2.

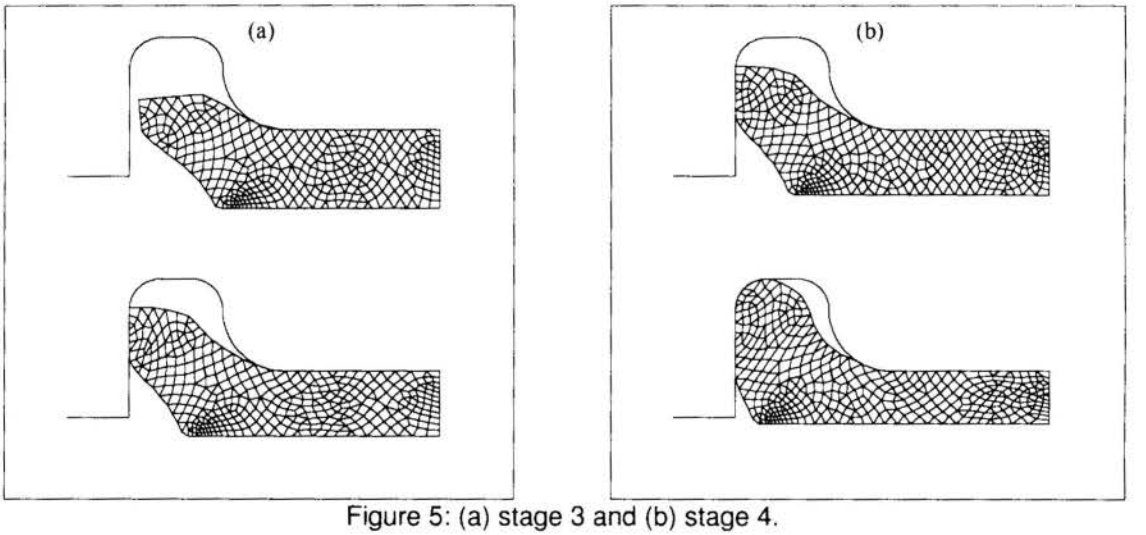


Figure 5: (a) stage 3 and (b) stage 4.

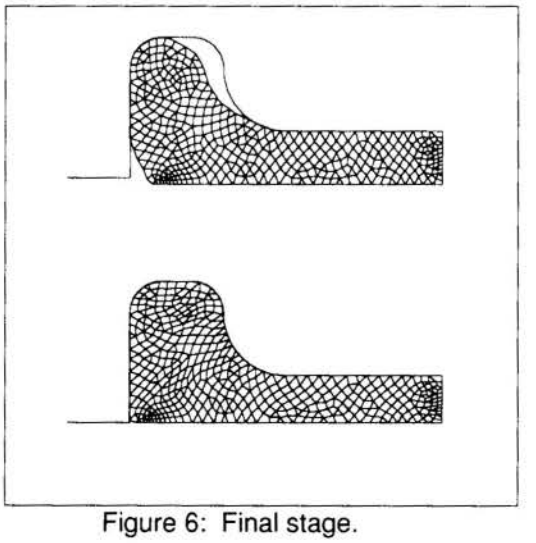


Figure 6: Final stage.

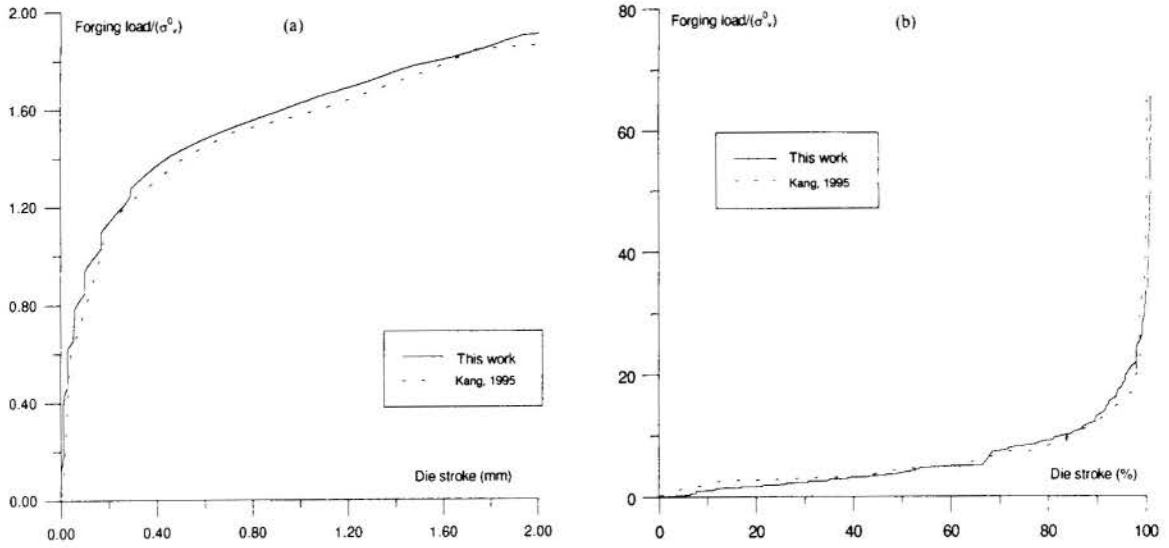


Figure 7: Evolution of the forging load in (a) first and (b) second stage.

4.2 Penetration of an aluminum target by a rigid conical-nose rod

In this example it is presented the penetration at a low speed of a conical-nose rod (of steel, considered as rigid) in an aluminum cylinder. The numerical results are compared with values obtained experimentally. The geometry of the problem is show in the fig. 8, with : D=50 mm, H= 50 mm, d=7,5 mm, h1=15 mm and h2= 11 mm.

The problem was considered axi-symmetric, with an initial mesh composed by 512 elements and 561 nodes. The target was an aluminum cylinder (6061 alloy), whose properties are: $\sigma_Y = 290 + 100 \times \varepsilon^{pl}$ MPa; E=70 GPa; ν = 0,3. The friction coefficient was considered μ=0,1.This value was also used by Chen, 1990, Forrestal *et al.*, 1991 and Wu & Batra, 1996, in similar examples. An implicit (quasi-static) integration scheme was used, applying a 18 mm displacement to the cone. Figure 9 shows the analysis without remeshing, indicating the strong elements distortion. Figures 10 to 12 indicate the analysis with remeshing up to the final penetration.

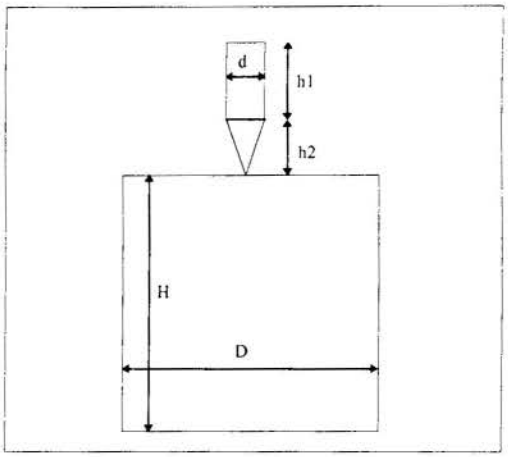


Figure 8: Geometry of the problem.

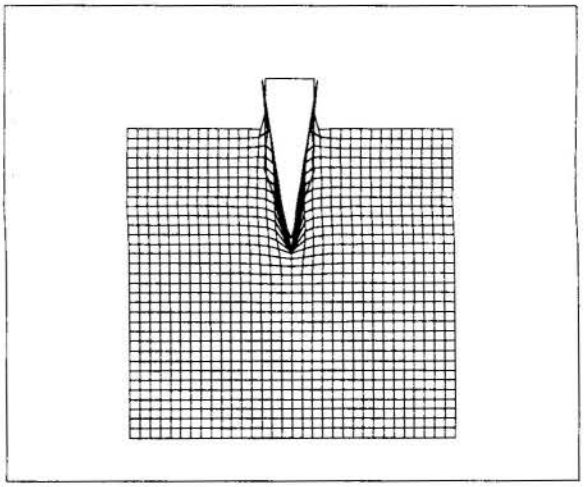


Figure 9: Penetration by cone, without remeshing.

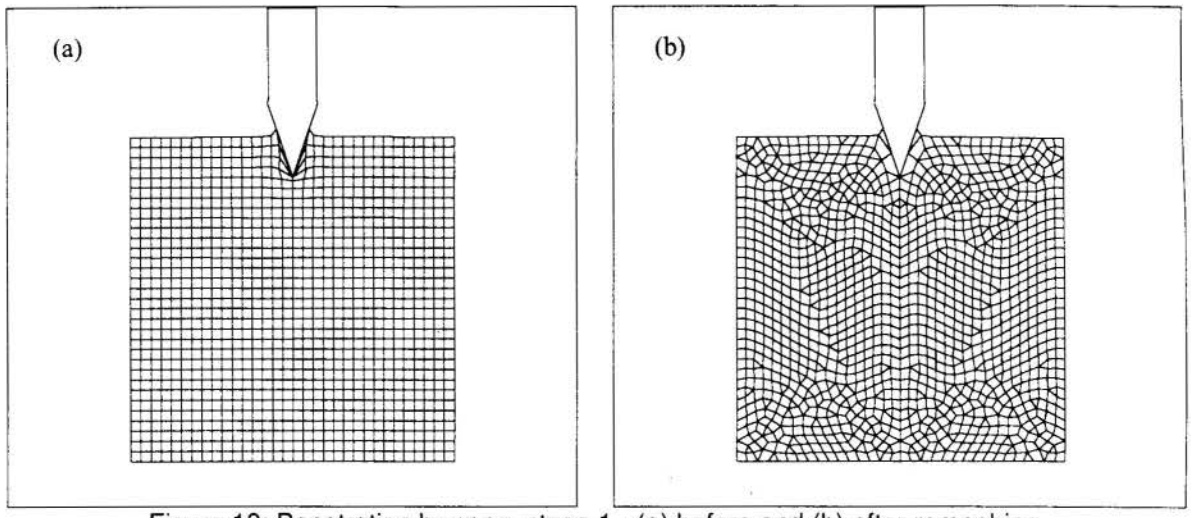


Figure 10: Penetration by cone, stage 1 - (a) before and (b) after remeshing.

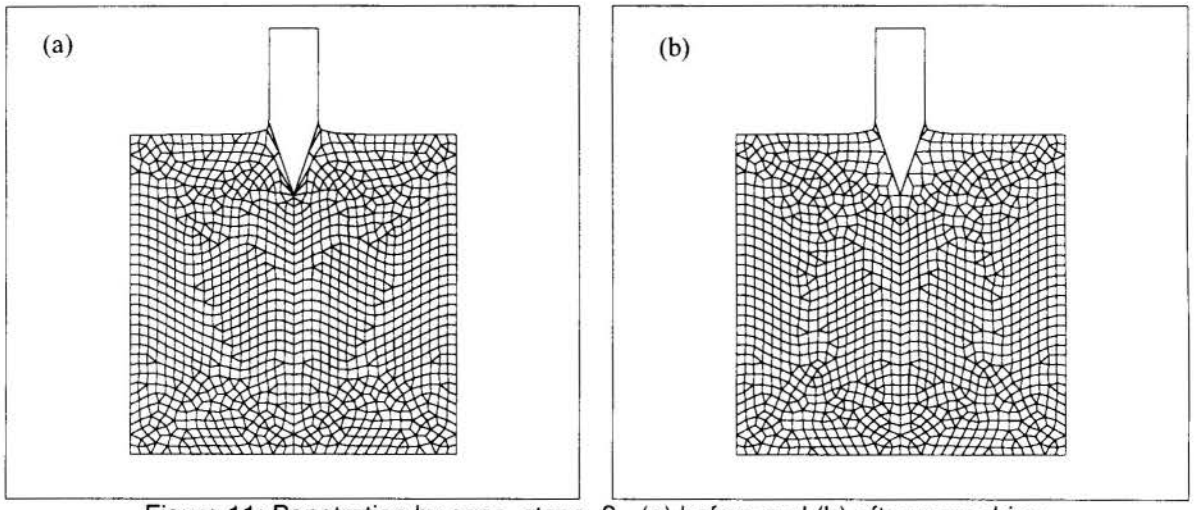


Figure 11: Penetration by cone, stage 2 - (a) before and (b) after remeshing.

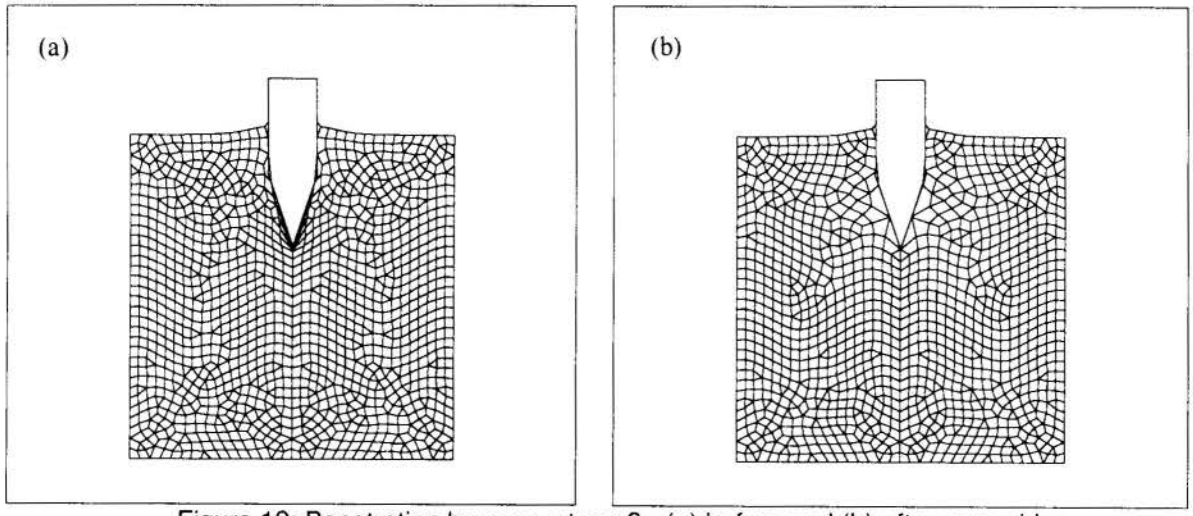


Figure 12: Penetration by cone, stage 3 - (a) before and (b) after remeshing.

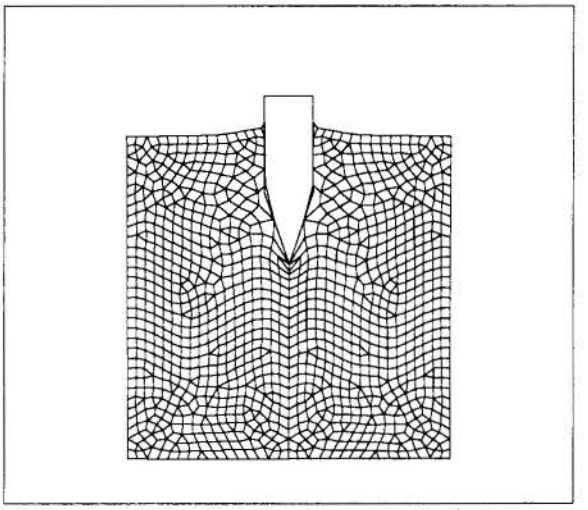


Figure 13: Penetration by cone, final stage.

Other plot in fig. 14 compares analytical and experimental results obtained at our laboratory. Oscillations in the numerical solution, particularly for the third stage are characteristic of the contact routine. Nodes pass from a contact to non contact situation (and viceversa) producing changes in the contact force through the penalty factor.

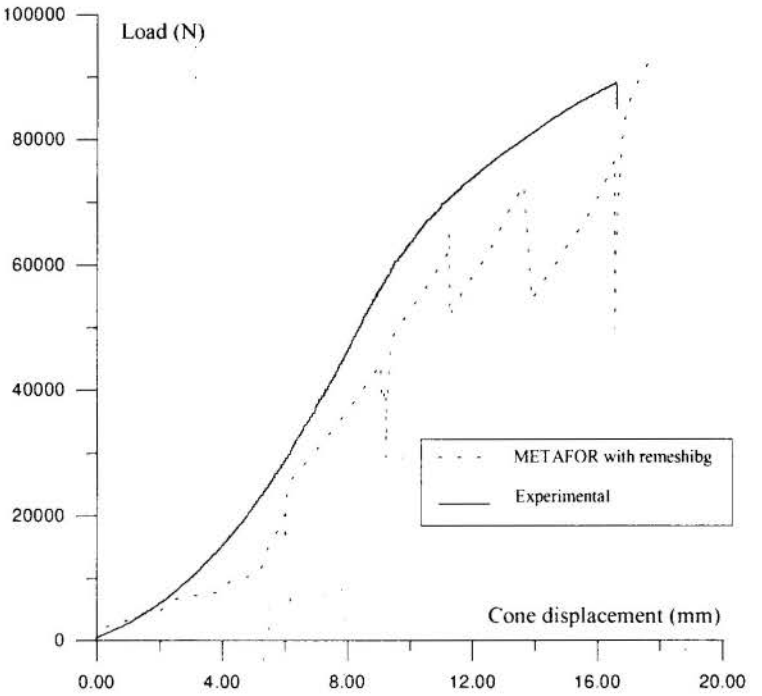


Figure 14: Evolution of penetration load.

5. CONCLUDING REMARKS

The code METAFOR, coupled with a remeshing scheme, was used to simulate metal forming and penetration problems. We could verify that both the generation of the new meshes and the transference of variables was done with efficiency and accuracy. The examples, and particularly the forming of the H section, show the necessity of a remeshing facility. As for the second example, we shall continue to look for a better approximation

between experimental and numerical results. More examples and a detailed description of the methodology may be found in Olmi, 1997.

6. REFERENCES

Alquati, E. L. G., & Groehs, A. G, 1995. Transformação triângulos/quadriláteros em malhas não estruturadas para elementos finitos. In *XVI Congresso Ibero Latino Americano Sobre Métodos Computacionais para Engenharia*, Curitiba, Anais, v.1, pp. 478-487.

Bittencourt, E., 1994. *Tratamento do problema de contato e impacto em grandes deformações pelo método dos elementos finitos*, Doctoral Thesis, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Porto Alegre.

Chen, E. P., 1990. Finite element simulation of perforation and penetration of aluminum targets by conical-nosed steel rods, *Mechanical of Materials*, 10, pp. 107-115.

Crawford, R., Anderson, D. & Waggenspack, W., 1989. Mesh Rezoning of 2D isoparametric elements by inversion, *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 28, pp. 523-531.

Dyduch, M. & Habraken, A. M., Cescotto S., 1992. Automatic adaptive remeshing for numerical simulations of metalforming, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering,* 101, pp. 283-298.

Forrestal, M. J., Brar, N. S. & Luk, V. K., 1991. Penetration of strain hardenig targets with rigid spherical-nose roads, *Journal of Applied Mechanics,* vol. 58, pp. 7-10.

Kang, B. S., Lee, J. H., Kim B. M. & Choi, J. C., 1995. Process design in flashless forging of rib/web-shaped plane strain components by the finite element method, *Journal of Materials Processing Technology* 47, pp. 291-309.

Lo, S. H., 1994. Generation of gradation meshes by the background grid technique, *Computers & Structures* 50, Nº 1, pp. 21-32.

Martins, P. A. F., Marmelo, J. C. P., Rodrigues, J. M. C. & Barata Marques, M. J. M., 1994. PLARMSH3 - A three dimensional program for remeshing in metal forming, *Computers & Structures* 53, N.º 5, pp. 1153-1166.

Olmi, F., 1997. *Uma técnica de remalhamento interativo aplicada à solução de problemas envolvendo grandes deformações elastoplásticas*, M.Sc. Thesis, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Porto Alegre.

Ponthot, J. P., 1995. *Traitment unifié de la mécanique des milieux continus solids en grandes transformations par le method des élements finis*, Doctoral Thesis, Faculté de Sciences Apliquées, ULG, Liège, Belgium.

Wu, Y. & Batra, R. C., 1996. An engineering penetration/perforation model of hemispherical nosed rigid cylindrical rods into strain-hardening targets, *Computers & Structures* 58, N.º 1, pp. 51-58.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB377

PROCESSO DE FABRICAÇÃO POR CONFORMAÇÃO SUPERPLÁSTICA EM CHAPAS DE TITÂNIO / *FABRICATION PROCESS BY SUPERPLASTIC FORMING IN TITANIUM SHEETS*

AUGUSTO EDUARDO BAPTISTA ANTUNES
UNESP - Campus de Guaratinguetá, Faculdade de Engenharia,
CEP.: 12500-000 - Guaratinguetá, Estado de São Paulo
e-mail: lidia@ieav.cta.br

Abstract

In this work, activities related to application of superplastic forming technics, in getting pieces with titanium alloy sheets of the type *Ti 6Al 4V*, are presented and discussed. The results show that the forming process presents no difficulties. But, the whole set of the accessories and the artifice to get good performance of the process involve technics that must be well controlled and improved, depending on the size or complexity fo the piece worked. The equipments and devices to prepare the experiments were particularly designed and constructed to the purpose, and suffered constantly modifications to attend improvements and propitiate versatility and producibility during the course of the activities. The gotten pieces showed a good finishing and possibility of a good dimensional precision. The much more interesting result of the experiment was the experience obtained during the development of the process and so, we intend to present its many stages, technical characteristics and the potential application in differents industrial segments.

Keywords

Superplastic Forming, titanium alloys.

1. INTRODUÇÃO

A conformação superplástica é um processo de conformação que aproveita o fenômeno da superplasticidade, característica de algumas ligas metálicas. Em alta temperatura, estes materiais apresentam elongação de 300 a 3000%. Portanto, muito maior do que as que ocorrem normalmente com os metais, que dificilmente atingem 50% de elongação. Na superplasticidade, também ocorre substancial redução das tensões necessárias à deformação, da ordem de duzentas vezes menor. Resulta então, que por conformação superplástica pode-se fabricar peças com maior deformação plástica e muito menor nível de esforços que os necessários aos processos usuais de conformação.

O fenômeno da superplasticidade tem sido observado em algumas ligas quando a deformação ocorre em temperatura superior a 40% da temperatura absoluta de fusão da liga e numa situação onde a tensão de deformação torna-se muito sensível à taxa de deformação.

Este efeito pode ser avaliado pelo expoente de sensibilidade da tensão à taxa de deformação, m, na expressão: $\sigma = k\dot{\varepsilon}^{m}$. O expoente m pode ser avaliado como:

$$m = \frac{d.\log\sigma}{d.\log\dot{\varepsilon}}$$

e é uma indicação da resitência do material à instabilidade plástica local (estricção) que conduz à ruptura (Dieter, 1981).

O comportamento superplástico é observado quando os valores de m são menores que 0,3. O requisito metalúrgico básico para a liga apresentar o fenômeno da superplasticidade é possuir tamanho de grão pequeno, menor que 10 μm e que este se altere pouco na temperatura de deformação. Devido as características microestruturais necessárias, o fenômeno não ocorre em todas as ligas, e ainda assim, normalmente, as ligas superplásticas necessitam ser submetidas a processamento termomecânico conveniente. Com facilidades nesse sentido, destaca-se a liga *Ti 6Al 4V*, que por apresentar grande resistência mecânica e relativa baixa densidade, componentes aeronáuticas tem sido fabricados por intermédio da conformação superplástica (Hayden et. al.,1972; Pagnano et. al., 1972; Friedman et. al., 1996).

A conformação de ligas superplásticas requerem métodos e equipamentos que assemelham-se mais aos usados na conformação de materiais poliméricos termoplásticos do que aqueles empregados na conformação convencional de metais. Relativo a conformação de chapas, os métodos de estampagem recaem usualmente em dois procedimentos: conformação "a sopro" e a conformação por "ferramenta móvel". Em decorrência do baixo nível de tensão necessário à deformação superplástica, os processos por sopro são eficientes e os mais empregados. Neste caso, a chapa a ser trabalhada é fixada no molde por uma tampa e após aquecimento até a temperatura superplástica, o gás é injetado entre a tampa e a chapa para que esta adquira a forma do molde. O gás pode ser o ar se não acarretar oxidação ou contaminação da liga na temperatura de conformação. Para materiais reativos, caso das ligas de titânio, deve ser empregado gás inerte, como o argônio (Hamilton, 1983).

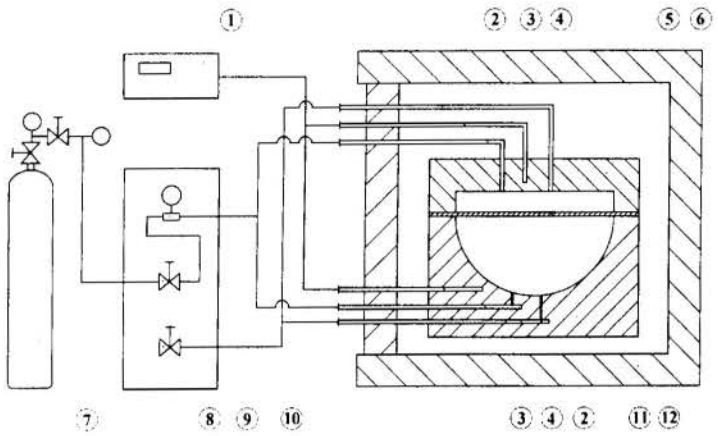
Assim, é intuito deste trabalho apresentar atividades relacionadas à aplicação da técnica da conformação superplástica direcionada à estampagem de chapas da liga *Ti 6Al 4V*. Adicionalmente, em sentido mais amplo, além do desenvolvimento técnico, pretendeu-se adquirir experiência e discernimento crítico quanto ao potencial de utilização do processo, visando adequá-lo para outras ligas superplásticas e expandir seu campo de utilização para diferentes aplicações industriais.

2. PROCEDIMENTOS

Experimentos foram efetuados com a liga *Ti 6Al 4V*, na forma de chapa com 0,7 mm de espessura. Esta liga é bifásica (grãos α de estrutura hexagonal compacta e grãos β de estrutura cúbica de corpo centrado) com grãos equiaxiais da ordem de 8 μm de diâmetro. As chapas foram utilizadas na condição como adquiridas, sem nenhum reprocessamento termomecânico. Segundo a literatura, o fenômeno da superplasticidade nesta liga ocorre em temperaturas de 900 a 950 °C numa taxa de deformação da ordem de 2×10^{-4} s^{-1} (Paton et. al., 1984; Ward, 1986)

O trabalho caracteriza-se por constante evolução dos procedimentos. Nos estágios iniciais, experimentos simplificados foram efetuados de forma a propiciar discernimentos sobre os aspectos básicos do processo. Assim, foi avaliada a moldagem de uma "calota" com diâmetro de 90 mm, empregando-se os dispositivos apresentados esquematicamente na Figura 1. Nesta série de experimentos, o molde com a chapa em seu interior era tampado e

lacrado com parafusos. Após a purgagem do ar de suas cavidades internas por intermédio da introdução de argônio, ele era colocado no forno, que encontrava-se previamente aquecido a 700 °C. Em seguida, o forno era reaquecido para a temperatura de conformação de 900 °C. A pressão de argônio empregada na moldagem atingia 10 atm e atuava por período de 2 horas, após o qual retirava-se o molde do forno para resfriá-lo até a temperatura ambiente, onde finalmente era aberto e retirada a peça conformada.



1. Controlador de temperatura.
2. Saída de argônio no molde.
3. Termopares.
4. Entradas de argônio no molde.
5. Chapa a ser moldada.
6. Tampa do molde.
7. Reservatório de argônio.
8. Válvula de purgagem
9. Válvula para controle de pressão de moldagem.
10. Manômetro indicador da pressão de moldagem.
11. Molde
12. Forno.

Figura 1 - Esquema dos dispositivos empregados na série inicial de experimentos

As Figuras 2, 3 e 4, mostram respectivamente detalhes do molde aberto com sua tampa, o molde na porta no forno e uma das calotas obtidas nesta série de experimentos. Apesar de

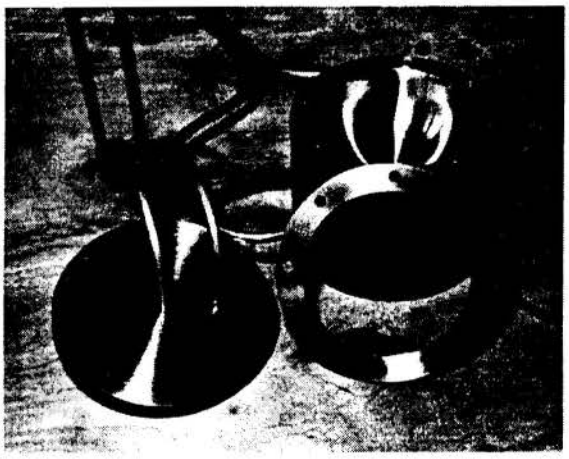


Figura 2 - Molde e tampa para conformação superplástica

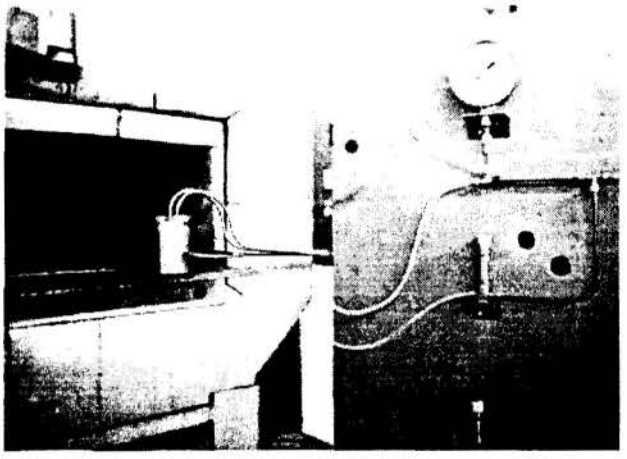


Figura 3 - Molde lacrado sendo colocado no forno

terem sido experimentos simples, permitiram a concepção de alternativas operacionais e foi possível detectar dificuldades técnicas, principalmente associadas à operação em alta temperatura. A junção entre o molde e a tampa fixando a chapa apresentou dificuldades. Ficou evidenciado que a vedação necessita ser bem projetada para evitar vazamentos e facilitar as operações de colocação e remoção da tampa. Deve também resistir a oxidação em alta

temperatura e aos ciclos térmicos de aquecimento e resfriamento do molde. Este ciclo térmico deve ser atenuado ou evitado, devido a ele, após poucos ensaios, apresentaram-se trincas no molde e na tampa.

Continuando as atividades de desenvolvimento do processo foi executada uma segunda série de experimentos procurando suplantar as dificuldades previamente encontradas e evoluir com a técnica. Nesse sentido, avaliou-se a possibilidade de produzir conformações seguidas, da forma mais adequada para uma produção industrial. Neste caso, o molde deve permanecer sempre aquecido e as chapas sequencialmente estampadas em seu interior. Para isso, a tampa do molde deve ser aberta em alta temperatura e a chapa introduzida em seu interior, em seguida o fechamento do sistema. Após a conformação, o molde é reaberto, retira-se a peça estampada e introduz-se uma nova chapa, repetindo-se a operação. Em todas as operações, as partes do molde, chapa e peça devem ser protegidas contra oxidação atmosférica em alta temperatura.

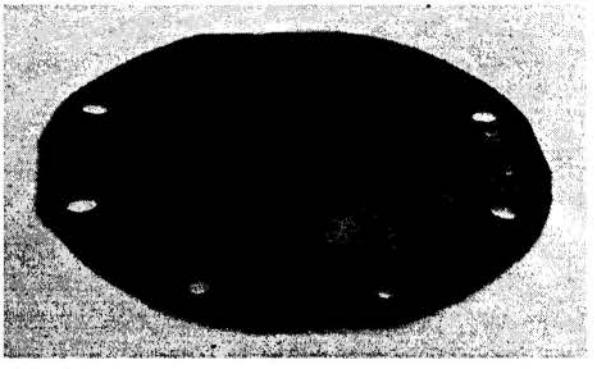
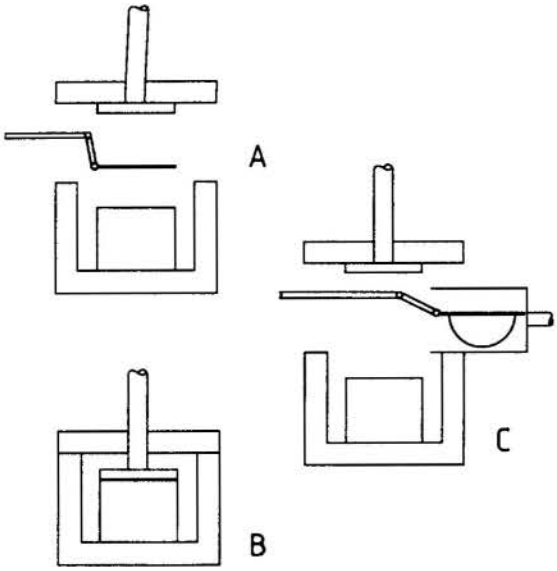


Figura 4 - Calota em liga de titânio, obtida na série inicial de experimentos

Para atender os objetivos da segunda série de experimentos, novos procedimentos foram concebidos, optando-se por um forno do "tipo poço", operando segundo o esquema da Figura 5. Da forma como ilustrado, quando a tampa do molde é levantada traz consigo a tampa do forno. Em seguida é introduzida a chapa, estando o molde na temperatura de conformação. Segue imediato fechamento do conjunto molde e forno. Apesar da constante purgagem com argônio no interior do molde e do forno para diminuir a possibilidade de oxidação, principalmente da chapa e do interior do molde, esta operação era conduzida rapidamente, num tempo da ordem de 15 segundos. Devido a rapidez da movimentação de abertura e fechamento das tampas, sem a necessidade de grandes esforços, optou-se por atuadores pneumáticos. Uma vez introduzida a chapa e recolocadas as tampas, é efetuado sobre elas uma precarga para acomodação e engaste da borda da chapa, seguindo uma carga de fechamento contrapondo em cinco vezes a força exercida pela pressão do gás de conformação que atua sob a tampa no sentido de abrí-la. Este carregamento, que garante a hermeticidade do molde é efetuado por um atuador hidráulico. Após a conformação, as tampas são levantadas e a peça moldada é retirada para dentro de uma câmara com atmosfera de argônio colocada próximo a borda do molde. A peça esfria para a temperatura ambiente dentro desta câmara.

A Figura 6 apresenta o sistema projetado e construído para elaborar a segunda série de experimentos. Na parte central encontra-se o forno com o sistema de movimentação e vedação das tampas do molde e do forno. A esquerda, encontra-se o módulo de comando dos atuadores pneumáticos e hidráulicos. A direita encontra-se o comando do forno e dos gases para conformação e proteção. A Figura 7 mostra o molde aberto no interior do forno. A tampa do

molde é sustentada pela haste tubular onde pelo seu interior passam tubos que conduzem argônio para moldagem e purgagem. O forno com 8000 W é aquecido com resistências elétricas posicionadas nas reentrâncias do refratário. A Figura 8 apresenta uma calota com 120 mm de diâmetro em liga de titânio conformada superplasticamente com este equipamento.



A - colocação da chapa
B - fechamento - conformação
C - retirada da peça

Figura 5 - Esquema de operação da segunda série de experimentos

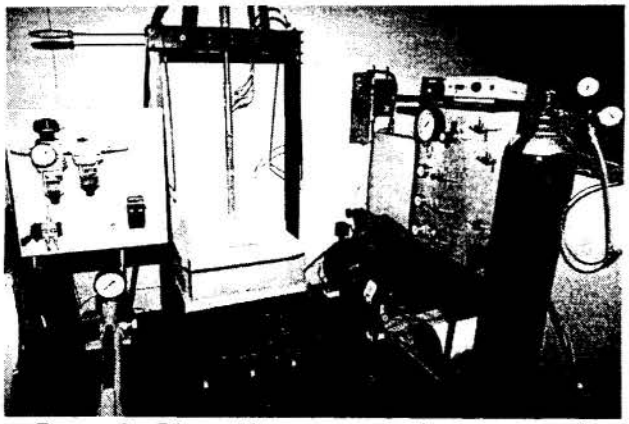


Figura 6 - Dispositivos empregados na segunda série de experimentos.

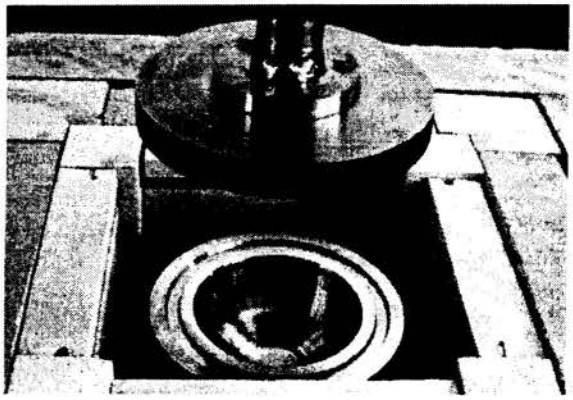


Figura 7 - Detalhe do forno com o molde aberto em seu interior.

Figura 8 - Calota em liga de titânio obtida na segunda série de experimentos

3.COMENTÁRIO

Os resultados obtidos com os experimentos foram satisfatórios. Os experimentos iniciais foram importantes para indicar as diretrizes básicas para o desenvolvimento do processo, balizar os objetivos que poderiam ser alcançados, a viabilidade técnica e as necessidades de equipamentos e recursos. A segunda série de experimentos demonstrou a viabilidade do emprego do processo para fabricação de peças industriais em ligas superplásticas, indicando que objetivos almejados podem ser alcançados sem dificuldades com o desenvolvimento de técnicas adequadas. Foi possível introduzir chapas dentro do molde aquecido, tampá-lo de forma hermética e retirar peças estampadas em alta temperatura, simulando produção industrial. Apesar da reatividade do titânio ao ar na temperatura de conformação, as superfícies das peças apresentaram reduzida oxidação, como verifica-se na Figura 8. A ocorrência de manchas em regiões localizadas das peças estão associadas aos locais de injeção e saída de gases no molde. Entretanto, este problema pode ser contornado com a utilização de argônio mais puro e principalmente com um melhor controle da técnica da purgagem em todo o sistema. A moldagem com a liga *Ti 6Al 4V* sob condições superplásticas apresentam resultados satisfatórios sem dificuldades, mesmo levando-se em consideração que as conformações realizadas foram conduzidos sem avaliação precisa das características superplásticas da liga empregada. Os parâmetros superplásticos usados nos experimentos foram os obtidos da literatura, ou seja, são valores genéricos para esta classe de liga, independentes de suas condições metalúrgicas. Apesar das operações de conformação terem sido conduzidas fora dos parâmetros superplásticos ideais para o material empregado no trabalho, gradativamente as peças obtidas apresentaram melhores características, com superfície sem rugosidade ou irregularidade. Em consequência disso, mesmo ponderando o pequeno tamanho e simplicidade geométrica das peças produzidas, admite-se que, sem maiores dificuldades técnicas, peças mais complexas de maior ou menor porte poderão ser também fabricadas.

Na conformação superplástica é importante a seleção do material para confecção dos moldes, quando destinados à conformação de ligas que requerem temperaturas superplásticas elevadas devem ser escolhidos materiais refratários. Mesmo assim, para maior durabilidade, durante as operações de conformação é conveniente evitar choques térmicos e protegê-lo contra oxidação em alta temperatura principalmente quando o mesmo for metálico. Na segunda série de experimentos o molde era pouco afeto à choques térmicos em decorrência da pequena perda de calor nos momentos de retirada da peça conformada e colocação de uma nova chapa. Em vista disso, não surgiram trincas em sua operação, mas formou-se densa carepa de oxidação em sua parte externa, devido a insuficiente introdução de argônio. Também, por motivo econômico, os moldes foram confeccionados com aço oxidável do tipo AISI 304, que não é recomendado para resistir a oxidação nas temperaturas em que foram empregados. Interessante mencionar, que no interior dos moldes, onde a proteção de argônio foi eficiente, as superfícies permaneceram intactas.

O processo de conformação superplástica restringe-se as ligas que apresentam o fenômeno da superplasticidade, seu ciclo de produção é lento, necessita-se de energia para aquecimento e gases de alta pureza. Com tudo isso, dependendo da aplicação, o processo desperta interesse, como demonstrado na fácil moldagem de peças com a liga *Ti 6Al 4V*, que por processos convencionais, ao contrário, é muito difícil de ser trabalhada. Conquanto esta liga de titânio apresente características superplásticas favoráveis, sua grande reatividade com o oxigênio do ar em sua elevada temperatura de conformação conferem-lhe dificuldades técnicas à conformação superior a maioria das ligas superplásticas.

4. CONCLUSÃO

Os resultados dos experimentos permitem concluir que a conformação superplástica de peças pelo processo a sopro com a liga de titânio *Ti 6Al 4V* não apresenta dificuldades. Em função da experiência adquirida no desenvolvimento das atividades, admite-se que sem maiores dificuldades técnicas poderão ser também fabricadas peças mais complexas, de maior ou menor porte, utilizando diferentes ligas superplásticas.

Da forma conveniente à produção industrial, foi possível demonstrar a viabilidade de inserir chapas e retirar peças estampadas do interior de moldes aquecidos na alta temperatura de conformação sem degradar as superfícies dos materiais, mesmo no trabalho com ligas marcantemente reativas ao ar nesta situação.

Certamente, aperfeiçoamentos para melhorar a eficiência do processo e adaptações para diferentes materiais e de peças poderão advir. Mas com os experimentos elaborados, a essência dos procedimentos necessários à conformação superplástica pela técnica de sopro puderam ser avaliados.

5. BIBLIOGRAFIA

DIETER, G. E., *Metalurgia Mecânica*, Cap. 9, Ed. Guanabara Dois, São Paulo, 1981.

FRIEDMAN, P. A., GHOSH, A. K., Microstructural Evolution and Superplastic Deformation Behavior of Fine Grain 5083 Al, *Met. Trans.*, Vol 27A, pp.3827-3839, 1996.

HAMILTON, C. H., Superplastic Forming Makes Moldes Parts from Sheet Metal Alloys, *Ind. Res. And Develop.*, December, pp. 72-76, 1983.

HAYDEN, H. W., FLOREEN, S., GOODELL, P. D., The Deformation Mechanisms of Superplasticity, *Met. Trans.*, Vol. 3, No. 4, pp. 833-842, 1972.

PAGNANO, C. A G., VICTORIA, M. P., Deformação Superplástica em Metais Puros e Ligas, *Metalurgia*, Vol. 28, No. 173, pp. 271-280, 1972.

PATON, N. E., HAMILTON, C. H., Superplasticity in Titanium Alloys, *Proceedings of the Fifth International Conference on Titanium, Deutsche Gesellschaft fuer Metallkunde E. V., Muenchen*, Vol. 2, pp. 649-672,1984.

WARD, D. M., Superplastic Forming of Titanium Alloys, *Metals and Materials*, September, pp. 560-563,1986.

6. AGRADECIMENTO

O autor agradece a Paulo Sergio F. Valdez, Jorge Montané Vila e a César Renato F. Ribeiro pela colaboração no desenvolvimento do trabalho. Agradece a Secretaria de Ciência e Tecnologia do Estado de São Paulo pelo apoio financeiro.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB393

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF FRICTION COEFFICIENT AND STRESS-STRAIN CURVE FOR APPLICATION IN METAL FORMING ANALYSES

ALEXANDRE FARINA MARCON, EDUARDO BITTENCOURT & GUILLERMO JUAN CREUS
CEMACOM / CPGEC / PROMEC, Escola de Engenharia - UFRGS
CEP 90035-190 Porto Alegre, RS, Brasil - E-mail: marcon@vortex.ufrgs.br

Abstract

The compression test of a ring is customarily used to determine the friction coefficient in metal forming problems. The aim of this work is to develop a procedure to obtain, for metals in large deformation, the stress-strain curve and the friction coefficient through the same ring test. The friction coefficient is evaluated comparing curves obtained by a finite element code with the experimental curves. The stress-strain curve is obtained inverting an analytic solution, calculated by the lower upper-bound approach.

Keywords

Friction, Stress-strain curve, Ring test, Large deformation

1. INTRODUCTION

The use of numerical modeling is becoming standard in the design of material forming processes. Recourse to experimental data is, still, essential in order to determine the physical parameters involved and (as no uniqueness principle exists for finite nonlinear mechanics) to validate final results. This paper is concerned with the determination of constitutive elastic-plastic relations and friction constants adequate to model metal forming processes.

The determination of constitutive relations for the general elastic-plastic large deformations case is a complex still open problem with many basic unsolved points (Drucker, 1983; Onat, 1991). Limiting us to the classic (but still adequate to model many interesting processes in metal forming) case of Mises plasticity with isotropic or kinematic hardening, we must determine the stress-strain relation for large plastic strain. In metal forming the effect of friction can be considered as a complement to the material relations, especially when (as in the case of modern numerical codes) both effects are modeled using the same constitutive frame. Comparison between FEM simulations and experimental results shows that friction can strongly influence formability by affecting the strain distribution.

Several workers (Schey & Lange, 1985) have proposed different procedures for the determination of the elastic-plastic relation and the friction coefficient. Others have also proposed the determination of both constants in one test (Gelin *et al.*, 1981).

The ring method is a well-known procedure for the determination of friction. A ring is compressed in its axial direction and the relative increment of its internal and external radii

gives an indication of the friction coefficient. Here, we propose to use the instrumented ring method to determine both friction and constitutive relations.

2. DETERMINATION OF THE FRICTION COEFFICIENT

2.1. Approximate analytical solution

Avitzur (1968) has given simplified analytical equations for the upsetting of a ring considering the effect of friction. A limit analysis procedure (lower upper bound) is used, considering that:

i) deformation is homogeneous in the axial direction (i.e. no barreling effect is considered);
ii) the distribution of friction forces on the contact surface is uniform;
iii)the material is rigid-perfectly plastic.

Beginning with chosen values of friction and yield stress, the analytic expressions give total force and changes in geometry. Then, curves that relate percent height reduction and percent internal radius reduction, for different values of the friction coefficient may be drawn, as seen in Fig 1, compared with the curves obtained using a numerical solution.

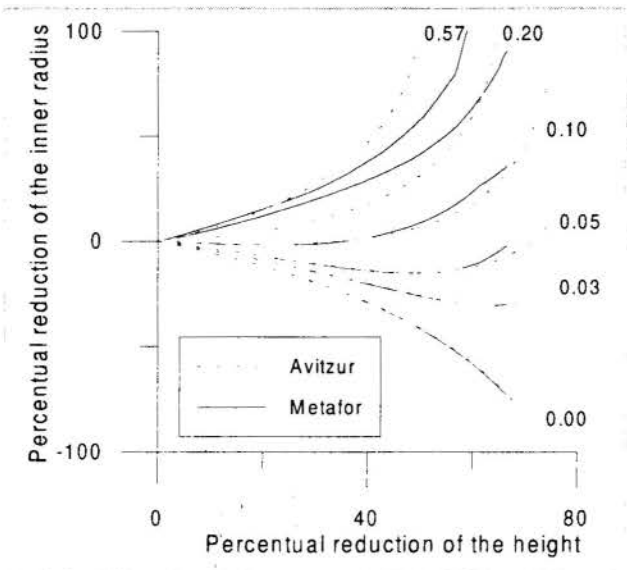


Fig. 1 - Comparison between numerical and approximate solutions

2.2. Numerical solution

METAFOR is a code originally developed at Liege University (Ponthot, 1995; Bittencourt, 1994) to solve elastic-plastic problems in 2D and 3D considering finite deformation effects, which is being applied to the modeling of metal forming processes. It can use Lagrangean, Eulerian or Eulerian-Lagrangian formulations for the description of the process and implicit or explicit solution procedures. Contact and friction effects are

considered by means of a penalty function method. Since 1994 **CEMACOM** is sharing in the code development.

In order to determine effect of that the simplifying hypotheses above have on the accuracy of the analytical solution, we used METAFOR to model the ring deformation. We observe that the results are similar for low values of friction, but the simplified solution rapidly deteriorates for $\mu \geq 0.1$. It is also observed, that the effect of strain hardening is small, probably because the lack of homogeneity in the strain distribution is due, essentially, to friction effects.

2.3. Calibration curves

Thus, we used METAFOR to prepare calibration curves as shown in Fig. 2 and 3 for the case of an elastic perfectly plastic material and for rings with relations of 6:3:1 and 6:3:2 (external radius: internal radius: height). These curves can be used to replace the Avitzur curves considering now a more realistic situation. We can easily prepare similar curves for other ring proportions and material characteristics.

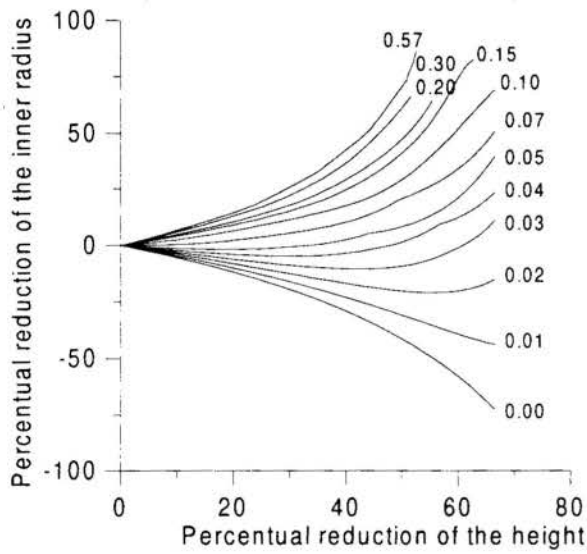


Fig. 2 - Calibration curves for different values of μ (6:3:1; METAFOR)

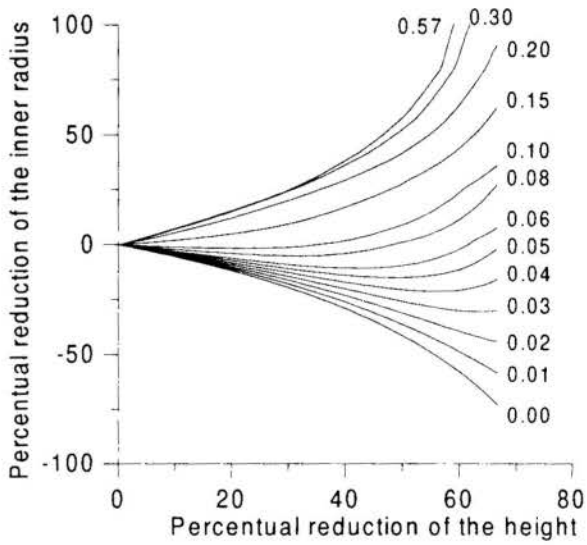


Fig. 3 - Calibration curves for different values of μ (6:3:2; METAFOR)

3. DETERMINATION OF THE STRESS-STRAIN CURVES

3.1. Incremental calculation

Using Avitzur expressions, an inverse method was programmed to determine the stress-strain relation, as indicated in Box 1.

Box 1: Algorithm to determine the stress-strain curve:

1) Read initial values (external and internal radii, thickness and (Coulomb) friction coefficient respectively):

$$R1_o,\ R1_i,\ T1,\ \mu$$

2) Loop for the increment of load:

For the first increment: $m = \mu * \sqrt{3}$ (1)

2.1) Read test data (external radius, thickness and force in the press): $R_o,\ T,\ F$

2.2) Calculation of the internal radius (using volume invariance):

$$R_i = \sqrt{R_o^2 - \frac{V}{T\pi}} \tag{2}$$

2.3) Calculation of the average stress provided by the press:

$$\overline{P} = \frac{F}{\pi\left(R_o^2 - R_i^2\right)} \tag{3}$$

2.5) Calculation of neutral radius ($\mathbf{R_N}$):

IF ($R_N < R_i$ AND $m\frac{R_o}{T} < \frac{1}{2}$) THEN

$$R_N = \frac{3}{4}R_o \sqrt{\frac{1-\left(R_i/R_o\right)^4 X^2}{\sqrt{X\,(X-1)\left[1-\left(R_i/R_o\right)^4 X\right]}}} \quad ; \quad X = \left\{\frac{R_o}{R_i}\ \exp\left[-m\frac{R_o}{T}\left(1-\frac{R_i}{R_o}\right)\right]\right\}^2 \tag{4}$$

ELSE (this equation must be solved for $\mathbf{R_N}$ with a numerical method):

$$2m\frac{R_o}{T}\left(1+\frac{R_i}{R_o}-2\frac{R_N}{R_o}\right)+\ln\left|\left(\frac{R_i}{R_o}\right)^2 \frac{\left(R_N/R_o\right)^2+\sqrt{3+\left(R_N/R_o\right)^4}}{\left(R_N/R_o\right)^2+\sqrt{3\left(R_i/R_o\right)^4+\left(R_N/R_o\right)^4}}\right| = 0 \tag{5}$$

END IF

2.6) Determination of the equivalent stress:

IF ($R_N < R_i$ AND $m\frac{R_o}{T} < \frac{1}{2}$) THEN

$$\sigma_{eq} = \overline{P} \Big/ \left\{\frac{1}{1-\left(R_i/R_o\right)^2}\left\{\sqrt{1+\frac{1}{3}\left(\frac{R_N}{R_o}\right)^4}-\sqrt{\left(\frac{R_i}{R_o}\right)^4+\frac{1}{3}\left(\frac{R_N}{R_o}\right)^4}+\frac{2}{3\sqrt{3}}m\frac{R_o}{T}\left[1-\left(\frac{R_i}{R_o}\right)^3\right]\right\}\right\} \tag{6}$$

ELSE

$$\sigma_{eq} = \overline{P} \Big/ \left\{\frac{1}{1-\left(R_i/R_o\right)^2}\left\{\sqrt{1+\frac{1}{3}\left(\frac{R_N}{R_o}\right)^4}-\sqrt{\left(\frac{R_i}{R_o}\right)^4+\frac{1}{3}\left(\frac{R_N}{R_o}\right)^4}+\frac{2}{3\sqrt{3}}m\frac{R_o}{T}\left[1+\left(\frac{R_i}{R_o}\right)^3-2\left(\frac{R_N}{R_o}\right)^3\right]\right\}\right\} \tag{7}$$

END IF

2.7) Determination of the equivalent deformation:

$$e_{eq} = \sqrt{\frac{2}{3}\left(e_{\theta\theta}{}^2 + e_{yy}{}^2 + e_{RR}{}^2\right)} \tag{8}$$

2.8) Determination of the interfacial friction:

$$m = \frac{\mu \bar{P} \sqrt{3}}{\sigma_{eq}} \tag{9}$$

2.9) Results output: (σ_{eq} ; e_{eq})

3) End of loop over increment

4) End

3.2. Comments on the friction coefficients (m and μ)

Two different parameters can be used to characterize friction. The interfacial friction coefficient m is given as a parcel of the shear yield stress, eq.(10); m varies between 0 and 1. The Coulomb friction coefficient μ is given as a relation between shear and normal stresses, eq.(11); μ depends on the materials in contact and their surface state. Assuming *m* as a constant, the friction law can be visualized as a cylinder inside the von Mises surface in stress space. As Coulomb law can be visualized as a cone in the same space, the value of the shear stress at the contact plane is limited by eq.(11) jointly with the von Mises equation.

$$\tau = m\frac{\sigma_e}{\sqrt{3}} \tag{10}$$

$$\tau = \mu \sigma_N \tag{11}$$

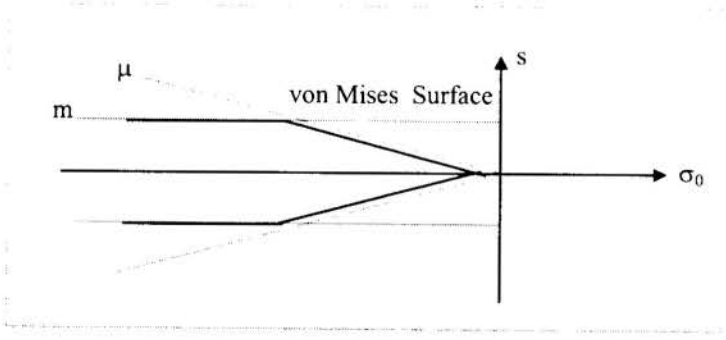


Fig. 4 - Coulomb and interfacial surfaces plotted with the von Mises yield surface in the deviator stress-hydrostatic stress space.

Because the value of the shear stress cannot exceed the shear yield limit, the resulting surface is the union of the cone and the cylinder. As the stress on the contact surface is not necessarily hydrostatic, the limit value for Coulomb law remains usually below the yield

stress; then we can easily relate m and μ, as it was done when using the Avitzur equations in Section 3. On the other hand, μ has greater physical appeal and allows that the shear stress be adjusted to the problem conditions.

4. EXPERIMENTAL PROCEDURE

A sketch of the experimental set-up used for the tests is shown in Fig. 5. The ring is placed in the center of the die. Three LVDT measure the vertical displacement and other four the average increase of the external radius. The load is measured with a load cell instrumented with strain gauges. The signals of LVDT and SG are conditioned, scanned and sent to a microcomputer.

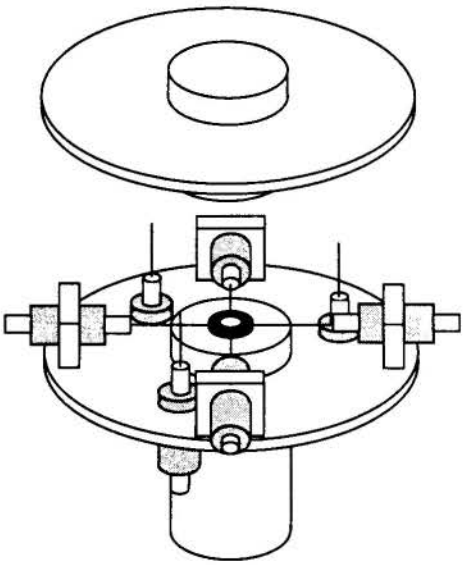


Fig. 5 - Equipment for the ring test

5. RESULTS

Fig. 6 indicates the results of one test plotted on the calibration curves (we have represented here only the region needed). We can see that the $\mu \cong 0.11$.

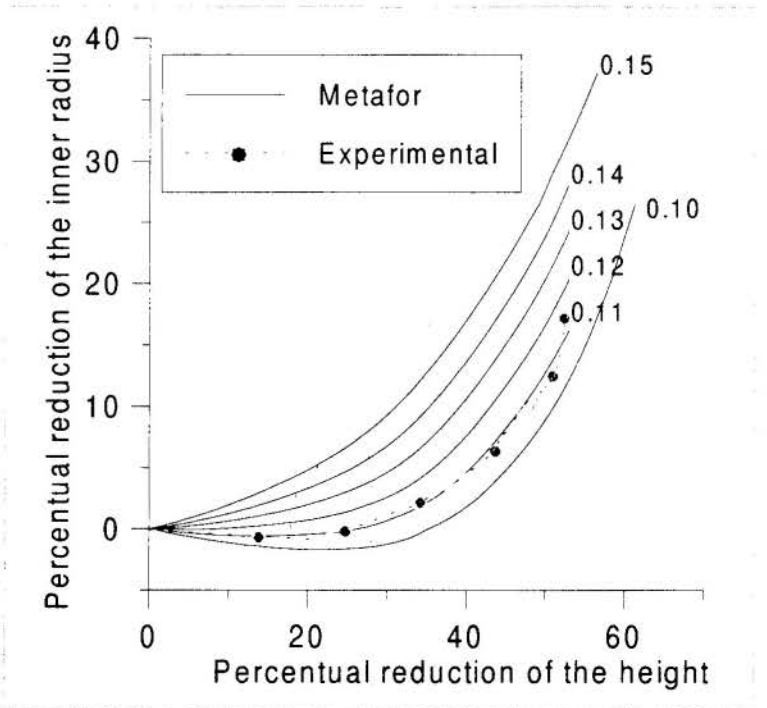


Fig. 6 - Comparison between experimental results and calibration curves

The stress-strain curve is determined using the procedure indicated in Section 3 and the result is given in Fig. 7. This curve is restricted to the plastic region because the LVDT used

had no enough precision to adequately measure elastic deformations. On the other hand, the plastic behavior is the main interest of our work.

Using the friction coefficient and stress-strain relation obtained, we ran the example in METAFOR. A comparison of experimental and numerical results is given is Fig. 8.

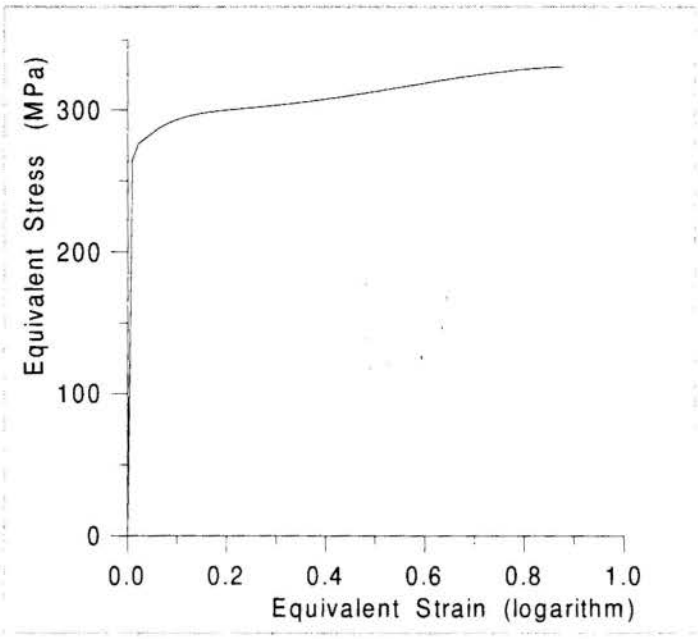


Fig. 7 - Stress-strain curve obtained for copper

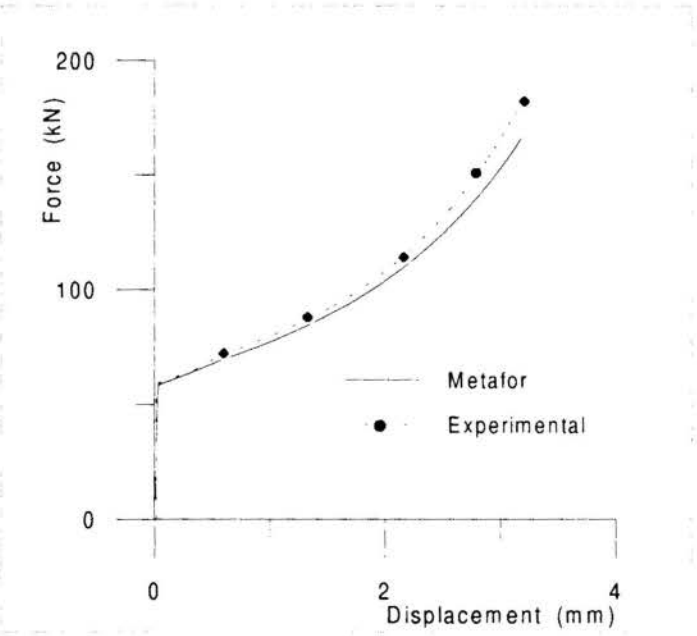


Fig. 8 - Evolution of the load with die displacement

The difference, increases with deformation, is due to the simplify hypothesis of the Avitzur solution. Our next objective is to use a more refined model or even a totally numerical procedure.

6. FINAL REMARKS

The procedure proposed to determine the friction coefficient and the stress-strain relation in one test seems adequate. We continue making tests with different materials and surface conditions to validate the procedure and trying to improve the mathematical model used for the determination of the stress-strain relation.

7. REFERENCES

AVITZUR, B. *Metal Forming: Process and analysis*, New York, McGraw Hill Book Company, 1968.

BITTENCOURT, E. *Tratamento do problema de contato e impacto em grandes deformações pelo método dos elementos finitos*, Doctoral Thesis, Universidade do Rio Grande do Sul, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Porto Alegre, 1994.

DRUCKER, D. C. *From limited experimental information to appropriately idealized stress-strain relations*, Proc. Of. Int. Conf. On Constitutive Equations For Engineering Materials, Tucson, 1983.

GELIN, J. C., OUDIN, J. & RAVALARD, Y. *Determination of the flow stress-strain curves for metals from axisymmetric upsetting*, Journal of Mechanical Working Technology, vol. 5, pp. 297-308, 1981.

ONAT, E. T. *Representation of elastic-plastic behavior in the presence of finite deformations and anisotropy*, Topics in Plasticity, AMPress,1991.

PONTHOT, J. P. *Traitment unifié de la mécanique dex milieux continus solids en grandes deformations par le method des élements finis*, Doctoral Thesis, Faculté de Sciences Apliquées, ULG, Liège, Belgium, 1995.

SCHEY, J. & LANGE, K. *Handbook of Metals Forming*, New York, McGraw Hill Book Company, 1985.

8. ACKNOWLEDGMENTS

The invaluable help of Flávio Lima, André Borin Soares and Joares Marcelo dos S. Patines for the mechanical and electronic parts of the equipment is gratefully acknowledged. CAPES and CNPq gave financial support to the project. The comments and corrections of the referees are appreciated.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB161

ANÁLISE COMPARATIVA DE ESTIRAMENTO IN-PLANE VERSUS OUT-OF-PLANE/*COMPARATIVE ANALYSIS OF IN-PLANE VERSUS OUT-OF-PLANE STRETCHING*

FERNANDO FERREIRA FERNANDEZ & HAZIM ALI AL-QURESHI
Departamento de Tecnologia, Instituto Tecnológico de Aeronáutica- ITA-CTA
CEP 12228-900 São José dos Campos, Brasil- E-mail: hazim@mec.ita.cta.br

Abstract

The limit strains, or the maximum plastic strains that a sheet can support up to the necking point, admitting free deformation on the sheet plane (In plane strains-IP) are quite different of the biaxially stretching operations with spherical punch or pressure (Out of plane strains-OP). The last one, which represents the real industrial operations, are greater than the IP strains, for the same degree of biaxial tension. The main scope of this work is to perform stretch operations IP, using a specially designed device able to input IP strains, and verify if differences between theoretical models and experimental data are based on the fact the stretching operation be IP or OP.

Keywords

Chapas metálicas, Estiramento Biaxial, Deformações limites.
Sheet metals, Biaxially stretching, Limit strains

1. INTRODUÇÃO

As deformações limites obtidas por estiramento biaxial de chapas, permitindo deformações livres no plano da chapa (in-plane strains-IP) são diferentes do estiramento biaxial em que as deformações são constrictas no contato com um punção rígido (embutimento) ou pressão hidráulica (out-of-plane strains-OP). Estas últimas deformações, que representam bem o cotidiano industrial, são maiores que as deformações I.P. para o mesmo grau de biaxialidade (taxa de carregamento). A principal característica do estiramento out-of-plane com punção rígido é o gradiente de deformação existente graças a presença de curvatura e atrito, ao passo que as deformações no estiramento in-plane são homogêneas (Ghosh et al., 1974).

Teorias com base no modelo de Marciniak - Kuczynski (M-K,1967,1973), tendem não considerar o efeito do atrito, a curvatura do punção e a pressão normal à superfície, originária do contato chapa-punção ou pressão - chapa, simultaneamente, subestimando as deformações limites encontradas no caso de chapas embutidas. (Ghosh et al., 1974)

Um dispositivo para ensaio biaxial I. P. foi desenvolvido por Daniel (1976); porém, para materiais conjugados, devido à fragilidade ao embutimento por parte de materiais

conjugados. O dispositivo de Daniel consistia em dois mecanismos de tração simples que atuam de forma independente em duas direções perpendiculares. Devido à complexidade de controle e o número de elementos mecânicos no sistema, os dados obtidos são de pouca confiança.

Al-Qureshi et al. (1992) projetaram e construíram um dispositivo de ensaio biaxial no plano, para materiais frágeis, aperfeiçoando e simplificando o idealizado por Daniel. O funcionamento do dispositivo será descrito no próximo item.

Surgiu, então, a idéia de realizar o ensaio biaxial em tal dispositivo, em chapas metálicas finas, tentando desse modo aproximar a prática da teoria e verificar se diferenças existentes entre modelos teóricos e experimentos residem no fato de o estiramento ser no plano ou não.

1.1 O Dispositivo de Ensaio

O dispositivo de ensaio altera a direção de esforço, aplicada verticalmente e controlado por uma máquina de ensaio universal Instron, para um plano horizontal na forma de quatro componentes de força de tração. A figura 1 a seguir, mostra um croqui-esquema e uma foto do dispositivo instalado na máquina de ensaio Instron.

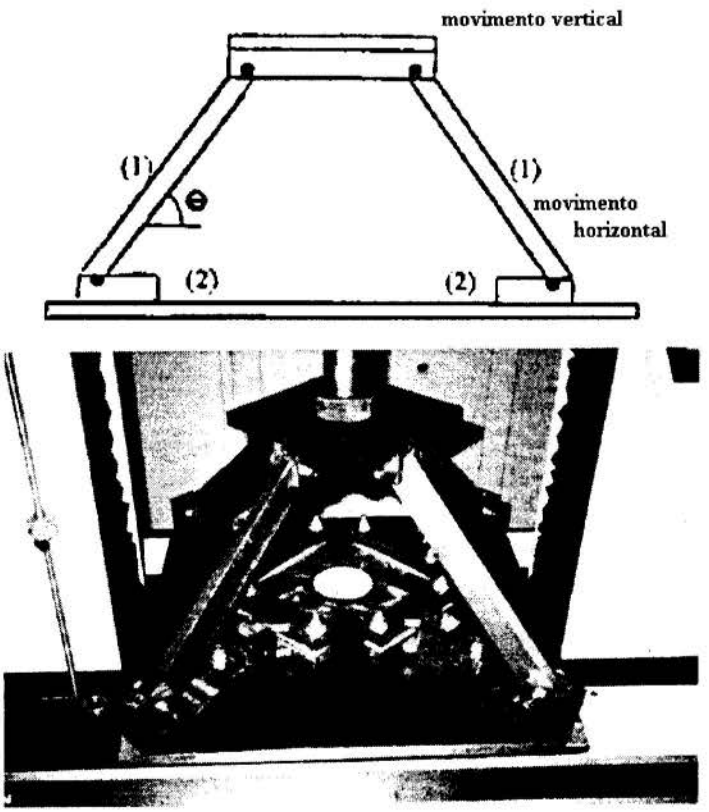


Figura 1 - Dispositivo para estiramento biaxial de chapas.

As barras têm como objetivo transmitir o movimento vertical da base superior para que o sistema de garras acoplado na outra extremidade da barra, na base inferior, se desloque de dentro para fora em um plano horizontal, tendo-se assim duas direções perpendiculares entre si sob tração.

Uma análise do equilíbrio de forças sobre uma barra é feita para determinar a relação do esforço aplicado no CDP, no plano horizontal, com a carga aplicada pela máquina universal no eixo vertical, como mostra a figura 2.

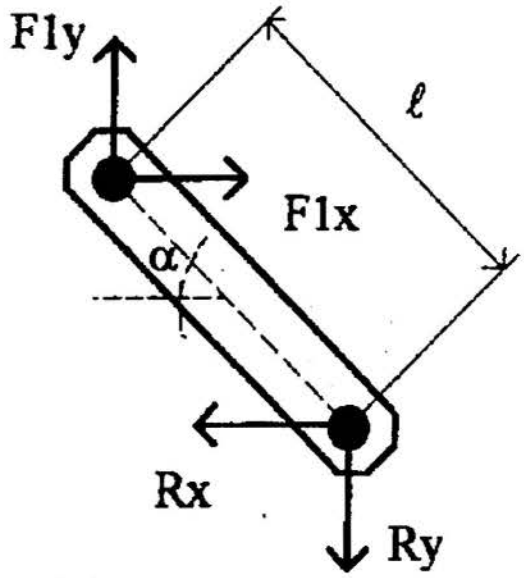


Figura 2 - Esforço aplicado no CDP pelas barras.

$$F_{ly} = \frac{\text{carga Instron}}{4}$$

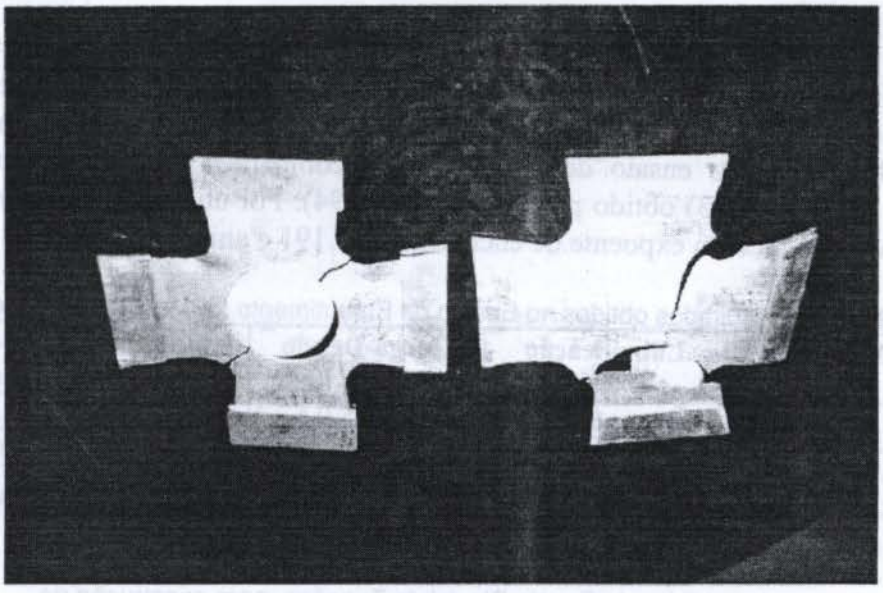
$$F_{lx} = R_x \qquad (1)$$

$$F_{ly}^2 + F_{lx}^2 = \frac{F_{lx}^2}{\text{sen}^2\alpha} \quad \Rightarrow \quad R_x = F_{ly}.\text{tg}\,\alpha$$

onde F_{lx} e F_{ly} são as reações do apoio superior e R_x e R_y do apoio inferior como pode ser visto na figura anterior. R_x é a carga transmitida ao CDP. A reação R_x já leva em consideração a força de atrito entre a base e as barras/garras que tracionam o CDP.

O sistema de garras foi construído com pinos articuladores para que houvesse dois graus de liberdade, eliminando qualquer outro tipo de esforço que não o de tração no CDP.

As canaletas por onde correm as garras foram usinadas tomando-se o cuidado para se obter o melhor alinhamento possível, minimizando o aparecimento de folgas, que pudessem prejudicar o ensaio seriamente. A forma dos CDPs para o ensaio biaxial foi modificado a partir do trabalho realizado por Daniel. A figura 3 mostra detalhes do CDP antes e após o ensaio. Observa-se o aspecto frágil da ruptura, no CDP ensaiado.



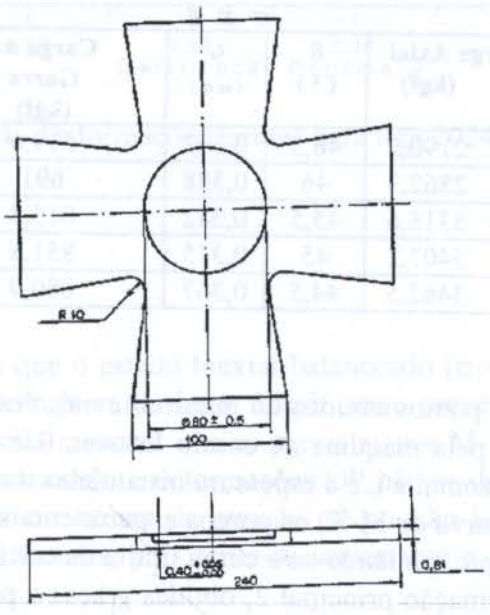


Figura 3 - CDP utilizado no ensaio e dimensões.

Os CDP's foram confeccionados com rebaixos circulares de 80 mm de diâmetro no centro do CDP, aprofundados até a metade da espessura. O rebaixo foi feito por usinagem química (soda cáustica) e dimensões controladas por ultra-som. A finalidade do rebaixo é de localizar a fratura na região central do CDP. Os corpos de prova foram construídos de forma a trabalharem sob estado de tração biaxial balanceada, isto é, $\sigma_1 = \sigma_2$. Podem-se obter outras taxas de carregamento, variando-se as larguras da região central submetidas ao carregamento. Foram ensaiados 2 CDP's para o material utilizado, a uma velocidade média de 1mm/s.

2. RESULTADOS

A seguir apresenta-se os resultados experimentais das deformações limites, obtidos pelo ensaio de embutimento utilizando-se uma máquina universal de embutimento Erichsen 129/E e pelo ensaio de tração biaxial comparado ao modelo teórico de Marciniak et al.(1967-73) obtido por Fernandez (1994). Foi utilizado a liga de alumínio aeronáutico 2024-O, com expoente de encruamento 0.191 e anisotropia normal 0.507.

Tabela 1 - Resultados obtidos no Ensaio de Embutimento na Máquina Erichsen.

Material	Lubrificação	Carga-Desvio Padrão (kN)	Índice Erichsen - Desvio Padrão (mm)
2024-O	Seco	4,5-0,5	11,2-0,33
	Molykote	4,9-0,14	11,6-0,2
	P.V.C.	4,9-0,18	11,8-0,42

Tabela 2 - Resultados obtidos do Ensaio Biaxial de Tensões, para construção da curva $\bar{\sigma} \times \bar{\varepsilon}$.

Material	Pontos	Carga Axial (kgf)	θ (º)	t_r (mm)	Carga na Garra (kgf)	σ (kgf/mm²)	ε
2024-O	1	2190,2	46,5	0,392	519,6	16,6	0,02
	2	2862,3	46	0,388	691	22,3	0,03
	3	3318,6	45,5	0,382	815,3	26,7	0,045
	4	3407,2	45	0,375	851,8	28,4	0,065
	5	3462,5	44,5	0,367	880,9	30	0,087

A tabela 2 mostra os pontos obtidos do ensaio biaxial, descrito anteriormente, onde a carga axial é fornecida pela máquina de ensaio Instron, θ é o ângulo de inclinação das barras com o plano horizontal e t_r é a espessura instantânea do rebaixo.

A figura 4 mostra a curva de M-K, os pontos experimentais obtidos pelo ensaio biaxial e o ensaio de embutimento, plotando-se a curva limite de conformação isto é, deformação principal 1 versus deformação principal 2, obtidas graças a pequenos círculos impressos fotoquimicamente no CDP antes do ensaio e avaliando sua deformação posterior através de um projetor de perfil.

Examinando atentamente a figura 4 a seguir, observa-se um grande espalhamento nos pontos experimentais. O modelo de M-K ajustou-se conforme o esperado às massas de dados, subestimando contudo as deformações limites para o material considerado. As deformações obtidas no ensaio biaxial ficaram bem aquém das deformações obtidas pelo embutimento, cerca de 20% para a liga utilizada, não favorecendo, este tipo de ensaio, a ductilidade do material, devido ao estado de tensões desenvolvido no ensaio e do entalhe (rebaixo) construído no CDP.

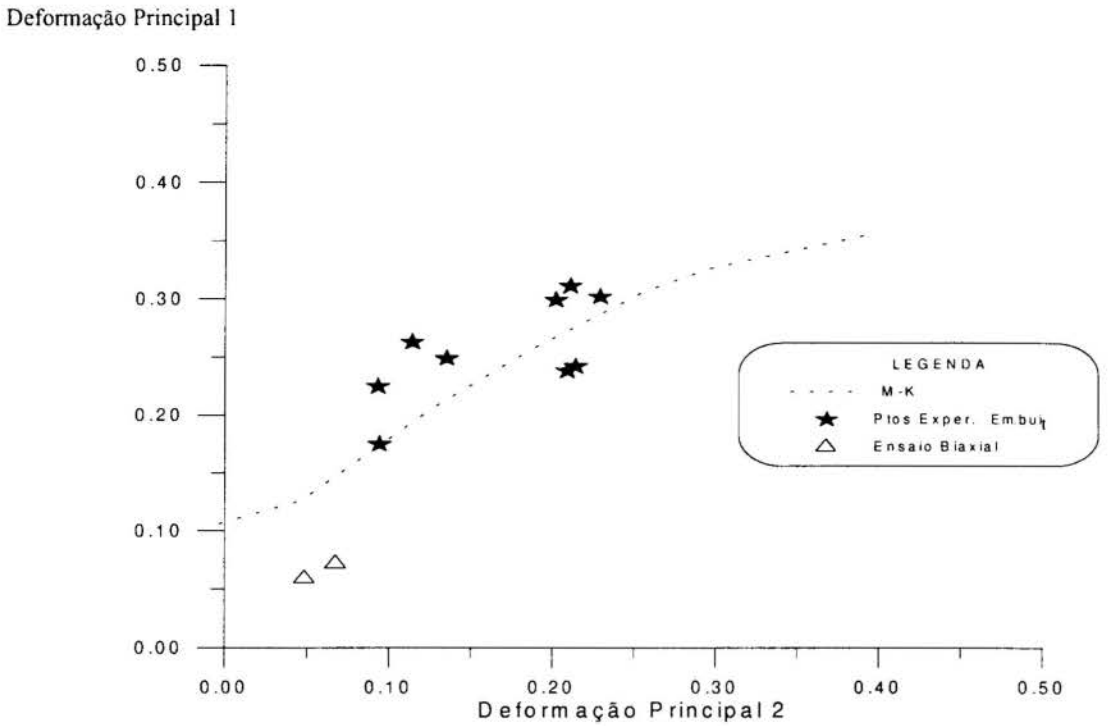


Figura 4 - Deformações limites para liga 2024-O.

3. CONCLUSÕES

Os resultados mostraram que o estado biaxial balanceado ($\sigma_1=\sigma_2$) obtido pelo ensaio biaxial tornou o processo de ruptura bastante frágil, como prevêem as teorias clássicas, porém com deformações ainda menores que as previstas por M-K. Conclui-se, portanto que diferenças existentes no modelo e deformações OP não se devem apenas ao fato do modelo não levar em conta curvaturas de punção ou pressão hidráulica, cabendo para tanto maiores investigações futuras, pois torna-se importante a validação estatística de tais observações.

Tal ensaio biaxial, simplificado, sem contato do tipo punção-chapa e livre de atrito, pode ser utilizado para futuros experimentos de fragilização por biaxialidade. O equipamento elaborado é de baixo custo, fácil operação e manufatura, podendo ser construído facilmente. O CDP não padronizado, deve ser aperfeiçoado para facilitar a fabricação quantitativa.

4.REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Marciniak, Z. and Kuczynski, K. "Limit Strain in the Processes of Stretch Forming Sheet Metal" , Int. J. Mech. Sci, vol 9, pg 609-620, (1967).

Fernandez,F.F. e Al-Qureshi,H.A.," Influência da Rugosidade e Coeficiente de Atrito nas Deformações Limites de Chapas Metálicas", V Pan American Congress of Applied Mechanics, PACAM 97, University of Puerto Rico- Mayaguez Campus, 02 a 04 de Janeiro de 1997, pg 190-193.

Ghosh, A. K and Hecker, S. S. "Stretching Limits in Sheet Metals: In-plane Versus Out- of- Plane Deformation", Mettalurgical Transactions, Vol 5, pg 2161-2164, (1974)

Daniel, I. M. "Biaxial Testing of Grafite /Epoxy Composites Containing Stress Concentrations", Air Force Technical Report AFML-TR - 76244, part 1, (1976).

Fernandez,F.F., e Al-Qureshi, H.A., "Análise da Influência da Rugosidade nas Deformações Limites de Chapas Metálicas na Região de Estiramento", Conferência sobre Tecnologia de Equipamentos- COTEQ 96, 22 SEMINSP, PFM 96, ABCM, 20 a 22 de Novembro de 1996, Rio de Janeiro, RJ.

Al- Qureshi, H. A., Netto, W. P. N. , Silva, M. P. C. "Projeto e Construção de um dispositivo de Ensaio para Placas de Material Composto", Relatório MTC-61, ITA, (1992).

Fernandez, F.F. "Análise da Influência da Rugosidade nas Deformações Limites de Chapas Metálicas Finas e Anisotrópicas na Região de Estiramento", Tese de Mestrado, ITA-CTA, (1994).

Marciniak, Z. , Kuczynski, K. and Pokora, T. "Influence of the Plastic Properties of a Material on the Forming Limit Diagram for Sheet Metal in Tension", Int. J. Mech. Sci., Vol 15, pg 789-805, (1973).

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB131

DETERMINAÇÃO DE ABERTURAS ENTRE CILINDROS DE LAMINAÇÃO, VIA LÓGICA NEBULOSA / *DETERMINATION OF THE ROLLING MILL GAP BY USING FUZZY LOGIC*

CARMEN DÉA MORAES PATARO & HORACIO HELMAN
Departamento de Engenharia Eletrônica, Escola de Engenharia da UFMG
Av. Antonio Carlos, 6627, Belo Horizonte, MG, Brasil
CEP 30.161-970. - E- mail: Carmen@eee.ufmg.br

Abstract

In the present work, a method for the determination of the rolling mill gap of flat products by using fuzzy logic was developed. The rolling mill gap is determined by considering the aimed and accumulated deformations, classified as "high", "medium" and "low". The rules to decide the corresponding actions are obtained from the input data. This schedule is non-dependent upon the knowledge of the mechanical properties of the material to be rolled and the characteristics of the rolling process.

Keywords

Rolling Process , Fuzzy Logic, Laminação, Lógica Nebulosa

1 - INTRODUÇÃO

No processo de laminação é usual o emprego de modelos teóricos para a determinação das aberturas entre cilindros, o que envolve o cálculo da carga de laminação e o conhecimento do módulo de rigidez do laminador (Helman & Cetlin, 1983; Pataro, 1996). Modelos teóricos, levando em consideração as diferentes variáveis do processo, tais como: encruamento do material, espessura final objetivada, espessura de entrada da chapa, coeficiente de atrito, etc, permitem calcular a carga de laminação. Mantendo-se fixas todas as outras variáveis que caracterizam o processo, esta carga (**P**), pode ser expressa como uma função da espessura final ($\mathbf{h_f}$):

$$P = f(h_f)$$

Para diferentes valores de $\mathbf{h_f}$, podem ser obtidas curvas semelhantes às mostradas na Figura 1. A curva começa em $\mathbf{h_i}$, (quando se tem P=0) e para uma espessura final objetivada $\mathbf{h_f}^*$ (redução Δh), a carga é $\mathbf{P}^*$. Se a espessura inicial aumentar, a origem da curva se deslocará para a direita, se $\mathbf{h_i}$ diminuir, ela se deslocará para a esquerda (curvas I e II respectivamente). Além do deslocamento da origem, as curvas mudam também de inclinação, de forma que a curva II apresenta um crescimento mais rápido que a curva I.

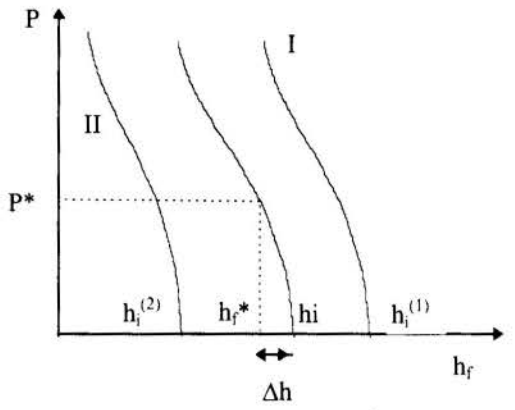


Figura 1- Relação carga - deformação.

Quando uma chapa é laminada, há uma deformação elástica em toda a estrutura do laminador, fazendo com que a abertura entre os ~~cilindros seja~~ diferente da espessura objetivada do material para aquele passe (Ataka & Suzuki, 1975; Helman & Cetlin, 1983; Pataro, 1996). Chamando-se **s** a deformação elástica do laminador, **P** a carga de laminação e **M** o módulo de rigidez do laminador, verifica-se que:

$$s = \frac{P}{M}$$

Embora para muitas aplicações **M** seja considerado constante, seu valor é afetado por diferentes parâmetros, tais como: espessura inicial, largura da tira e carga de laminação. Além disso o módulo de rigidez para cargas crescentes difere daquele para cargas decrescentes, originando uma histerese (Ataka & Suzuki, 1975; Helman & Cetlin, 1983; Pataro, 1996). Dependendo do processo, esta variação deve ser considerada.

Têm sido desenvolvidos, recentemente, métodos alternativos para o processo de laminação, onde as técnicas tradicionais são substituídas por Redes Neurais Artificiais (Pataro *et al.*, 1994; Pataro, 1996), tornando o procedimento independente de modelos teóricos e do conhecimento de variáveis mecânicas e metalúrgicas do processo. Outro procedimento não convencional, a Lógica Nebulosa, mostrou-se adequado à utilização no referido processo, tendo tido bom desempenho na determinação de cargas (Pataro *et al.*, 1995). A adequação destes métodos alternativos à laminação se deve às várias características deste processo, principalmente no que se refere às não linearidades.

2 - LÓGICA NEBULOSA

A Lógica Nebulosa permite representar os modos aproximados de raciocínio comuns ao ser humano. Com esta técnica consegue-se descrever processos complexos através de regras de tomada de decisão, tornando-se mais fácil o trabalho com sistemas que são, às vezes, difíceis de serem implementados por meio de métodos convencionais. Com a Lógica Nebulosa, não são necessárias especificações precisas, tão importantes quando se empregam técnicas tradicionais.

Na teoria clássica, um elemento pertence ou não a um conjunto, não existindo meio termo. Na Lógica Nebulosa (Zadeh, 1965; Zadeh, 1973; Jamshidi *et al.*, 1993; Klir & Folger, 1988; Gomide, 1994; Pataro *et al.*, 1995) um elemento pode pertencer a um conjunto em

maior ou menor grau especificado através de uma função de pertinência. Na Lógica Clássica, as variáveis de decisão só podem assumir os valores binários. Por outro lado, na Lógica Nebulosa, os graus de pertinência podem tomar qualquer valor no intervalo *[0,1]*. Considerando-se um subconjunto nebuloso *V*, e um elemento *z* pertencente ao universo de discurso, *Z*, uma função de pertinência é então um mapeamento $\mu_V : Z \rightarrow [0,1]$, onde $\mu_V(z)=1$ significa total pertinência ao subconjunto nebuloso *V* e $\mu_V(z)=0$ implica nenhuma pertinência. Assim, $\mu_V(z)$ é o grau em que *z* pertence a *Z*.

As operações entre os conjuntos nebulosos são também caracterizadas por funções de pertinência. O método mais usual para efetuar estas operações consiste no modelo *min-máx*. Por exemplo, se *V* e *W* são dois subconjuntos nebulosos, definindo-se o operador interseção como *min*, o grau em que *z* pertence a *V* e *W* é $min(\mu_V(z), \mu_W(z))$, ou seja, o mínimo entre os seus graus de pertinência aos dois subconjuntos. Definindo-se o operador união como *max*, o grau em que *z* pertence a *V* ou *W* é $max(\mu_V(z), \mu_W(z))$, ou seja, o máximo entre seus graus de pertinência aos dois subconjuntos.

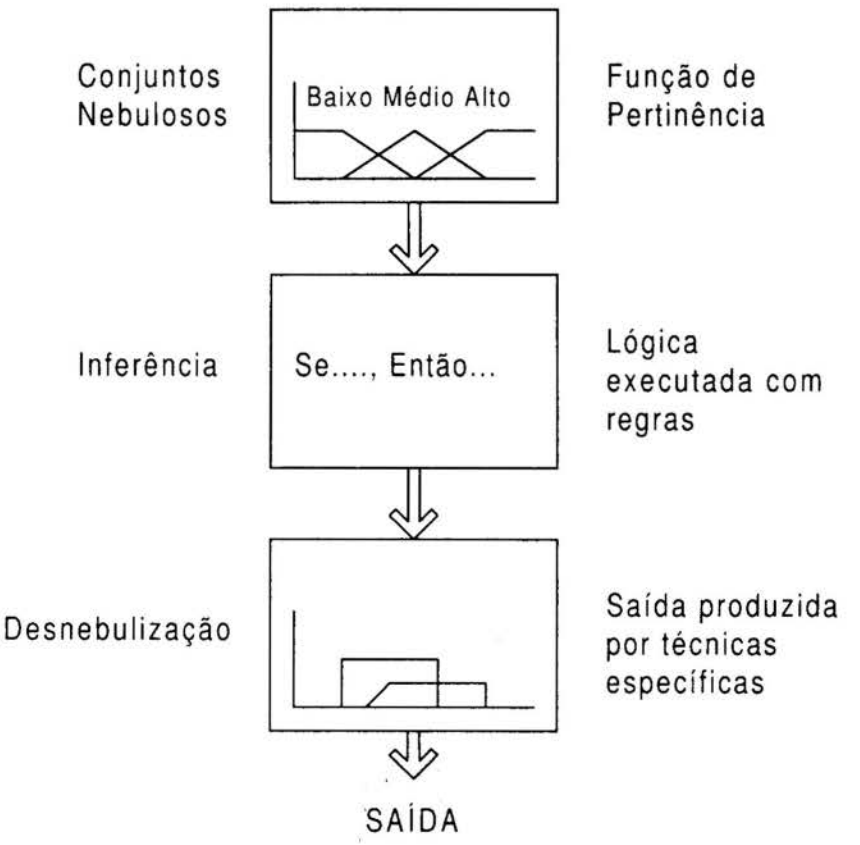


Figura 2 - Processo básico para aplicação de Lógica Nebulosa

No método nebuloso, trabalhando-se com variáveis descritas por termos linguísticos, podem-se estabelecer regras que têm sentido intuitivo, podendo ser expressas também em termos linguísticos. Estas regras envolvem as variáveis de entrada e de saída, usando-se as declarações "SE - ENTÃO". A declaração "SE" é seguida pelos Antecedentes (ou condições) e a declaração "ENTÃO" é seguida pelos Conseqüentes. A forma geral das Regras é:

SE (condição), ENTÃO (ação)
Entrada ⟶ Saída

Assim, a i-ésima regra pode aparecer como:

SE x_1 for A_i, x_2, for B_i,, ... , ENTÃO y será O_i,
x_i a x_n são as entradas e y é a saída. A_i, B_i e O_i são os conjuntos nebulosos representando termos lingüísticos, sendo *n* o número de antecedentes.

Muitas regras podem ser disparadas em paralelo para produzir uma única saída. Isto é efetivado pela composição das Regras, determinando-se um conjunto nebuloso de saída a partir dos dados e da utilização de Regras de Inferência Composicional. As saídas nebulosas resultantes devem ser "desnebulizadas", de forma a se obter um valor não nebuloso ("crisp") para a saída física. Para tanto pode-se empregar o método do centro de gravidade. A Figura 2 mostra, esquematicamente, o processo básico para a aplicação da Teoria de Lógica Nebulosa.

No *processo de nebulização* ("fuzzification"), as variáveis de entrada, medidas ou estimadas, são classificadas segundo os termos lingüísticos das variáveis correspondentes. No *mecanismo de inferência*, as regras nebulosas são avaliadas, determinando-se o grau de satisfação dos antecedentes das regras. Na etapa de *desnebulização* ("defuzzification"), após a combinação das regras através do operador *max*, é determinado um valor não nebuloso correspondente à distribuição de possibilidades do conjunto de saída.

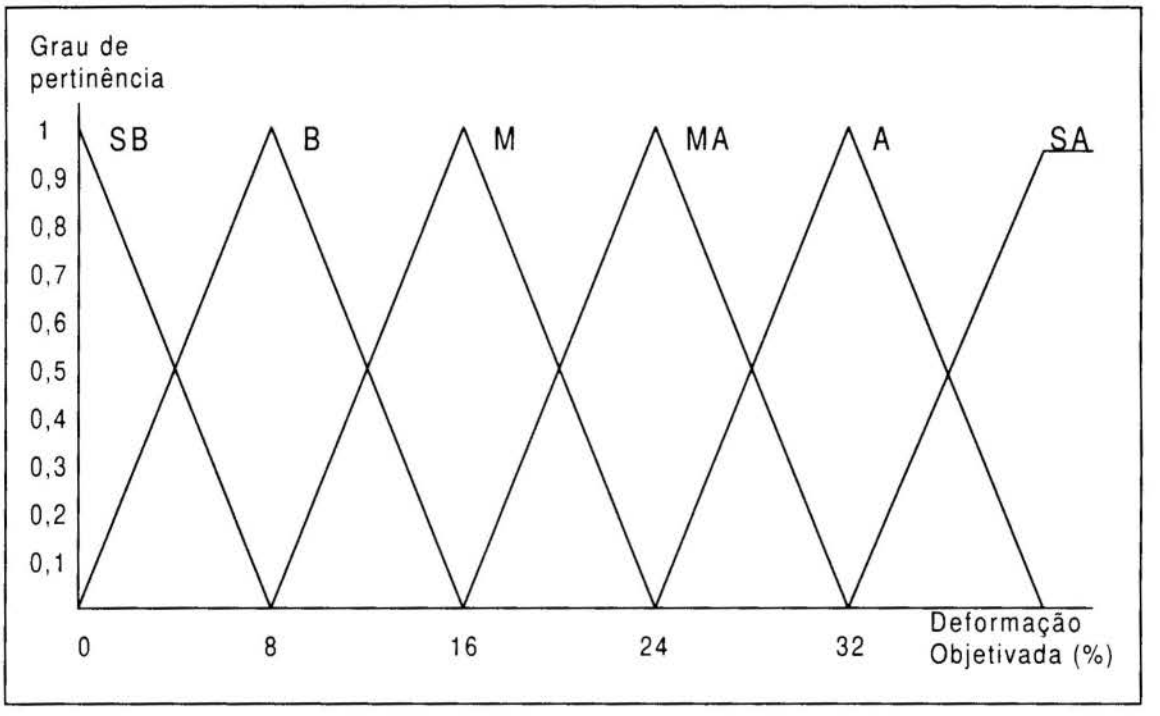


Figura 3 - Funções de pertinência para deformação objetivada.

Neste trabalho, serão consideradas como variáveis de entrada a Deformação Objetivada *x*, e a Deformação Acumulada *p*. A abertura entre cilindros, *y*, será a variável de saída. São consideradas as variáveis linguísticas *DOB* e *DAC*, no conjuntos de termos { *B*, *M*, *A*,...}, correspondentes a *x* e a *p*, respectivamente. Os termos *B*, *M* e *A* implicam em baixa média e alta, para as deformações acumuladas (DAC). Os termos SB, B, M, MA, A e SA, se referem às deformações objetivadas (super baixas, baixas, médias, médias altas, altas e super altas). As Figuras 3 e 4 definem as funções de pertinência para os termos linguísticos das entradas. É ainda considerada a variável linguística *ABERT*, com valores nos termos {*A1*,*A2*,...,*A11*} corresponde a *y*. Os termos *A1*,*A2*,...,*A11* implicam em diferentes níveis de aberturas entre cilindros. A Figura 5 fornece as funções de pertinência correspondentes.

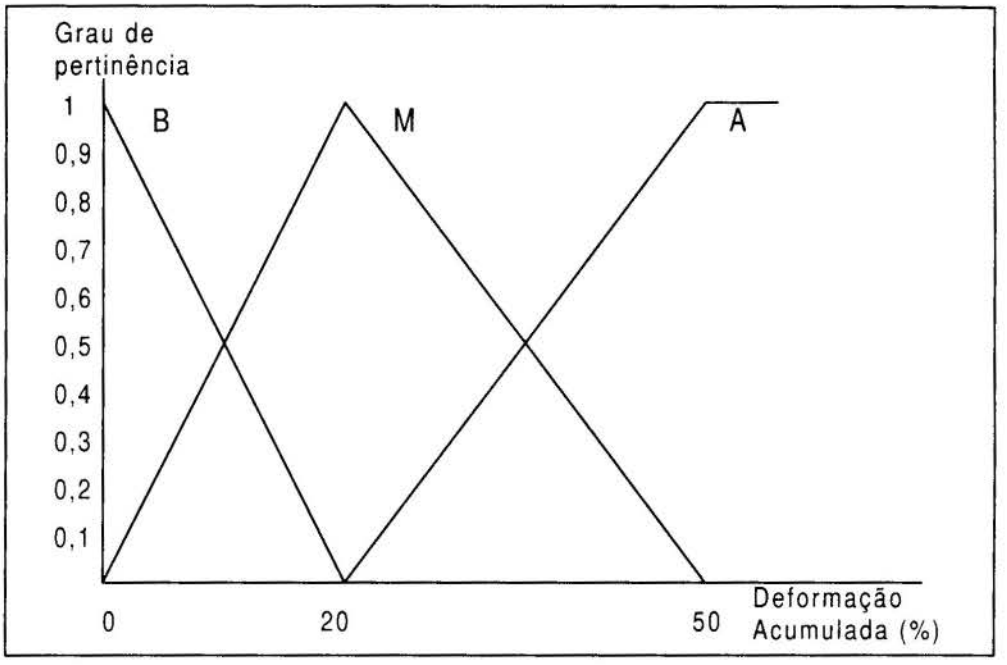


Figura 4 - Funções de pertinência para deformação acumulada.

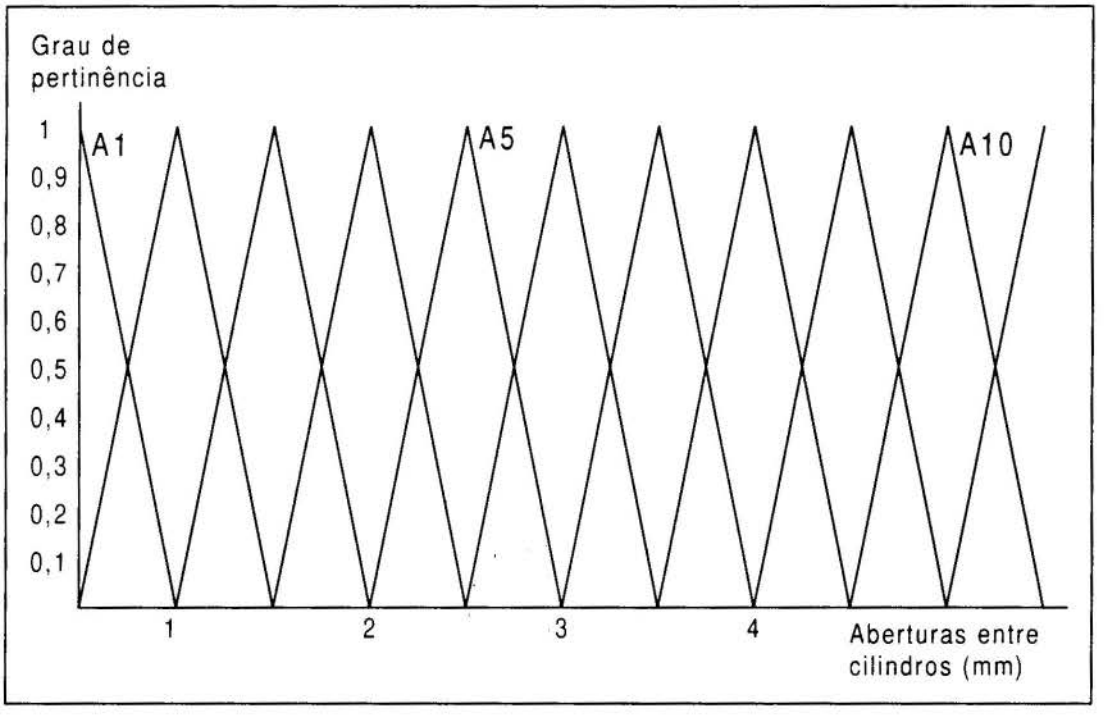


Figura 5 - Funções de pertinência para aberturas entre cilindros.

As funções de pertinência utilizadas neste trabalho são do tipo triangular, dadas por equações da forma:

$$\mu_{DO}(x) = \begin{cases} 0 & se \quad x_0 - x \geq \alpha_1 \quad ou \quad x_0 - x \leq \alpha_2 \\ 1-(x_0-x)/\alpha_1 & se \quad 0 < x_0 - x < \alpha_1 \\ 1-(x_0-x)/\alpha_2 & se \quad \alpha_2 < x_0 - x < 0 \end{cases} \tag{1}$$

onde x_0 é o valor que corresponde ao pico da função triangular, $1/\alpha_1$ e $1/\alpha_2$ são as inclinações à esquerda e à direita de x_0..

O procedimento consiste em avaliar, inicialmente, as classificações das variáveis de entrada com relação às respectivas variáveis linguísticas. As entradas "deformação objetivada", *x*, e "deformação acumulada", *p*, são *nebulizadas* através do cálculo da função de pertinência de seu valor numérico (Figuras 3 e 4).

As regras que descrevem a determinação da abertura entre cilindros em função da deformação objetivada e da deformação acumulada são dadas pela Tabela 1. Nela estão descritas dezoito regras, na forma:

R_1: Se (*DOB* é *SB*) e (*DAC* é *B*) então (*ABERT* é *A11*)

Para cada uma das regras o grau de ativação da saída é determinado de acordo com o resultado da combinação de antecedentes. Com a regra de inferência *max-min*, o resultado da inferência é obtido pelo mínimo entre o grau de combinação dos antecedentes (DAC e DOB) e o consequente da regra (ABERT).

Tabela 1 - Conjunto de regras utilizadas.

DAC / ***DOB***	**B**	**M**	**A**
SB	A11	A10	A9
B	A10	A9	A8
M	A9	A8	A7
MA	A8	A7	A6
A	A7	A6	A5
SA	A6	A5	A4

O passo final consiste na determinação de um valor numérico para a abertura entre cilindros, através do processo de desnebulização. Uma estratégia muito utilizada é o método do centro de área, que considera o valor correspondente ao centro de área da função inferida.

3 -RESULTADOS

Tabela 2 - Espessuras obtidas com o posicionamento dos cilindros de laminação via Lógica Nebulosa

Deformação Acumulada (%)	Espessura Objetivada (mm)	Abertura Estabelecida (mm)	Espessura Obtida (mm)	Erro (%)
0	5,65	5,5	5,67	-3,54
6	5,25	5,0	5,26	-1,90
0	5,40	5,1	5,40	0,00
11	4,95	4,52	4,96	-2,02
0	4,8	4,0	4,79	2,08
23	4,0	3,6	4,06	-0,02

Para testar o método descrito no trabalho, foi levantado um banco de dados por meio de laminações de amostras do material, empregando-se um laminador de laboratório (duo, não reversível, marca Fröhling, com capacidade para 40 toneladas de carga de laminação), interligado a computador, através de trandutores, atuadores e interfaces A/D e D/A. O objetivo é estabelecer o posicionamento adequado entre cilindros, de forma a serem obtidas espessuras determinadas, esteja o material com ou sem uma deformação prévia. Com este banco de dados foram feitas as regras e, empregando-se o método descrito no ítem anterior, obtiveram-se as espessuras mostradas na Tabela 2. Utilizaram-se chapas de aço baixo carbono, de 32 mm de largura, algumas delas com 6 mm de espessura inicial (deformação acumulada = 0%) e outras com diversos graus de encruamento (deformações acumuladas diferentes de 0). O gráfico da Figura 6, mostra as espessuras objetivadas e obtidas em laminações do mesmo material, para vários graus de encruamento.

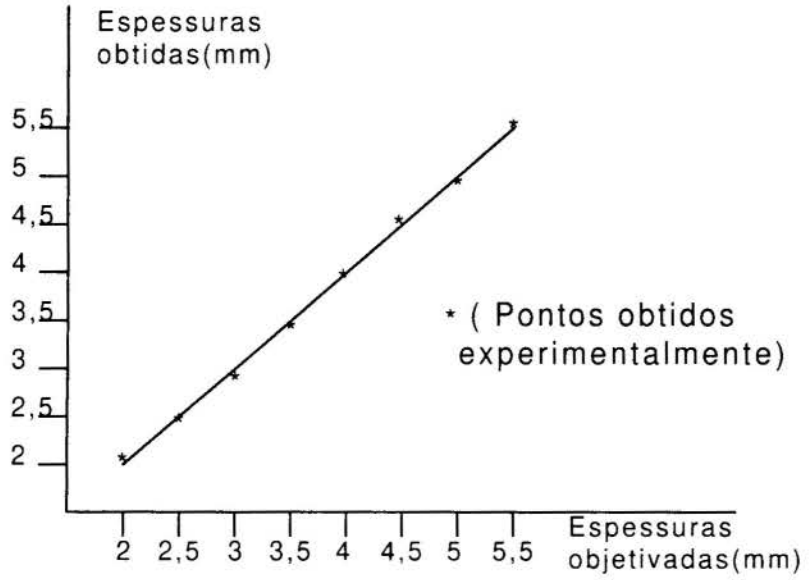


Figura 6 - Espessuras objetivadas e obtidas.

4 -CONCLUSÃO

O método empregando Lógica Nebulosa se mostrou adequado na determinação das aberturas entre cilindros no processo de laminação, apresentando erros menores que 4 % na espessura final do material. Para melhorar a precisão pode-se aumentar a granularidade das variáveis, principalmente daquela chamada Deformação Acumulada que, neste trabalho só cobre os termos linguísticos Baixo, Médio e Alto. Se, como a Deformação Objetivada ela possuir SB, B, M, MA, A e SA, o número de regras passará para 36, mas a precisão também aumentará. As exigências de cada processo determinarão o grau de granularidade adequado.

5 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Ataka, M. & Suzuki, H. - *Study on Rolling Mill Moduli - Effects of Factors on Mill Moduli, and Optimum Arrangement of Mill Moduli for Tamdem Strip Mill.* Report of Institute of Industrial Science the University of Tokyo. vol. 25, No.1 (Serial No. 157) December, 1975.

Gomide, F.A.C. & Gudwin, R.R. - *"Modelagem, Controle e Sistemas Fuzzy"*. Controle & Automação, vol. 4, pp 97 -115, 1994.
Helman, H. & Cetlin, P.R.- *Fundamentos da Conformação Mecânica dos Metais*. Guanabara Dois. Rio de Janeiro. 1983.

Jamshidi, M., Vadiee, N. & Ross, T. - *Fuzzy Logic and Control - Software and Hardware Applications*. PTR,Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1993

Klir, G. J.; Folger, T. A. - *Fuzzy Sets, Uncertaint and Information*, Prentice-Hall, New York, 1988.

Pataro, C.D.M. - *"Execução Automática do Processo de Laminação, Utilizando Redes Neurais"*. Tese de Doutorado, UFMG, 1996.

Pataro, C.D.M; Resende, P. & Helman, H. - *"Determinação da Abertura dos Cilindros no Processo de Laminação, Utilizando Redes Neuronais"*. Anais do 1º Congresso Brasileiro de Redes Neurais, pp. 284-289, Itajubá, 1994

Pataro, C.D.M; Resende, P. & Helman, H.- *"Aplicação de Lógica Nebulosa na Laminação de Produtos Planos"*. Anais do 50º Congresso Anual da ABM. pp. 395-404, São Pedro, São Paulo, 1995.

Zadeh, L.A. - "Fuzzy sets", Info. & Control., vol. 8., pp. 338-353, 1965.

Zadeh, L. A. - *"Outline of a new approach to the analysis of complex systems and decision process*", IEEE trans. Syst., Man, Cybern., vol 3, pp. 28-44, 1973.

Tema 84

Usinagem

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB950

APLICAÇÃO DO SISTEMA ATAC NA OTIMIZAÇÃO DOS PARÂMETROS DE USINAGEM E SELEÇÃO DE FERRAMENTAS/*APPLIED OF ATAC SYSTEM IN OPTIMIZATION OF MACHINING PARATEMERS AND TOOL SELECTION*

MARCOS VALÉRIO RIBEIRO[†] & NIVALDO LEMOS COPPINI[‡]
[†] *Departamento de Engenharia Química, Faculdade de Engenharia Química de Lorena - FAENQUIL. CP: 116, CEP 12500-000 Lorena/SP, Brasil.*
[‡] *Departamento de Engenharia de Fabricação, Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP. CP: 6122, CEP 13081-970 Campinas, Brasil - email: coppini@fem.unicamp.br*

Abstract

The proposal of this work is to present and discuss a system, which besides to manage a database is able to execute functions which allow the tool selection and optimizing of the machining parameters, and to determine in industrial plant the maximum production condition. Utilized then, the struture of a machining database, enlarged by algorithms for optimization of cutting conditions and tool selection. The principal way to start the choice procedure of the optimized tools and cutting conditions, is made through a piece code which is under test. This code is defined for a codification and classification system based in Group Technology. The optimization routines and search of the stored data in the system utilizes the piece code to select the most probable solutions for the problem and through all existent sequence of priorities in the codification system files are achieved. By suitable storing in a database of the results and their fast recovery, reliable informations can be estimated for different pieces under similar situations. This allows to obtain initial values for future tests.

Keywords

Database, Machining, Optimizing, Tool Selection, Process Planning.

Palavras-chave

Banco de dados, Usinagem, Otimização, Seleção de Ferramentas, Planejamento do processo.

1. INTRODUÇÃO

De acordo com Maropoulos (1995), a área geral de ferramentas abrange uma grande amplitude de tópicos especializados tais como otimização da usinagem, considerações de vida de ferramenta/desgaste, algoritmos para as técnicas de seleção de ferramenta para torneamento e fresamento, planejamento de processo e programação do fluxo de ferramentas/trabalho. Pesquisas têm se concentrado em todos estes aspectos da tecnologia de ferramentas, assim como uma estratégia para sua integração é normalmente requerida.

No sentido de alcançar objetivos econômicos do processo, condições ótimas de usinagem devem ser determinadas. Embora se possa determinar condições de corte desejáveis baseadas na experiência ou em dados de manuais, isto não assegura que os dados obtidos serão ótimos ou perto de ótimos para aquele ambiente e montagem de máquina em particular. A fim de se

determinar as condições de corte ótimas, modelos matemáticos confiáveis precisam ser determinados (Chua, 1993).

Como expresso anteriormente, no planejamento de processo de operações de corte, é desejável se operar sob condições ótimas de usinagem para satisfazer condições econômicas, tecnológicas e de projeto estabelecidas. Tenta-se conseguir isto via modelos de otimização desenvolvidos para as operações de usinagem. Os modelos consistem de uma função objetivo tal como mínimo custo de produção, mínimo tempo de produção, máximo lucro, ou máxima taxa de remoção de metal, as quais são função dos parâmetros de corte. As condições de corte são obtidas pela otimização da função objetivo que está sujeita a um conjunto de restrições ditadas pelas especificações da máquina, dinâmica da máquina e especificações do projeto dos componentes por exemplo. Os modelos de usinagem resultantes são usualmente de natureza complexa, devido em parte à natureza das operações de usinagem e das várias restrições atuantes no processo (Duffuaa, 1993).

A essência do problema com respeito à velocidade de corte do metal, segundo Cowton (1993), é que o custo do trabalho associado com a produção de uma simples unidade de produção é inversamente proporcional à velocidade de corte, mas este benefício de uma alta velocidade de corte tende a ser compensado pelo aumento dos custos associados com o desgaste e quebra da própria ferramenta. Estes custos são considerados exponencialmente crescentes com a velocidade de corte.

A proposta deste trabalho é apresentar uma alternativa de otimização das condições de corte em usinagem, utilizando um algoritmo baseado na determinação da condição de máxima produção, na qual se determina os coeficientes da equação de vida de Taylor (x e K) em ambiente fabril através da metodologia proposta por Vilella (1988). O algoritmo de otimização está inserido num sistema de banco de dados de usinagem que possui também funções de armazenamento e manipulação de dados e informações gerados a partir de ensaios de usinagem nos quais se compara o desempenho de diversas ferramentas para a mesma operação, buscando a seleção da melhor performance no chão de fábrica.

2. O BANCO DE DADOS ATAC

As principais geradoras de informações e dados acerca do processo de usinagem são as empresas cujos produtos são obtidos a partir de processos de usinagem, os fabricantes de ferramentas de corte que normalmente desenvolvem processos para seus clientes e as empresas que fornecem peças usinadas sob encomenda a terceiros. Porém na maioria das vezes, todo esse conhecimento não se transforma, como era de se esperar, em uma vantagem estratégica para estas empresas. Ao contrário, é simplesmente arquivada, esquecida ou sub-utilizada, pois faltam sistemas dedicados especificamente ao armazenamento e manipulação destas coleções de dados.

O sistema ATAC (Assistência Técnica Assistida por Computador) é um banco de dados de usinagem desenvolvido em microcomputador IBM-PC para uso em ambiente fabril, com o objetivo de acompanhar a realização de ensaios comparativos de usinagem com o intuito de otimizar as condições de corte utilizadas ou desenvolver o processo de uma nova peça.

O banco de dados foi estruturado de maneira a armazenar sistematicamente as informações disponíveis dos ensaios de usinagem, bem como os resultados obtidos com estes mesmos ensaios, inclusive com a otimização das condições de corte. Ele foi dividido em diversos módulos de informação, conforme a figura (1) os quais armazenam dados acerca dos suportes e pastilhas utilizadas, dos materiais que compõem as peças, das características das peças, das máquinas utilizadas, dos locais nos quais houve a realização dos testes, das

informações comuns aos testes (peça, máquina, operação, etc.); dos parâmetros que variam no ensaio (velocidade de corte, ferramenta, etc.); dos valores obtidos para cada situação (peças produzidas, tempo de corte, rugosidade obtida), das informações sobre o custos (de máquinas e ferramentas) e cálculos do valor economizado utilizando-se a melhor condição de cada ensaio, do ponto de vista econômico (Ribeiro, 1994).

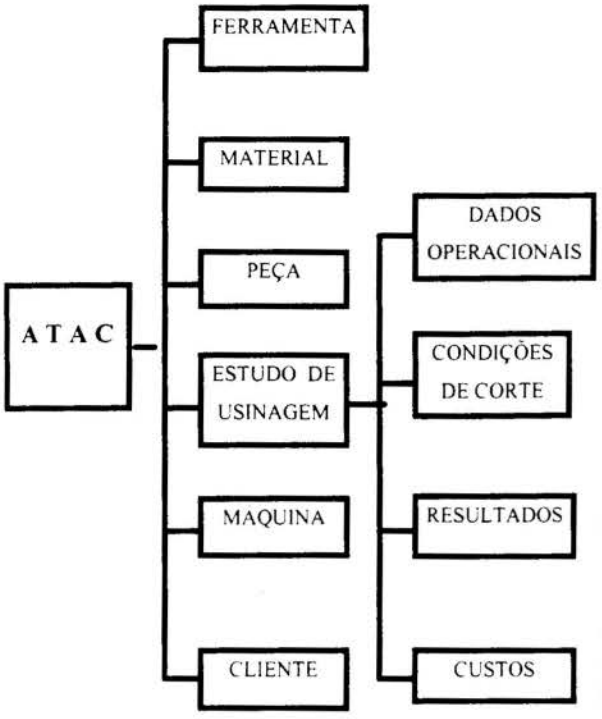


Figura 1 - Módulos do ATAC

O sistema passou a contar também com funções que permitem a realização de ensaios comparativos de usinagem entre ferramentas diferentes no que diz respeito aos critérios para se determinar o melhor desempenho em condições reais de chão de fábrica. Este procedimento de cálculo e escolha, está inserido no módulo de *Custos* do ATAC, o qual possui os algoritmos necessários para que a partir dos dados de entrada se possa estabelecer as condições *ótimas* para as ferramentas testadas, e a seguir contabilizar os custos de usinagem para cada uma delas e assim, determinar qual possui a melhor relação custo/benefício (Ribeiro, 1996 e Coppini, 1997).

Esta relação custo/benefício é determinada calculando-se o custo de fabricação por peça para a velocidade de corte selecionada com base na velocidade de máxima produção, determinada em planta fabril, durante o desenvolvimento do processo de uma peça específica. Para tanto, o modelo aplica um procedimento baseado naquele adotado por Vilella (1988), para determinação dos valores reais (x) e (K) da equação de vida de Taylor, em oposição ao modelo corrente de cálculo da relação custo/benefício de usinagem utilizado nas indústrias, que normalmente é realizado conforme relatado resumidamente por Coppini (1995), sem levar em consideração a utilização das ferramentas na sua melhor faixa (velocidade de máxima produção, por exemplo).

As informações geradas com a *otimização*, ou seja, determinação das velocidades propostas para os testes, são automaticamente gravadas pelo sistema, tornando-se disponíveis para consultas futuras, o que proporciona a facilidade para se extrapolar os resultados obtidos com a otimização para peças ou situações similares, tendo assim valores iniciais para se promover o desenvolvimento do processo de outras peças.

3. O SISTEMA EM OPERAÇÃO

A operação do sistema pode ser visualizada por meio das suas diversas telas, que serão reproduzidas esquematicamente a seguir. Ao se inicializar o sistema são apresentados os arquivos do banco de dados (figura 2), que contêm todas as informações acerca dos ensaios registrados pelo sistema, além do módulo **pesquisa**, o qual permite que se consulte estes registros no sentido de se obter possíveis soluções para novas situações ou simplesmente se recuperar registros específicos.

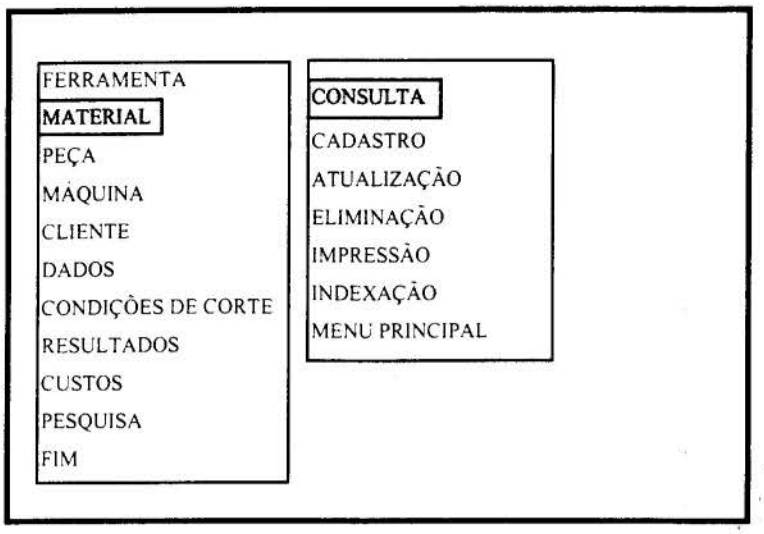


Figura 2 - Tela do menu principal

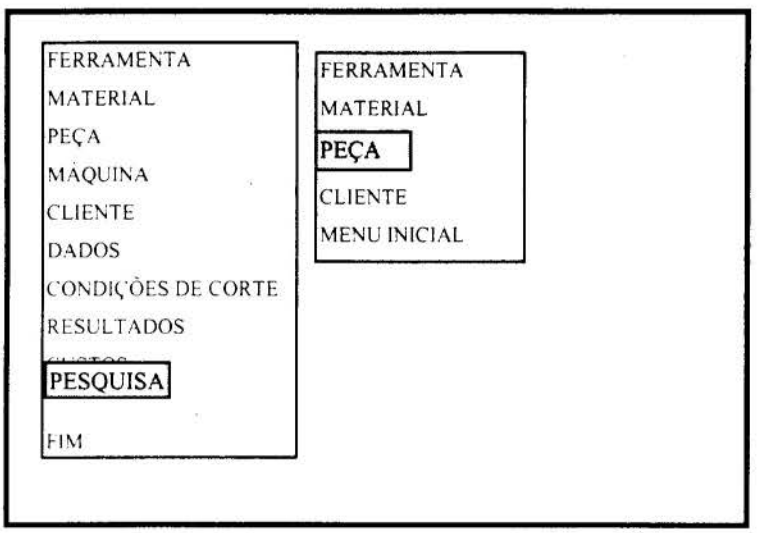


Figura 3- Tela de opções da Pesquisa

A partir desta tela é possível se manipular os arquivos através das operações de **consulta**, onde se é possível visualizar todos os registros do arquivo por código ou por algum campo específico; **cadastro**, através da qual se registra os dados e informações no sistema; **atualização**, onde se pode modificar ou corrigir registros já cadastrados; **eliminação**, utilizado quando se deseja retirar definitivamente dos arquivos do sistema algum registro; e **impressão**, quando se pode obter relatórios impressos dos registros, um a um ou agrupadamente na forma de listas.

Devido à sua importância será ilustrada a operação do módulo de **pesquisa**, o qual permite que se consulte os dados relativos aos ensaios de usinagem que estão armazenados no sistema ATAC de uma maneira mais sistemática.

Inicialmente faz-se a opção pelo módulo **pesquisa** no menu principal. A seguir, é apresentado um menu (figura 3) com as opções de consulta quais sejam, pela **ferramenta** (através do código ISO da pastilha), pelo **material** (através do nome), pelo **cliente** (através do código) ou pela **peça**. Se a escolha recair sobre a opção peça o sistema abrirá uma nova janela (figura 4) na qual ele solicita as informações necessárias para que o sistema possa identificar uma peça. Todos os campos devem então ser preenchidos, e a seguir, o sistema consultará os registros das peças cadastradas no sentido de identificar uma peça idêntica ou então as mais similares dentro de certos critérios preestabelecidos. Estes critérios levam em consideração além das informações básicas (nome, material e tratamento) uma aproximação quanto às dimensões da peça. Este processo de busca é facilitado devido ao fato de que o código das peças é gerado pelo sistema a partir destas mesmas informações solicitadas na figura 4, através de um sistema de classificação e codificação.

A partir deste ponto o sistema passa a apresentar um a um os dados referentes aos ensaios realizados com as peças similares contidas no sistema (figura 5).

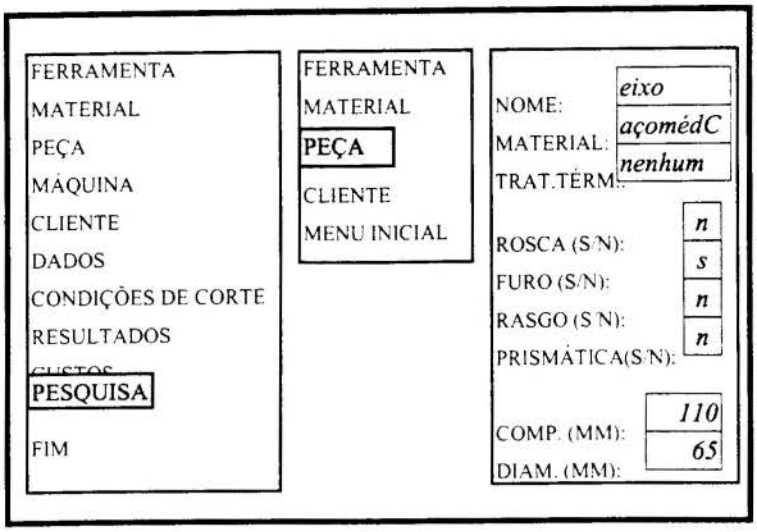


Figura 4 - Tela de entrada para a Pesquisa

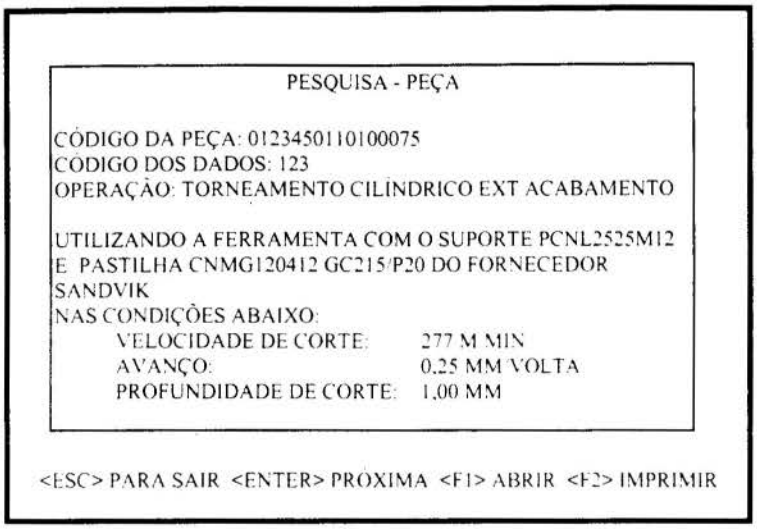


Figura 5 - Apresentação de dados de uma peça similar

Figura 6 - Apresentação completa do ensaio

Estes dados apresentados já são resultantes do processo de otimização das condições de corte baseado na determinação da velocidade de máxima produção (v_{MXP}) em ambiente fabril, e a escolha da ferramenta é realizada pela avaliação do desempenho apresentado pelas diversas ferramentas utilizadas no ensaio, cada uma operando na sua melhor faixa (v_{MXP}), ou seja é selecionada a que apresentar a melhor relação custo/benefício. Esta metodologia de otimização foi relatada em Ribeiro (1996). Através deste procedimento é possível ao sistema auxiliar no sentido de se obter valores iniciais para o desenvolvimento do processo de uma nova peça, pois é possível identificar pela consulta dos registros de peças similares, dados compatíveis com os do novo processo.

Na tela da figura 5, observa-se que existe a opção de **abrir** os registros, ou seja visualizar mais informações sobre os ensaios de interesse, e que estão arquivadas em diversos arquivos do sistema (dados, condições, resultados e custos) organizadas conforme a tela da figura 6. Também é possível nesta etapa do programa imprimir a informação resumida (figura 5) ou mais detalhada (figura 6). Se desejar o usuário pode continuar a consultar os registros dos ensaios selecionados teclando <enter>.

Pode-se observar que a eficiência com a qual o sistema pode auxiliar no sentido de oferecer dados iniciais para o

desenvolvimento de processos, depende da extensão dos seus arquivos, ou seja, quanto mais registros maior a possibilidade de se encontrar uma situação similar dentro do sistema.

4. CONCLUSÕES

A informação atualmente desempenha um papel muito importante no cenário da manufatura, pois na maior parte dos casos as empresas são compostas de sistemas que devem ser integrados. A precisão e atualização dos dados que alimentam estes sistemas, permitirão que o resultado de saída destes possa ser mais confiável. O gerenciamento das informações na manufatura integrada deve ser motivo de especial atenção, pois este tem ingerência direta sobre a eficiência dos processos de fabricação, pois o fluxo de informações é muito grande e deve possuir muita fluidez.

Através das funções de banco de dados do sistema ATAC é possível fazer com que as informações normalmente dispersas pela empresa possam, de uma maneira bem sistemática, fazer parte realmente do acervo de documentos da empresa, garantindo assim que este conhecimento possa ser utilizado como uma vantagem competitiva pela empresa.

O sistema proposto também se apresenta como uma alternativa de otimização e escolha de ferramentas, que se baseia num modelo de determinação da vida da ferramenta em ambiente fabril, não incorrendo portanto, em erros que possam surgir quando da transposição dos valores de vida de ferramenta, obtidos em laboratório ou literatura para o chão de fábrica. Através do procedimento apresentado, é possível uma avaliação mais criteriosa das ferramentas envolvidas, pois as mesmas irão ser testadas em suas melhores faixas de utilização (máxima produção), permitindo assim uma comparação mais efetiva do desempenho de cada uma delas.

Armazenando os resultados dos ensaios em uma base de dados e permitindo sua rápida recuperação, é possível se extrapolar os valores otimizados para peças diferentes em situações similares, permitindo assim a obtenção de valores iniciais para os futuros testes, evitando também muitas vezes que testes desnecessários sejam feitos, facilitando sobremaneira a realização de otimizações quando o cenário de manufatura for de pequenos lotes, próprios de sistemas flexíveis de manufatura.

5. REFERÊNCIAS

Maropoulos, P.G. & GILL, P.A.T. Intellingent tool selection for machining cylindrical components - Part 1: logic of the knowledge-based module. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part B*, v.209, pp.173-182, 1995.

Chua, M.S. et al. Determination of optimal cutting conditions using design of experiments and optimization techniques. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, v.33, pp.297-305, 1993.

Duffuaa, S.O. et al. Evaluation of optimization methods for machining economics models. *Computers Operational Research*, v.20, pp.227-237, 1993.

Cowton, C.J. & WIRTH, A. On the economics of cutting tools. *International Journal of Production Reasearch*, v.31, pp.2441-2446, 1993.

Vilella, R.C. *Metodologia prática visando a otimização das condições de usinagem em células de fabricação*, Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, 1988.

Ribeiro, M.V. *Aplicação de conceitos de banco de dados em tecnologia da usinagem*. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, 1994.

Ribeiro M.V. & Coppini, N.L. Assistência técnica assistida por computador: uma contribuição. *Anais do XVI Encontro Nacional de Engenharia de Produção*, Piracicaba/SP, 1996.

Coppini, N.L. & Ribeiro, M.V. CATA System and Optimization of Cutting Conditions, *Annals of the XVI Canadian Congress of Applied Mechanics*, vol. 1, pp. 449-450, Quebec/Canada, 1997.

Coppini, N.L. & Ribeiro, M.V. Assistência técnica assistida por computador aplicada na seleção de ferramentas e parâmetros de usinagem, *Anais do XIII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Belo Horizonte/MG, 1995.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB934

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE DESGASTE EM FERRAMENTAS DE CORTE PARA USINAGEM DE ALTO DESEMPENHO / *A REVIEW ON THE WEAR OF CUTTING TOOLS APPLIED TO HIGH PERFORMANCE MACHINING*

ALDO BRAGHINI JUNIOR & REGINALDO TEIXEIRA COELHO
Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos - USP - São Carlos
CEP 13.560-250 São Carlos, Brasil - E-mail: aldobj@sc.usp.br / rtcoelho@sc.usp.br

Abstract

The development of the cutting tools is due to the evolution and introduction of new materials, which permit that tool wear rates can be each time smaller and consequently tool life extended. A good evidence of this fact is that the machining conditions are becoming much more severe and the increasingly use of components made of materials in the hardened state, instead of in the annealed one. High speed steel, cemented carbide, cermet, ceramic, PCBN and PCD, as tool materials, will have their characteristics analysed, based on the recent literature, as well as their wear mechanism. The several different types and wear mechanisms, which are mainly related to the machining conditions, will affect directly the productivity. Therefore, the knowledge of wear patterns has a great effect upon the production processes based on machining, which contributes to further improve the performance and tool life.

Keywords

Materiais de Ferramenta, desgaste de ferramenta, ferramentas de cerâmica, ferramentas de PCBN, ferramentas de PCD / Tool materials, tool wear, ceramic tools, PCBN tools, PCD tools.

1. INTRODUÇÃO

Na evolução da manufatura os três últimos séculos merecem destaque, pois foi neste período que os processos de fabricação deram um grande salto no seu desenvolvimento. Na segunda metade do século XVIII a invenção da máquina a vapor de James Watt, marcou o início dessas mudanças seguido das primeiras máquinas ferramentas (Trent, 1984). Nestes três séculos novas tecnologias foram criadas principalmente na indústria.

Os materiais de uma maneira geral também evoluíram. Hoje existe um número muito grande de opções como: fibra de carbono, fibra de vidro, polímeros, cerâmicas, MMC (Metal Matrix Composites) e os metais tradicionais, sendo estes ainda os mais utilizados. Destacam-se entre os metais não ferrosos o cobre e o alumínio e entre os ferrosos o ferro fundido e o aço. Para dar a forma desejada a estes materiais, através da usinagem, foi necessário que as ferramentas de corte e as máquinas operatrizes se adequassem às novas exigências, suportando condições de usinagem cada vez mais severas.

A seguir apresenta-se uma revisão sobre ferramentas de corte enfocando-se: os materiais de ferramentas, que sofreram uma evolução sensível, iniciada com o aço carbono até o diamante policristalino artificial (PCD) e os mecanismos de desgaste, cujo entendimento oferece a possibilidade de diminuir o desgaste prematuro da ferramenta.

2. MATERIAIS PARA FERRAMENTAS

O desenvolvimento das ferramentas de corte no último século se deve em grande parte à introdução de novos materiais, juntamente com tecnologias adequadas de manipulação dos mesmos. Os principais materiais, em ordem cronológica desde o início do século, foram: o aço carbono, o aço rápido, o metal duro, o cermet, a cerâmica, o PCBN (Polycrystalline Cubic Boron Nitride) e o PCD (Polycrystalline Diamond). Os dois últimos apareceram praticamente juntos (Machado, 1988).

Na primeira parte do século passado o aço carbono e os aços de baixa e média liga eram os únicos materiais de ferramentas disponíveis. Seu maior problema é a perda de dureza quando submetidos a temperaturas superiores à de revenimento (de 300° a 600° C).

O primeiro material a trazer grande impulso foi o aço rápido, e com o passar do tempo apareceram as ferramentas de aço rápido revestidas com camadas de TiN, TiC, HfN e Al_2O_3 e as ferramentas de aço rápido sinterizadas.

O segundo material importante foi o metal duro, entrando no mercado na década de 30. Também representou um salto de desempenho, resistindo até hoje no mercado. No início era soldado sobre uma haste de aço. Na década de 50 o metal duro apareceu na forma de insertos, os quais eram fixados em porta-ferramentas. O desenvolvimento de insertos de metal duro teve significativa contribuição, não somente em relação à evolução da geometria da ferramenta incluindo o quebra cavaco, mas também no desenvolvimento e diversificação de materiais para ferramentas.

Existem basicamente três classes de metal duro: P são WC + Co com adição de TiC e TaC, recomendados em usinagem de aço e materiais que produzem cavaco longo; K são WC + Co puros, recomendados em usinagem de ferro fundido e ligas não ferrosas que produzem cavacos curtos; M intermediária entre as duas primeiras. Existem também os insertos de metal duro revestidos com uma camada simples (ex. TiC), dupla (ex. TiC-Al_2O_3) e tripla (ex. TiC-Ti(C,N)). A espessura do revestimento depende da operação que se pretende realizar (ex. torneamento, fresamento, etc.), pois tem influência na vida e no desgaste da ferramenta (Sasaki *et al.*, 1982). Os primeiros recobrimentos (TiC) foram realizados no fim da década de 60 pelo processo CVD (Chemical Vapor Deposition). No começo da década de 80 foi introduzido o processo de recobrimento PVD (Physical Vapor Deposition) e os recobrimentos eram feitos com TiN (Takatsu, 1990).

Os principais fatores que influenciam no corte com metal duro recoberto são os tipos de cobertura, a espessura da camada de recobrimento, o método de recobrimento e o substrato. As caracteristicas de desgaste dependem do tipo de cobertura. De um modo geral a resistência ao desgaste térmico obedece à seguinte classificação Al_2O_3>TiN>TiCN>TiC, porém no desgaste abrasivo esta ordem se inverte (Takatsu, 1990).

O Cermet é um material intermediário entre o metal duro e a cerâmica. Surgiu no meio da década de 50, mas só foi amplamente usado no meio da década de 80 (Takatsu, 1990). É constituído de uma cerâmica mais um metal. As cerâmicas mais comuns são o TiC e o TiN tendo o Ni (um metal) como elemento de liga. Tem sua maior aplicação em superacabamento de aços, com altas velocidades de corte e baixos avanços, embora também possa ser usado nas operações de desbaste. Possui alta dureza a elevadas temperaturas e grande estabilidade química, com pouca tendência à difusão. Cermet à base de TiC, em comparação com o metal duro à base de WC, permite velocidades de corte mais altas devido ao TiC ser termicamente mais estável que o WC.

As ferramentas de cerâmica entraram no mercado, no final da década de 50 (Machado, 1988). A primeira cerâmica sinterizada, Al_2O_3, tinha a mais alta estabilidade termomecânica entre os materiais conhecidos até então, se mostrando o melhor para resistir ao desgaste a altas velocidades de corte. Por outro lado sua atuação era limitada pela sua fragilidade (pobre resistência a microfratura), fato este contornado com a introdução das cerâmicas mistas, reforçadas com TiC, SiC (na forma de "Whiskers") e Si_3N_4. Com tais cerâmicas conseguiu-se usinar materiais endurecidos com altas velocidades de corte obtendo-se bons resultados (El-Bestawi *et al.*, 1993), (Narutaki *et al.*, 1993). Atualmente a cerâmica tem um lugar de destaque , pois tem inúmeras aplicações em diversas operações de usinagem; isso justifica o fato de paises como o Japão e Estados Unidos investirem em pesquisa e desenvolvimento (Baumgarten, 1988). São feitas a partir de óxidos (ex. Al_2O_3, ZrO_2), nitretos (ex. Si_3N_4, TiN), carbonetos (ex. WC, SiC) e boretos (ex. TiB_2, TaB_2). A porcentagem adequada dessas substâncias na composição da cerâmica confere propriedades desejadas, como por exemplo a adição de pequenos percentuais de ZrO_2 ao Al_2O_3 objetivando a melhoria da tenacidade (Baumgarten, 1988).

O PCD e o PCBN apareceram no fim da década de 70, sendo sua principal aplicação a usinagem severa, pelo fato de serem materiais ultraduros. O PCD normalmente é usado na usinagem de materiais não-metálicos muito abrasivos (ex. grafite, plásticos, MMC e plásticos reforçados com fibra de vidro) e não-ferrosos (ex. alumínio, cobre e suas ligas) (Kalish, 1983). Já o PCBN na usinagem de materiais endurecidos (principalmente aços) (Lin *et al.*, 1995), pois existem evidências na literatura (Aspinwal *et*

al., 1987) indicando que a usinagem de aços não endurecidos com PCBN não é econômica devido ao desgaste por difusão. No mercado americano existe a expectativa de uma taxa de crescimento de 40% ao ano no período 1993-1998 (Abraham, 1995).

O diamante artificial policristalino (PCD) é fabricado por dois processos: processo de sinterização a alta pressão e alta temperatura (HP-HT) onde partículas de diamante e uma pequena quantidade de um metal ligante (Co) são sinterizados e, o processo de deposição química a partir da fase vapor (CVD) sobre um substrato, produzindo o diamante recoberto. Este último tem ganhado bastante espaço no mercado, pois neste processo é possível controlar a espessura da camada de diamante sintetizada sobre o substrato (Abraham, 1995), (Trava-Airoldi *et al.*, 1994), (Trippe *et al.*, 1994), (Hintermann *et al.*, 1993). Outras vantagens são a produção em larga escala, baixo custo de produção, flexibilidade na forma da ferramenta com quebra cavaco e formas complexas de ferramenta (Takatsu, 1990). Vale ressaltar algumas características que tornam o diamante excelente como material de ferramenta de corte:

- Extrema dureza / resistência ao desgaste;
- Alta condutividade térmica / baixo coeficiente de expansão térmica;
- Quimicamente inerte / resistência a corrosão;
- Relativamente alta resistência mecânica (compressão);
- Coeficiente de atrito muito baixo (equivalente ao do teflon).

Comparado ao diamante monocristalino, possui as seguintes vantagens adicionais:

- O PCD é isotropico e não tem plano de divisão;
- O PCD sinterizado é disponível em diferentes classificações, de acordo com a operação requerida (Steinmetz *et al.*, 1993).

Sua principal desvantagem esta no fato de não usinar materiais ferrosos, como o aço. Devido às altas temperaturas geradas no processo de usinagem ocorre a difusão do carbono do diamante para o aço, além da grafitização.

O PCBN (Nitreto de Boro Cubico Policristalino) foi sintetizado pela primeira vez em 1957 pelo processo semelhante ao da sinterização do diamante (HP-HT). Também pode ser feito com diferentes concentrações de PCBN e diferentes ligantes. O teor de PCBN vária de 50 a 90% e o ligante pode ser cerâmico ou metálico, sendo cerâmico o mais usado (TiC e TiN). Tem a estrutura cristalográfica parecida com a do diamante. Comparado ao diamante sua dureza é aproximadamente a metade e a condutibilidade térmica é 65% daquela do diamante. Tem estabilidade térmica até aproximadamente 1300° C e passa a ser reativo quimicamente a partir de 1050° C (DeVries, 1972). O PCBN é usado na usinagem de super ligas, aços endurecidos e ferro fundido branco (> 45 HRc). Em comparação com as cerâmicas possui menor taxa de desgaste em certas aplicações (Rigaut *et al.*, 1994).

O PCBN recoberto é uma alternativa ao sinterizado, entretanto, o desenvolvimento desta área tem sido menor do que a do diamante recoberto. As principais razões são a dificuldade na formação do filme de PCBN e a inadequada resistência de adesão (Takatsu, 1990). Um fator limitante para as ferramentas feitas de PCD e PCBN é o custo. No entanto, em algumas situações esses materiais são as únicas opções.

3. DESGASTE DE FERRAMENTAS DE CORTE

Quando duas superfícies entram em atrito ocorrerá perda de material em ambas, normalmente na de menor dureza a perda é mais pronunciada. Para uma ferramenta de corte a perda de material é indesejável e deve ser minimizada, portanto é conveniente conhecer como se processa o desgaste, a fim de evita-lo em uma operação de usinagem.

As ferramentas de corte sofrem vários tipos de desgaste, que vão depender principalmente da relação de dureza entre a peça e ferramenta, da velocidade de corte e do avanço. Os tipos mais importantes são citados a seguir na Tabela 1, junto com as principais causas:

Os referidos tipos de desgaste ocorrem sob mecanismos de desgaste distintos, que podem ser classificados de acordo com a Tabela 2 (Shaw, 1971):

Os mecanismos de desgastes adesivo e abrasivo são os mais importantes.

Dificilmente o desgaste será proveniente de apenas um único mecanismo, mas sim de uma combinação entre eles. Segue abaixo a descrição dos mecanismos de desgaste mais importantes.

Desgaste adesivo - o material da ferramenta se une ao material da peça de tal maneira que ocorre soldagem, quando o cavaco passa pela superfície de saida da ferramenta, arranca material desta (Dixon *et al.*, 1985). Tal desgaste é mais pronunciado em altas temperaturas com elevadas tensões sobre a aresta de corte, desta forma os materiais de ferramenta mais adequados seriam a cerâmica e o PCBN devido a resistência a alta temperatura. O tipo de desgaste mais comum é o desgaste de cratera.

Tabela 1: Tipos de desgaste.

Tipos	Causas
Desgaste de flanco	Aparece quando a velocidade de corte é muito elevada ou a resistência ao desgaste do inserto é insuficiente
Desgaste de sulco	Desgaste por atrito/difusão devido a usinagem de material com camada dura
Desgaste de cratera	Desgaste provocado devido às elevadas temperaturas de corte na superfície de saída da ferramenta
Deformação plástica	Causada pela elevada temperatura de corte em associação com elevada pressão e perda de dureza do material da ferramenta
Lascamento	Material da ferramenta muito quebradiço, geometria inadequada e aresta postiça de corte
Falha catastrófica	Ferramenta muito dura, carga excessiva e geometria inadequada
Desgaste em forma de pente	Corte interrompido, variação de temperatura

Tabela 2: Mecanismos de desgaste.

Tipos	Caracteristicas
Adesivo	Soldagem de superfícies ásperas
Abrasivo	Ação de corte de partículas endurecidas
Químico	Ataque químico na superfície
Fadiga da superfície	Crescimento gradual de trincas superficiais
Fratura	Microtrincas em superfícies frágeis

Desgaste abrasivo - normalmente ocorre quando a ferramenta entra em atrito com partículas abrasivas muito duras presentes no material da peça (como carbetos) (Cupini *et al.*, 1993), (Ohtani *et al.*, 1988). Essa partículas abrasivas tem uma forte influência no desgaste (Yamamoto *et al.*, 1994). A capacidade de resistir do material da ferramenta esta ligado à sua dureza a alta temperatura, que está relacionada com a dureza e o ponto de fusão do material da mesma. Como no processo de usinagem a temperatura da aresta de corte aumenta com a velocidade de corte, com a condutibilidade térmica do material da ferramenta e com o avanço, a dureza do material tende a diminuir. Essa perda de dureza proporciona o arrancamento de partículas do material da ferramenta pelas partículas duras do material que esta sendo usinado o que provoca o desgaste abrasivo. Para minimizar este desgaste é indicado o PCBN (materiais ferrosos), o PCD (materiais não ferrosos) e as cerâmicas reforçadas pois todos possuem elevada dureza a quente, seguido dos carbetos recobertos. O desgaste de flanco e o de sulco são os mais comuns. Uma geometria de ferramenta adequada pode prolongar a vida da ferramenta (Shintani *et al.*, 1989), (Shintani *et al.*, 1989).

Desgaste químico - altas temperaturas possibilitam reações químicas entre a peça e a ferramenta mudando as caracteristicas de ambas. A forma mais comum é a difusão de elementos químicos da peça para a ferramenta e vice-versa (Xiao, 1990), (Klimenko *et al.*, 1992).Um exemplo deste mecanismo é a grafitização das ferramentas de diamante, quando submetidas a altas temperaturas (König *et al.*, 1993). Porém, as cerâmicas apresentam uma boa resistência por serem inertes, seguidas pelo PCBN.

Desgaste por fadiga - pode-se manifestar de duas maneiras: fadiga mecânica - a ferramenta falha por seguidos esforços de tração e de compressão na direção da velocidade de corte; fadiga térmica - a ferramenta é sujeita a ciclos térmicos (aquecimento seguido de resfriamento). Ambos provocam microtrincas. Aqui as cerâmicas não tem bom desempenho devido à sua fragilidade, tendo o PCBN e o PCD um bom desempenho seguido dos carbetos recobertos e sem coberturas. Os tipos de desgaste são a falha catastrófica e a formação de pentes.

4. EXEMPLOS DE ASSOCIAÇÕES ENTRE TIPOS E MECANISMOS DE DESGASTE

Alguns mecanismos e tipos de desgaste são caracteristicos do material da ferramenta, do material da peça e da associação entre ambos.

O recobrimento de aço rápido com TiN promove um melhoramento na resistência ao desgaste (Lim *et al.*, 1995). A cobertura de TiN geralmente melhora o desgaste de flanco. O grau de melhoramento depende fortemente das condições de usinagem usadas. A aplicação de cobertura TiN sobre insertos de ferramentas de aço rápido expande dramaticamente os limites de avanço e velocidade de corte dentro dos quais a taxa de desgaste de flanco é aceitável. Foram encontrados os seguintes tipos de desgaste em ferramentas de aço rápido recoberta com TiN (Lim *et al.*, 1995):

- Micro abrasão que produz uma superfície lisa com particulas de carbeto.
- Micro abrasão associado com atrito produz uma superfície lisa com partículas de carbeto mais furos na superfície.
- Microtrincas na aresta de corte resulta em alteração da geometria da aresta (perda de perfil por remoção de material).

Ferramentas de metal duro à base de WC-TiC-Co usadas na usinagem de aço inoxidável (material de difícil usinagem) revelaram como principais mecanismos de desgaste da ferramentas: abrasivo, adesivo e químico. O desgaste adesivo tem maior relevância, pois na interface cavaco-ferramenta é usualmente objeto de tensões normais muito altas, condição ideal para forte adesão (Qi *et al.*, 1996). Inclusões presentes no material da peça funcionam como fonte de micro trincas na zona de cisalhamento primária provocando a diminuição da temperatura de corte.

A formação de uma camada aderida na superfície de saída da ferramenta muda o comportamento do desgaste:

- Reduz o contato físico entre a ferramenta e o cavaco, diminuindo o desgaste abrasivo e o adesivo;
- Muda o modelo de difusão dinâmica (cavaco/ferramenta) para quase estático (ferramenta/camada aderida). Como resultado diminui a taxa de difusão.

No torneamento com ferramenta de diferentes classes de cermets e diferentes materiais de peça observou-se que o ciclo termo-mecânico de carga afeta a formação de microfraturas na aresta de corte. A microfratura causa a formação de desgaste de sulco no flanco, resultando em rápido crescimento da zona de desgaste de flanco. Observou-se também que o material da peça influencia o comportamento do desgaste. Além disso, o desgaste não é somente afetado pela combinação de velocidade de corte e avanço de corte, mas também pelo ângulo de saída da ferramenta e aplicação de refrigerante (Tönshoff *et al.*, 1994). Em cermet à base de Ti(CN) as formas predominantes de desgaste são: abrasão na superfície de saída e de flanco, danos adesivos na superfície de saída, deformação plástica e trincas na superfície de saída, ocasional microfratura na aresta de corte. A atuação dos mecanismos de desgaste depende do tipo de aço que está sendo usado (Thoors *et al.*, 1993).

Para materiais cerâmicos, em geral, os principais mecanismos de desgaste são (Gueroult *et al.*, 1994):

- Polimento;
- Abrasão;
- Trincas superficiais por divisão;
- Trincas superficiais intergranular;
- Microfraturas.

O desgaste abrasivo depende dos seguintes parâmetros: dureza do material, carga normal, partículas abrasivas afiadas (Evans *et al.*, 1980). Micrografias de superfícies desgastadas revelam dois importantes pontos de caracterização de desgaste de ferramentas cerâmicas: o comportamento plástico e geração e crescimento de trincas (Gueroult *et al.*, 1994). Em condições severas de usinagem, como no torneamento de material endurecido, a alta força específica e alta temperatura em uma pequena área de contato entre ferramenta e peça, são fatores que aceleram o desgaste da ferramenta (Tönshoff *et al.*, 1995). Deformações podem ocorrer, e os efeitos do fluxo plástico são responsáveis pelo início e propagação de trincas, e portanto desgaste de flanco. A distribuição de temperatura na ferramenta só pode ser medida aproximadamente, mas avaliações de tensões de tração induzidas termicamente, feitas por método de elementos finitos, sugerem que elas excedam a resistência da alumina (Lo Casto *et al.*, 1993). As tensões de corte estão ligadas com o comprimento de contato do cavaco e por sua vez com a forma do mesmo (Pashby *et al.*, 1993). Desgaste químico também pode ser observado (Vleugels *et al.*, 1995). A camada aderida encontrada no flanco da ferramenta se deve à difusão e dissolução química. A diferença na formação do cavaco (longo/curto) influencia diretamente na temperatura do contato cavaco/ferramenta e tem uma relativa contribuição do desgaste químico, que por sua vez está ligado ao desgaste total de flanco e cratera. Vale lembrar que o desgaste químico é um processo ativado termicamente. O desgaste de cratera normalmente aparece em baixas velocidades de corte (Masuda *et al.*, 1994).

Para torneamento de acabamento em material endurecido as ferramentas de PCBN com baixa quantidade de PCBN (50 a 75 %) são mais resistentes ao desgaste que as ferramentas com alta quantidade de PCBN (~90%). A interação entre o ligante da ferramenta e material de peça, juntamente com microestrutura da peça e o tamanho de grão do PCBN têm mostrado serem importantes fatores no desgaste da ferramenta (Davies *et al.*, 1996).

Quando trata-se de usinagem de alta velocidade o desgaste de PCBN é governado pelo processo de dissolução química. O pico de temperatura parece ser governado pela natureza da formação do cavaco o

qual pode mudar de contínuo (ferro fundido com matriz ferrítica) para descontinuo (ferro fundido com matriz perlítica), sendo o último o que produz menor desgaste no caso do ferro fundido (Rai, 1993).

O desgaste de ferramentas de diamante também é influenciado pelo material da peça. Um trabalho específico (Oomen *et al.*, 1992), feito com diamante monocristalino, revelou que o tipo de desgaste depende do material da peça entre outros fatores. Na usinagem de alumínio houve arredondamento da aresta de corte; com o cobre desgaste de cratera; níquel desgaste de cratera e sulcos.

Como foi dito acima a velocidade de corte tem uma importância relevante no processo de desgaste e pode-se dizer que:

- A transição de um mecanismo de desgaste dominante para outro é mais sensível à velocidade de corte do que ao avanço (Lim *et al.*, 1995).
- Para baixas velocidades de corte o desgaste mecânico predomina, sendo o desgaste abrasivo do material da ferramenta mais evidente. Envolve microfraturas dos grãos, indicando que a resistência dos grãos representa a maior função de sua resistência ao desgaste.
- Em altas velocidades de corte o desgaste termomecânico predomina. Os mecanismos físicos que são responsáveis pela produção gradual do desgaste dependem da temperatura de corte. Para cada combinação de material de ferramenta e material de peça a transição de temperatura entre regimes de desgaste são determinados por propriedades químicas e mecânicas do sistema peça-ferramenta. Em altas velocidades de corte, onde as temperaturas podem subir acima de 1000°C, a estabilidade química do material da ferramenta com relação à peça torna-se um contribuidor muito importante para o desgaste. A solubilidade química do material da ferramenta na peça aumenta exponencialmente com a temperatura (Rai, 1993).

5. CONCLUSÃO

As propriedades dos materiais para ferramentas devem ser conhecidas e melhor entendidas para que tais materiais sejam corretamente empregados, de forma a obter-se o máximo desempenho, como forma de compensar o seu alto custo inicial. O emprego correto desses materiais vai, com certeza, ampliar a gama de materiais que podem ser economicamente usinados além de proporcionar ganhos de qualidade e produtividade nas operações atualmente em uso. Novos materiais de ferramenta podem aumentar o tempo de vida das mesmas se os mecanismos de desgaste forem conhecidos, permitindo então, a aplicação do material correto. Somente a aplicação correta desses materiais pode resultar em melhoria no tempo e qualidade da usinagem.

O conhecimento e estudo dos mecanismos e tipos de desgaste é que podem indicar qual a melhor maneira de minimiza-lo, seja pela mudança nos parâmetros de usinagem ou pela mudança do material da ferramenta. A compreensão dos mecanismos e dos tipos de desgaste permite a escolha de um material de ferramenta com características adequadas às exigências de desempenho que se fazem presentes em uma operação de usinagem. Tal entendimento também possibilita a maximização da vida da ferramenta e controle da integridade superficial da peça.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRAHAM, T. Growth continues for diamond, DLC and CBN markets. **Journal of Metals**, v. 47, n. 11, p. 60, Nov. 1995.

ASPINWAL, D. K. & CHEN, W. Report on CBN tooling aplications in machining of iron. University of Birmingham, 1987. apud Rai, G. p 504.

BAUMGARTEN, J. F. Aplicação e desenvolvimento da cerâmica avançada. **Máquinas e Metais**, n. 265, p. 51 - 56, jan. - fev. 1988.

CUPINI, N. L. & FERREIRA, J. R. Turning of carbon and glass fiber hybrid cloth composite material. **NIST - Special Publicatior**, n. 847, p. 447 - 453, June 1993.

DAVIES, M. A., CHOU, Y. & EVANS, C.J. On chip morphology, tool wear and cutting mechanics in finish hard turning. **CIRP Annals**, v. 45, n. 1, p. 77 - 82, 1996.

DEVRIES, R. C. **Cubic boron nitrede:** handbook of properties. Schenectady, General Electric Company, 1972. (Technical Information Series - Physical Chemistry Laboratory, n. 72CRD178).

DIXON, G. & WRIGHT, R. N. Processes involved in the wear of cemented carbide tools. **Wear**, v. 104, p. 157 - 171, 1985.

EL-BESTAWI, M. A, EL-WARDANY, T. I.,YAN, D. & TAN, M. Performance of whisker-reinforced ceramic tools in milling nickel-based superalloy. **CIRP Annals**, v. 42, n. 1, p. 99 - 102, 1993.

EVANS, A. G. & MARSHALL, D. B. Wear mechanisms in ceramics. Fundamental of friction and wear of materials, ed. by Rigney ASM, Metals Park, Ohio, p. 439 - 452, 1980. apud GUEROULT, B. & CHERIF, K. p.135.

GUEROULT, B. & CHERIF, K. State of the art review on friction and wear mechanisms of ceramics. **Journal of the Canadian Ceramic Society**, v. 63, n. 2, p. 132 - 142, May 1994.

HINTERMANN, H. E. & CHATTOPADHYAY, A. K. Low pressure synthesis of diamond coatings. **CIRP Annals**, v.42, n. 2, p. 769 - 783, 1993.

KALISH, H. S. Status report: cutting tool materials. **Metal Progress**, v. 124, n. 6, p. 21 - 27, Nov., 1983.

KLIMENKO, S. A., MUKOVOZ, Y. A., LYASHKO, V. A., VASHCHENKO, A. N. & OGORODNIK, V. V. On the wear mechanism of cubic boron nitride base cutting tools. **Wear**, v. 157,n. 1 , p. 1 - 7, Aug. 1992.

KÖNIG,W. & NEISES, A. Wear mechanisms of ultrahard, non-metallic cutting materials. **Wear**, v. 162 - 164, p. 12 - 21, 1993.

LIM, S. C., LIM, C. Y. H. & LEE, K. S. The effects of machining conditions on the flank wear of TiN-coated high speed steel tool inserts. **Wear**, v.181-183, n. 2, p. 901 - 912, Mar. 1995.

LIN, Z. C. & CHEN, D. Y. A study of cutting with a CBN tool. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 49, n. 1 - 2, p. 149 - 164, Feb. 1995.

LO CASTO, S., LO VALVO, E., RUISI, V. F., LUCCHINI, E. & MASCHIO, S. Wear mechanism of ceramic tools. **Wear**, v. 160, n. 2, p. 227 - 235, Feb. 1993.

MACHADO, Á. R. A evolução dos materiais para ferramentas de corte. **Máquinas e Metais**, n. 265 , p. 92 - 97, jan. fev. 1988.

MASUDA, M., SATO, T., KORI, T. & CHUJO, Y. Cutting performance and wear mechanism of alumina-based ceramic tools when machining austempered ductile iron. **Wear**, v. 174, n 1-2, p. 147 - 153, May 1994.

NARUTAKI, N., YAMANE, Y., HAYASHI, K. & KITAGAWA, T. High-speed machining of Inconel 718 with ceramic tools. **CIRP Annals**, v. 42, n. 1, p. 103 - 106, 1993.

OHTANI, T. & YOKOGAWA, H. The effects of workpiece hardness on tool wear characteristics. **Bulletin os the Japan Society of Precision Engineering**, v. 22, n. 3, p. 229 - 231, Sept. 1988.

OOMEN, J. M. & EISSES, J. Wear of monocrystalline diamond tools during ultraprecision machining of nonferrous metals. **International Jornal of the American Society for Precision Engineering**, v. 14, n. 4, p. 206 - 218, Oct. 1992.

PASHBY, I. R., WALLBANK, J. & BOUD, F. Ceramic tool wear when machining austempered ductile iron. **Wear**, v. 162-164, p. A, p. 22 - 33, Apr. 1993.

QI, H. S. & MILLS, B. On the formation mechanism of adherent layers on a cutting tool. **Wear**, v. 198, n. 1-2, p. 192 - 196, Oct. 1996.

RAI, G. Metallurgy of CBN and its wear in high speed machining of ferrous materials. **NIST - Special Publication**, n. 847, p. 501 - 506, June, 1993.

RIGAUT, B., CHEN, Y. M. & SAINT CHELY, J. Wear behavior of Al_2O_3, Si_3N_4 and CBN cutting tool materials at high sliding speed. **Lubrication Engineering**, v. 50, n. 6, p. 485 - 489, June 1994.

SASAKI, K., TAKATSU, S., SHIBUKI, K. & FUKAWA. Development and cutting performance of CVD coated cemented carbides for milling. **R&HM**, p. 157 - 160, Dec. 1982.

SHAW, M. C. Fundamentals os wear. **CIRP Annals**, v. 29, p. 533 - 543, 1971.

SHINTANI, K., UEKI, M. & FUJIMURA, Y. Optimum cutting tool geometry when interrupted cutting carburized steel by CBN toll. **International Journal of Machine Tools & Manufacture**, v. 29, n. 3, p. 415 - 423, 1989.

SHINTANI, K., UEKI, M. & FUJIMURA, Y. Optimum tool geometry of CBN toll for continuous turning of carburized steel. **International Journal of Machine Tools & Manufacture**, v. 29, n. 3, p. 403 - 413, 1989.

STEINMETZ, K., SANTNER, E., GRENAU, M. & SCHWENZIEN, J. Friction & wear behaviour of syndite PCD. **Industrial Diamond Review**, v. 53, n. 554, p. 19 - 24, Jan. 1993.

TAKATSU, S. Recent developments in hard cutting tool materials. **High Temperature Materials and Processes**, v. 9, n. 2-4, p. 175 - 193, 1990.

THOORS, H., CHANDRASEKARAN, H. & ÖLUND, P. Study of some active wear mechanisms in a titanium-besed cermet when machining steels. **Wear**, v. 162-164, pt. A, p. 1 - 11, Apr. 1993.

TÖNSHOFF, H. K., WOBKER, H. G. & BRANDT, D. Tribological aspects of hard turning with ceramic tools. **Lubrication Engineering**, v. 51, n. 2, p. 163 - 168, Feb. 1995.

TÖNSHOFF, H. K., WOBKER, H. G. & CASSEL, C. Wear characteristics of cermet cutting tools. **CIRP Annals**, v. 43, n. 1, p. 89 - 92, 1994.

TRAVA-AIROLDI, V. J., CORAT, E. J. & BARANAUSKAS, V. Diamante CVD: recentes pesquisas e densevolvimentos no mundo e no país. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIA DOS MATERIAIS, 11., Águas de São Pedro, 1994. **Anais**. s. l. , s. ed. , 1994. v. 1, p.603 - 609.

TRENT, E.M. **Metal cutting**. 2. ed. London. Butterworths, 1984.

TRIPPE, S. C., MAMMANA, V. P., ALMEIDA, A. P. & SALVADORI, M. C. Síntese de filmes de diamante. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIA DOS MATERIAIS, 11., Águas de São Pedro, 1994. **Anais**. s. l. , s. ed. , 1994. v. 1, p.611 - 614.

VLEUGELS, J., JACOBS, P., KRUTH, J. P., VANHERCK, P., DU MONG, W. & VAN DER BIEST, O. Machining of steel with sialon ceramics: influence of ceramic and workpiece composition on tool wear. **Wear**, v.189, n. 1-2, p. 32 - 44, Oct. 1995.

XIAO, H. Wear behaviour and wear mechanism of ceramic tools in machining hardened alloy steel. **Wear**, v. 139, n. 2, p. 439 - 451, Aug. 1990.

YAMAMCTO, T., OLSSON, M. & HOGMARK, S. Three-body abrasive wear of ceramic materials. **Wear**, v. 174, n. 1-2, p. 21 - 31, May 1994.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB929

DETERMINAÇÃO DA PRESSÃO ESPECÍFICA DE CORTE PARA DEZ ESPÉCIES DE MADEIRA BRASILEIRA / *ANALYSIS OF THE SPECIFIC CUTTING FORCE FOR TEN BRAZILIAN WOOD SPECIES*

MARCOS T. T. GONÇALVES, JULIANO S. I. TAKAHASHI & ROGÉRIO RODRIGUES
Departamento de Engenharia Mecânica - FET - UNESP - Av. Luiz Edmundo Carrijo Coube, S/Nº - C.P.: 473
CEP: 17033-360 - Bauru - São Paulo - Brasil

Abstract

The objective of this study is to measure the values of the specific cutting force "$\mathbf{K_S}$", unitary specific cutting force for a cross-sectional area of 1mm^2 "$\mathbf{K_{S1}}$", both constant, material attributes and dimensionless coefficient "**1-Z**" that represent the parameters which affect the cutting performance for the parallel direction to the grain (90-0); analyzing the results obtained, for ten different density, native and cultivated wood species in Brazil. The following cutting parameters were studied: cutting thickness (h), tool rake angle (γ_o) and cutting speed (Vc), in an orthogonal cutting situation for three different moisture contents (water soaked, air dried and kiln dried).

Keywords

Madeira, usinagem, pressão especifica, rendimento, otimização.
Wood, machining, specific cutting force, performance, optimization.

1. INTRODUÇÃO

A determinação da pressão especifica de corte é de grande importância, pois possibilita o cálculo dos esforços de corte e da potência de corte necessária em processos de usinagem da madeira para uma determinada taxa de remoção de cavaco. Isto significa que quando se conhece os valores da pressão especifica de corte, pode-se otimizar o processo de usinagem da madeira com a utilização do máximo rendimento que o equipamento pode oferecer, ou ainda, pode-se projetar equipamentos que ofereçam com segurança a potência exigida pela operação a que se destinam.

Os valores de "$\mathbf{K_{S1}}$" e "**1-Z**" foram determinados segundo a metodologia e nomenclatura utilizada pelo pesquisador "**KIENZLE**" (Ferraresi *et al.*, 1977), para uma variação dos parâmetros de corte e das características da madeira pré-estabelecida. Desta forma os valores encontrados podem ser utilizados para qualquer problema que envolva usinagem de madeira de densidade e características próximas às utilizadas no ensaio, na direção paralela às fibras para o ângulos de saída da ferramenta entre 10° e 24°, a partir de uma taxa de remoção de cavaco fixada no processo.

2. METODOLOGIA

A partir de um trabalho anterior, onde se mediu a força de corte principal (Pc) para valores de espessura de corte (h) de 0,1 à 0,7 mm a cada 0,1 mm e largura de corte (b) de 3,0 mm, foram calculados os valores da pressão específica de corte para três ângulos de saída (γ_o) usuais da ferramenta (10°, 17° e 24°) e três velocidades de corte (Vc), 0,12; 0,17 e 0,24 m/s, nas condições de umidade seca ao ar, saturada em água e seca em estufa. As seis espécies de menor densidade foram ensaiadas nas três condições de umidade impostas e as quatro espécies de maior densidade foram ensaiadas somente na condição de umidade seca ao ar de forma natural.

As espécies ensaiadas e respectivas densidades aparente em [g/cm^3] foram: Pinus - 0,32 (*Pinus spp*), Cedro - 0,48 (*Cedrela odorata*), Pinho - 0,55 (*Araucária angustifolia*), Imbuia - 0,60 (*Ocotea porosa*), Castanheira - 0,77 (*Bertholletia excelsa*), Eucalipto - 0,86 (*Eucalyptus grandis*), Peroba Rosa - 0,97 (*Aspidosperma polyneuron*), Maçaranduba - 1,13 (*Manilkara elata*), Angico Preto - 1,15 (*Anadenanthera macrocarpa*), Ipê - 1,19 (*Tabebuia serratifolia*).

Os valores de força principal de corte (Pc) medidos foram empregados na equação geral da força principal de corte, como descrito a seguir, para a determinação de "**K_{S1}**" e "**1 - Z**", os quais são tabelados para cada espécie de madeira ensaiada.

Sendo as tensões de corte durante a operação de usinagem, definidas pela razão entre a força exercida sobre a ferramenta e a área da secção transversal do cavaco, vem:

$$K_S = \frac{Pc}{A} \qquad (1)$$

onde: K_S = Pressão específica de corte, [N/mm^2]
Pc = Força principal de corte, [N]
A = Área da secção transversal do cavaco, [mm^2]

Tem-se: $$K_S = \frac{Pc}{h \cdot b} \qquad (2)$$

ou ainda, $$Pc = K_S \cdot b \cdot h \qquad (3)$$

onde: b = Largura de corte ou comprimento da aresta, [mm]
h = Espessura de corte, [mm]

Conforme a metodologia empregada por "**KIENZLE**" (Ferraresi *et al.*, 1977), quando da determinação da pressão específica de corte na usinagem de materiais metálicos, adotamos o mesmo procedimento para exprimir a equação geral da força principal de corte.

Definindo-se experimentalmente uma representação gráfica entre os parâmetros "K_S" e "**h**", para as dez espécies de madeira, variando o teor de umidade, estabelecemos uma relação linear entre a força principal de corte por unidade de comprimento **Pc / b** e a espessura de corte (h).

Transformando as representações gráficas de $K_S \times h$ para um sistema de coordenadas bilogarítmicas, tem-se os pontos alinhados numa reta, permitindo assim estabelecer uma equação do tipo $Y = b + m \times X$, onde: $Y = \log K_S$; $X = \log h$ e $m = -tg\,\alpha = -Z$.

Sendo "K_{S1}" o valor da pressão específica de corte "K_S" para uma secção de corte de 1 mm^2 e "**Z**" o coeficiente angular da reta, vem:

$$\log K_S = \log K_{S1} - Z \times \log h \quad (4)$$

ou ainda: $K_S = \frac{K_{S1}}{h^Z}$ ou $K_S = K_{S1} \times h^{-Z}$ (5)

Substituindo "K_S" na equação da força principal de corte, temos:

$$Pc = K_{S1} \times h^{-Z} \times b \times h \quad (6)$$

que resulta na equação geral:

$$\boxed{Pc = K_{S1} \times b \times h^{1-Z}} \quad (7)$$

Sendo: K_{S1} = Constante específica do material
$1 - Z$ = Coeficiente adimensional

Como podemos observar na equação geral a constante do material "K_{S1}" representa todos os parâmetros relativos ao material a ser usinado. Para o presente estudo, "K_{S1}" representa as características e propriedades da madeira, ou seja: teor de umidade e densidade para a direção de corte paralela às fibras. O coeficiente adimensional "**1 - Z**" representa todos os parâmetros referentes ao processo de usinagem, ou seja: condição de usinagem (Vc), geometria da ferramenta (γ_o) e grandezas de corte (h, b).

3. RESULTADOS OBTIDOS

Os valores de "**Pc**" e de "**Ks**" para as dez espécies de madeira, foram tabeladas conforme exemplificado na tabela 1.

Tabela 1 : Valores de "**Pc**" e "**Ks**" para a espécie Pinus na condição de umidade seca ao ar.

(Vc = 0,12 m/s)						
	24°		17°		10°	
h (mm)	Ks [N/mm²]	Pc [N]	Ks [N/mm²]	Pc [N]	Ks [N/mm²]	Pc [N]
0,1	82,60	24,78	91,57	27,47	11,463	34,39
0,2	61,22	36,73	68,95	41,37	8,070	48,42
0,3	54,51	49,06	63,24	56,92	7,140	64,26
0,4	53,97	64,76	59,48	71,38	6,668	80,01
0,5	48,61	72,92	65,18	97,77	6,767	101,50
0,6	49,64	89,36	58,11	104,60	6,578	118,40
0,7	47,18	99,08	60,10	126,20	6,214	130,50

(Vc = 0,17 m/s)						
	24°		17°		10°	
h (mm)	Ks [N/mm²]	Pc [N]	Ks [N/mm²]	Pc [N]	Ks [N/mm²]	Pc [N]
0,1	71,37	21,41	87,67	26,30	117,20	35,16
0,2	53,38	32,03	78,05	46,83	83,92	50,35
0,3	48,03	43,23	66,70	60,03	74,53	67,08
0,4	48,11	57,73	60,88	73,06	67,78	81,33
0,5	45,67	68,50	57,54	86,31	68,13	102,20
0,6	45,94	82,69	57,17	102,90	68,89	124,00
0,7	44,18	92,78	58,57	123,00	69,67	146,30

(Vc = 0,22 m/s)						
	24°		17°		10°	
h (mm)	Ks [N/mm²]	Pc [N]	Ks [N/mm²]	Pc [N]	Ks [N/mm²]	Pc [N]
0,1	99,30	29,79	85,07	25,52	69,63	20,89
0,2	59,30	35,58	64,83	38,90	64,65	38,79
0,3	52,04	46,84	59,80	53,82	52,91	47,62
0,4	46,05	55,26	54,90	65,88	54,76	65,71
0,5	53,10	79,65	57,01	85,51	53,58	80,37
0,6	48,29	86,93	57,44	103,40	54,16	97,49
0,7	46,04	96,68	54,57	114,60	53,19	111,70

A figura 1 exemplifica o gráfico que relaciona "**Ks**" com "**h**", fornecendo a equação de regressão linear, o coeficiente de determinação e valores de "$\mathbf{K_{S1}}$" e "**1 - Z**".

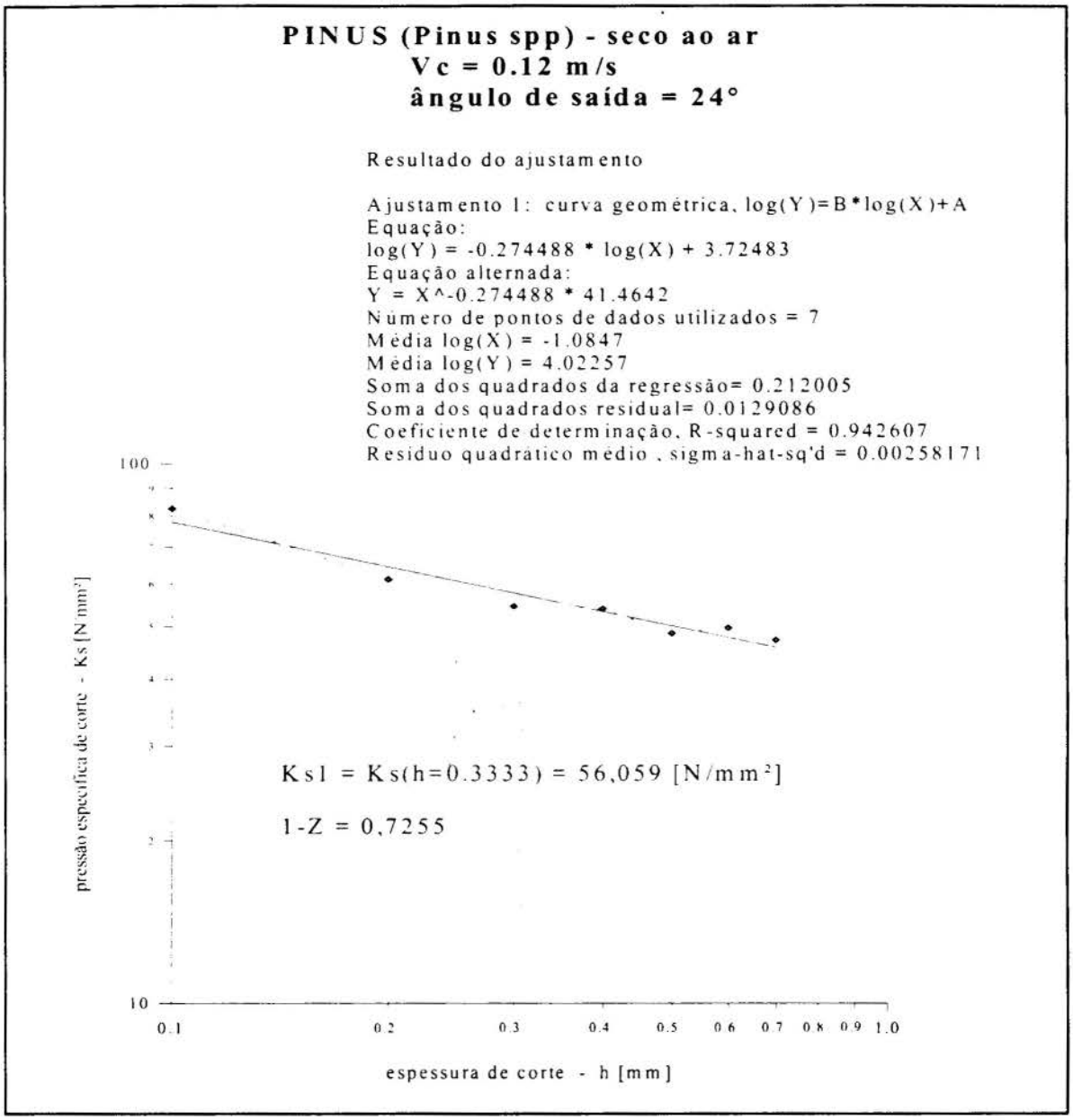


Figura 1: Gráfico que relaciona "K_S" com "h" para a espécie Pinus.

Com auxílio dos gráficos de **Ks x h** , foram calculados os valores de "K_{S1}" e "**1-z**" , posteriormente tabelados como mostrado na tabela 2.

Tabela 2 : Valores de "K_{S1}" e de "**1-Z**" obtidos nos experimentos

Madeira de ⇒		**Pinus**					
		saturada		**seca ao ar**		**seca em estufa**	
velocidade de corte [m/s]	**ângulo de saída [°]**	**Ks_1 [N/mm²]**	**1-z**	**Ks_1 [N/mm²]**	**1-z**	**Ks_1 [N/mm²]**	**1-z**
0,22	24	36,504	0,6065	55,991	0,6445	67,929	0,6146
	17	48,251	0,8718	61,436	0,7887	87,556	0,8287
	10	47,350	0,6253	74,329	0,7080	90,464	0,8904
0,17	24	39,052	0,6996	50,473	0,7713	75,924	0,7208
	17	55,456	0,8499	66,043	0,7613	75,823	0,7502
	10	48,423	0,7016	77,426	0,7303	84,166	0,8224
0,12	24	46,981	0,7483	56,059	0,7255	75,392	0,7536
	17	49,416	0,8161	66,106	0,7938	66,662	0,8346
	10	52,425	0,7676	74,329	0,7080	83,942	0,8607

Madeira de ⇒		**Cedro**					
		saturada		**seca ao ar**		**seca em estufa**	
velocidade de corte [m/s]	**ângulo de saída [°]**	**Ks_1 [N/mm²]**	**1-z**	**Ks_1 [N/mm²]**	**1-z**	**Ks_1 [N/mm²]**	**1-z**
0,22	24	55,043	0,7242	61,680	0,8228	44,261	0,4550
	17	66,984	0,8287	83,121	0,7770	64,571	0,7292
	10	67,554	0,7688	90,929	0,7546	71,459	0,8031
0,17	24	52,606	0,7931	63,358	0,8266	48,037	0,5467
	17	76,238	0,6499	81,606	0,8332	69,743	0,7453
	10	69,252	0,7468	92,592	0,7199	74,956	0,7893
0,12	24	55,258	0,9133	67,021	0,8235	45,025	0,7537
	17	66,077	0,8614	81,140	0,7783	74,310	0,8281
	10	66,027	0,7698	82,502	0,9676	86,244	0,6306

Madeira de ⇒		**Pinho**					
		saturada		**seca ao ar**		**seca em estufa**	
velocidade de corte [m/s]	**ângulo de saída [°]**	**Ks_1 [N/mm²]**	**1-z**	**Ks_1 [N/mm²]**	**1-z**	**Ks_1 [N/mm²]**	**1-z**
0,22	24	56,022	0,6138	93,315	0,7178	79,025	0,7857
	17	67,510	0,7428	96,598	0,7838	100,647	0,8836
	10	65,897	0,7716	93,308	0,8559	114,375	0,8589
0,17	24	54,697	0,6499	90,698	0,6841	77,632	0,7795
	17	62,534	0,7458	93,713	0,9281	108,730	0,8854
	10	65,170	0,8967	89,074	0,8150	109,152	0,9197
0,12	24	54,955	0,7501	93,733	0,7045	86,665	0,9035
	17	63,022	0,8231	95,468	0,7572	105,430	0,8220
	10	65,475	0,7076	96,619	0,7738	104,822	0,9861

Madeira de ⇒ Imbuia

velocidade de corte [m/s]	ângulo de saída [°]	saturada Ks_1 [N/mm²]	saturada 1-z	seca ao ar Ks_1 [N/mm²]	seca ao ar 1-z	seca em estufa Ks_1 [N/mm²]	seca em estufa 1-z
0,22	24	53,914	0,6447	63,243	0,6165	52,921	0,4667
	17	62,200	0,6866	73,166	0,6929	72,797	0,6884
	10	71,566	0,7968	80,296	0,8297	85,235	0,7552
0,17	24	52,213	0,7304	56,702	0,7602	48,505	0,4164
	17	62,565	0,6373	73,166	0,6929	74,419	0,6965
	10	67,011	0,6900	85,046	0,7698	89,221	0,8696
0,12	24	66,250	0,9495	69,970	0,6283	71,061	0,7797
	17	60,153	0,6948	79,586	0,6755	72,708	0,6016
	10	63,620	0,6703	78,856	0,8455	81,732	0,7377

Madeira de ⇒ Castanheira

velocidade de corte [m/s]	ângulo de saída [°]	saturada Ks_1 [N/mm²]	saturada 1-z	seca ao ar Ks_1 [N/mm²]	seca ao ar 1-z	seca em estufa Ks_1 [N/mm²]	seca em estufa 1-z
0,22	24	59,066	0,8996	64,418	0,7959	68,359	0,8110
	17	66,345	0,9882	86,612	0,7303	81,182	0,7184
	10	83,460	0,8654	115,529	0,7303	99,329	0,8160
0,17	24	65,789	1,0167	65,522	0,7602	62,738	0,7193
	17	84,176	0,8507	83,460	0,7942	85,909	0,6771
	10	72,647	0,6525	106,182	0,8070	87,096	0,6621
0,12	24	79,997	1,0924	67,614	0,9224	77,569	0,8412
	17	65,939	1,1181	77,972	0,8055	84,636	0,8015
	10	73,267	1,0889	101,493	0,8484	85,067	0,7304

Madeira de ⇒ Eucalipto

velocidade de corte [m/s]	ângulo de saída [°]	saturada Ks_1 [N/mm²]	saturada 1-z	seca ao ar Ks_1 [N/mm²]	seca ao ar 1-z	seca em estufa Ks_1 [N/mm²]	seca em estufa 1-z
0,22	24	62,016	0,7252	79,483	0,6478	91,622	0,6705
	17	70,995	0,6617	100,859	0,7011	103,185	0,6857
	10	75,621	0,7386	115,069	0,8248	113,717	0,6628
0,17	24	58,792	0,6826	90,840	0,6841	82,612	0,6190
	17	74,106	0,7220	108,101	0,7725	110,326	0,6812
	10	73,614	0,7049	103,945	0,7516	109,852	0,6836
0,12	24	64,444	0,9347	98,196	1,0346	90,152	0,5697
	17	73,408	0,7723	99,968	0,7920	111,606	0,6845
	10	72,152	0,8500	95,685	0,9762	113,864	0,7361

Madeira de ⇒		Peroba Rosa		Maçaranduba	
		seca ao ar		seca ao ar	
velocidade de corte [m/s]	ângulo de saída [°]	Ks_1 [N/mm²]	1-z	Ks_1 [N/mm²]	1-z
0,22	24	95,552	0,6886	88,496	0,5742
	17	129,353	0,6819	123,579	0,6681
	10	154,853	0,7886	175,406	0,6854
0,17	24	96,235	0,6107	90,648	0,6676
	17	143,355	0,7566	121,401	0,6407
	10	150,402	0,8721	143,256	0,7234
0,12	24	121,999	0,7769	117,842	0,7956
	17	135,025	0,7856	139,999	0,6589
	10	90,935	0,7337	152,642	0,7301

Madeira de ⇒		Angico Preto		Ipê	
		seca ao ar		seca ao ar	
velocidade de corte [m/s]	ângulo de saída [°]	Ks_1 [N/mm²]	1-z	Ks_1 [N/mm²]	1-z
0,22	24	111,827	0,7200	85,858	0,6163
	17	144,231	0,8441	103,228	0,6924
	10	145,550	0,7109	118,115	0,7895
0,17	24	121,868	0,7889	78,776	0,5458
	17	132,018	0,8527	114,328	0,6955
	10	142,787	0,7507	118,420	0,8430
0,12	24	127,860	0,8792	98,455	0,8540
	17	144,506	0,8529	105,801	0,5791
	10	159,760	1,0225	120,496	0,6762

4. CONCLUSÕES

Os valores de "K_{S1}" e "**1-Z**" determinados a partir das medições da força de corte paralela às fibras, para as condições de corte pré-estabelecidas, poderão ser aplicados para o cálculo da potência necessária em processos de usinagem da madeira, considerando uma certa correspondência dos parâmetros de corte para com aqueles adotados na experimentação, dentre eles: a densidade da madeira, o teor de umidade e o ângulo de saída da ferramenta.

O parâmetro velocidade de corte, como pode ser observado nos resultados experimentais, apresenta pouca ou quase nenhuma influência sobre os valores da força principal de corte, podendo ser desprezado quando relacionado à pressão especifica de corte.

Com os resultados obtidos de "K_{S1}" e "**1-Z**", para as condições ensaiadas ou próxima desta, podemos determinar: o rendimento de máquinas para o trabalho com madeira; parâmetros de projeto de máquinas e equipamentos de usinagem, tal como: rigidez, potência motriz e sistemas de transmissão; o processo ou procedimento mais adequado na produção de

peças de madeira; as condições ótimas de trabalho com vista ao aumento da produtividade e melhoria da qualidade, aliados ao mínimo custo de produção.

O presente estudo continua em desenvolvimento, a fim de determinar valores da pressão específica de corte, realizando experimentos com outras espécies de madeira de interesse comercial, principalmente as de reflorestamento.

5. BIBLIOGRAFIA

Ferraresi, D. *Fundamentos da usinagem dos metais*, Ed. Edgard Blücher Ltda, 751p, São Paulo, 1977.

Gonçalves, M. T. T. *Contribuição para o estudo da usinagem de madeiras*, Dissertação (Mestre - Engenharia Mecânica) EESC-USP, 241p, São Carlos, 1990.

Gonçalves, M. T. T. *Proposta de Metodologia para Medição dos Esforços de Corte da Madeira*, Dissertação (Doutor - Engenharia Mecânica) EESC-USP, 148p, São Carlos, 1993.

Koch, P. *Wood Machining process*, Ronald Press Company, 530p, New York, 1964.

Kolmann, F. F. P. and Côte, W. A. J. *Principles of Wood Science and Technology*, Springer-Verlag Berlim,Vol.1, 592p, 1984.

Piao, Y. S. and Fukui, H. Specific Cutting-Force in the Machining of Wood I, *Mokuzai Gakkaishi*. Vol.30, No.5, pp. 359-367, 1984.

Piao, Y. S. and Fukui, H. Specific Cutting-Force in the Machining of Wood II, *Mokuzai Gakkaishi*. Vol.30, No.10, pp. 827-832, 1984.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB918

DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE QUEBRA-CAVACOS COM AS PRINCIPAIS CONDIÇÕES DE CORTE / *DETERMINATION OF CHIPBREAKER EFFICIENCY WITH THE MAIN MACHINING CONDITIONS*

WISLEY FALCO SALES, WILSON DE SOUZA PAULINO, EMMANUEL OKECHUGWU EZUGWU*, & ÁLISSON ROCHA MACHADO
LEPU - DEEME - UFU - Uberlândia. MG, Brasil. E-mail: alissonm@ufu.br
**South Bank University, Londres, Inglaterra. E-mail: ezugwueo@vax.sbu.ac.uk*

Abstract

The development of the new generation of tool materials capable to withstand very high cutting speeds, the constant appearance of expensive and high strength work materials as well as the frequent use of automated manufacturing systems does not allow the formation of long continuous chips during machining. Experimental tecniques, mathematical models and engineering systems are powerful tools available in order to achieve complete control of the swarf produced during machining. More frequently CAD systems are employed to develop new designs of chipbreakers. In the present work four different chipbreakers were tested during dry and wet cylindrical turning of ABNT 5140 steel with coated cemented carbide inserts under various cutting conditions. The chips were collected after each test and their chip thickness (h') measured in order to determine the chip thickness ratios and the shear angles. This allowed an analysis of the behavior of these parameters with the cutting conditions to be done.

Palavras chaves / Keywords

Usinagem, torneamento, controle do cavaco, geometrias de quebra cavacos / Machining, turning, chip control, chipbreaker geometry

1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento da indústria mecânica e a exigência de maior produtividade levaram à utilização de máquinas operatrizes mais rígidas e orientadas por comando numérico, em que o homem praticamente não influencia no processo. Atualmente sistemas flexíveis de fabricação, apresentam uma grande capacidade de se adequar a novos projetos de lotes de peças, com o tempo necessário a esta transição bastante reduzido. Trabalhando com objetivos similares, a indústria de ferramentas de corte também avançou significativamente nessas últimas duas décadas. Com isto, hoje há disponível no mercado materiais de ferramentas de corte, que apresentam excelentes propriedades relativas a dureza e tenacidade, o que permitiu o aumento das condições de usinagem, como da velocidade de corte, que está diretamente relacionada à produção. Porém, a mecânica dificilmente se processa sem o conhecimento científico dos mecanismos responsáveis pela formação do cavaco e dos fatores que nela intervêm. Portanto, o domínio destes conhecimentos possibilita uma industrialização de uma maneira mais racional.

Pesquisadores como Cook, Jhaveri et al (1963) e Fang e Jawahir (1990) fizeram estudos analíticos e experimentais sobre os fatores que influenciam no tipo, na forma e na capacidade de

quebra do cavaco. No início desta década um grupo de aproximadamente 40 pesquisadores, liderados por Jawahir e Luttervelt (1993), realizaram diversos trabalhos sobre processos de usinagem, a formação e o controle do cavaco (com mais de 60 contribuições). Ainda com o objetivo de manter o cavaco controlado, recentemente, Venuvinod e Djordjevich (1996) propuseram um sistema de monitoramento da forma do cavaco e um atuador automático para ajustar o quebra-cavaco de maneira a produzir cavacos fragmentados. Estudos e esforços continuam cada vez mais concentrados no sentido de se obter um tipo controlado do mesmo. Em mercados com economias altamente competitivas, custos adicionais devem ser controlados, reduzindo o valor final das peças produzidas.

Neste trabalho verificou-se experimentalmente, o comportamento da espessura do cavaco, **h'**, do grau de recalque, **Rc**, e do ângulo de cisalhamento do plano primário, ϕ, com a variação dos parâmetros de usinagem, como: velocidade, profundidade de corte e avanço, com e sem a utilização de fluido de corte, em ferramentas de metal duro com quatro diferentes geometrias. Os estudos foram realizados no corte tridimensional, no processo de torneamento, do aço ABNT 5140 (DIN 41Cr4), e permitiram mostrar graficamente nas faixas de parâmetros de corte analisados, a localização de níveis de deformações mais acentuados que apresentam maior probabilidade de promover a quebra do cavaco, para cada ferramenta testada.

O grau de recalque **Rc**, e o ângulo de cisalhamento do plano primário ϕ, expressam as quantidades de deformações atuantes na zona de cisalhamento primária. Pequenos valores de ϕ (altos valores de **Rc**) significam grandes quantidades de deformações dentro desta zona (Machado e Da Silva, 1993).

1.1. CAPACIDADE DE QUEBRAR CAVACOS

Machado e da Silva (1993), enumeram os fatores que são dominantes no tipo e na forma dos cavacos: material da peça, área de contato cavaco-ferramenta, geometria da ferramenta, condições de corte, fluido de corte e rigidez da máquina operatriz. O material da peça é o parâmetro principal quanto ao tipo do cavaco produzido. Materiais dúteis, como metais puros, aços de baixa liga, cobre, e outros, apresentam tendência de produzir cavacos contínuos. Materiais frágeis, heterogêneos, como ferro fundido cinzento, produzem cavacos descontínuos, em pedaços ou lascas. Materiais com baixa condutividade térmica, como titânio e níquel, e suas ligas, produzem cavacos segmentados. A adição de elementos de livre corte (Pb, Te, Se, S juntamente com Mn) também pode alterar o tipo do cavaco (Trent, 1991).

Sales (1995), usinando o aço ABNT 5140, no processo de torneamento, corte ortogonal, classificou os parâmetros de maior influência no raio de curvatura do cavaco. Em ordem decrescente encontrou-se: profundidade de corte (**ap**), ângulo de saída (γ_o), avanço (**f**) e velocidade de corte (**Vc**).

1.2. UTILIZAÇÃO DE FERRAMENTAS COM QUEBRA-CAVACOS

Este é o método mais utilizado para se curvar o cavaco e promover a sua quebra. Shaw (1984) afirma que quanto menor a espessura do cavaco, **h'**, estes tornam-se mais flexíveis e difíceis de se quebrar. Os cavacos, que já sofreram deformações intensas durante a sua formação, possuem uma deformação crítica na fratura, ε_f, que é diretamente proporcional a $\mathbf{h'/r_c}$ (onde $\mathbf{r_c}$ é o raio de curvatura natural do cavaco). Se ε_f não é suficientemente grande para promover a fratura para um dado avanço, deve-se aumentar **h'** ou diminuir $\mathbf{r_c}$. Esta redução de $\mathbf{r_c}$ pode ser conseguida com o emprego de um quebra-cavaco.

Os quebra-cavacos podem ser postiços ou dando-se uma forma especial à superfície de saída da ferramenta. Entretanto outros métodos de quebra cavaco, estão sendo pesquisados, como o hidráulico, testado por Machado (1990), usinando ligas de níquel e de titânio, em que um jato de fluido a alta pressão é direcionado contra o cavaco, forçando-o e diminuindo a sua curvatura, promovendo a sua quebra. Técnicas experimentais, análises, modelos matemáticos e conhecimentos de engenharia são ferramentas disponíveis para que se tenha o "controle total do cavaco". As novas geometrias de ferramentas são dimensionadas e testadas com o auxílio de programas computacionais, como o CAD/CAM/CAE, via técnicas experimentais. Esta sinergia é essencial para obter a geometria mais adequada àquela situação prática em estudo.

2. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Utilizou-se barras de aço AISI 5140 (DIN 41Cr4) laminadas a quente, seguidas de normalização, com dureza média de 330 HV, e com seção circular de 60 mm de diâmetro. A composição química deste material é 0,38 - 0,43%C, 0,7 - 0,9%Mn, 0,035%P, 0,04%S, 0,15 - 0,35%Si e 0,7 -0,9%Cr (ASM HANDBOOK, 1990).

A Tabela 1 mostra as condições de corte utilizadas nos experimentos.

Tabela 1: Condições de corte utilizadas.

VELOCIDADE DE CORTE Vc [m/min]	160						
AVANÇO f [mm/rot]	0.138	0.162	0.176	0.204	0.242	0.27 7	0.298
PROFUNDIDADE DE CORTE ap [mm]	0.5	0.75	1.0	1.25	1.5	1.75	2.25
GEOMETRIA DE QUEBRA CAVACO	NMA		QF	QM		MR	
UTILIZAÇÃO DE FLUIDO	com fluido de corte			sem fluido de corte			

Utilizou-se ferramentas lisas, SNMA 120408, com o suporte porta ferramentas CSBPR 2525 M12, e SNMG 12 04 08 com geometrias de quebra-cavacos QF (para operações de acabamento), QM (para operações intermediárias), e MR (para operações de desbaste), no suporte PSBNR 2020 K12. As ferramentas eram de metal duro, triplo revestidas (TiC, Al_2O_3, TiN), da classe GC435, que cobre a classe ISO P35, fabricadas pela Sandvik. A Tabela 1 mostra as condições de corte utilizadas nos testes.

Os testes foram realizados em um torno mecânico, ROMI MAXI II 520 com 6 CV de potência. Este torno não apresentava variação contínua de rotações, o que não permitiu maiores variações nas condições de corte, conforme mostrado na Tabela 1.

Em todos os testes mediu-se a espessura dos cavacos, **h'**, com um paquímetro. De posse de **h'** determinou-se matematicamente o ângulo de cisalhamento, ϕ, e o grau de recalque, **Rc**, de acordo com as Equações 1e 2, respectivamente.

$$Rc = h'/h \quad (1)$$

$$\phi = tg^{-1}(\cos\gamma_n/(Rc-\text{sen}\gamma_n)) \quad (2)$$

Onde γ_n é o ângulo de saída da ferramenta, medido no plano ortogonal, no sistema de referência da ferramenta.

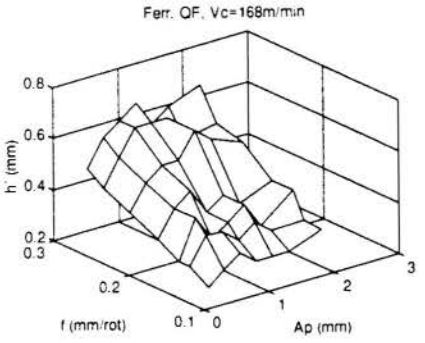
O fluido de corte foi o emulsionável com concentração de 5%.

Manteve-se constante as geometrias $\chi_r = 88^0$, $\gamma_n = -6^0$, $\lambda_s = -6^0$ para as geometrias com quebra cavacos e $\chi_r = 88^0$, $\gamma_n = 6^0$ e $\lambda_s = 0^0$, para a geometria lisa.

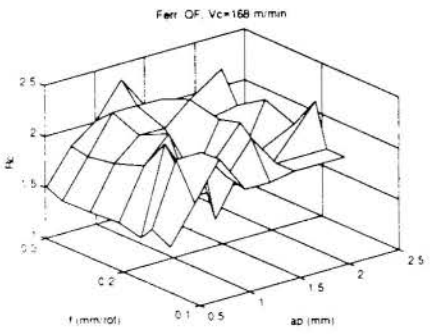
3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

De posse dos cavacos obtidos experimentalmente, com a combinação dos diversos parâmetros envolvidos, obteve-se graficamente o comportamento da capacidade de quebra, com os parâmetros de usinagem, nas Figuras 1, 2, 3 e 4.

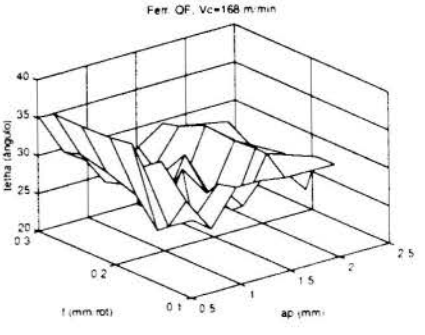
3.1. FERRAMENTA QF



(a)



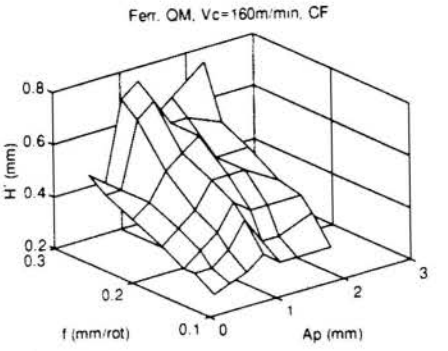
(b)



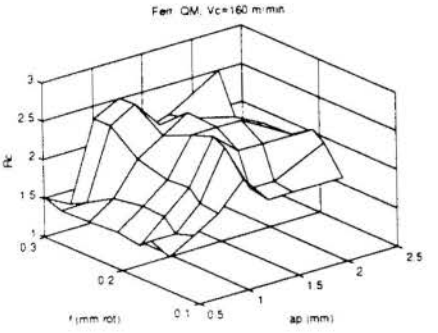
(c)

Figura 1 - Ferramenta QF - Vc=168 m/min, com fluido de corte (a) espessura do cavaco, h' (b) grau de recalque, Rc ,(c) ângulo de cisalhamento do plano primário, ϕ.

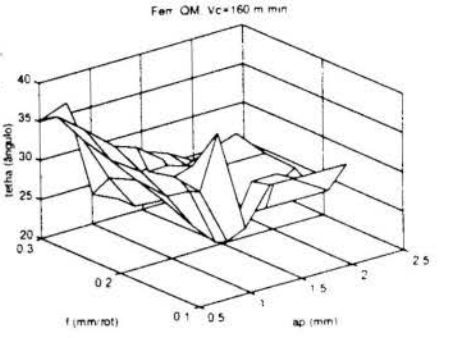
3.2. FERRAMENTA QM



(a)



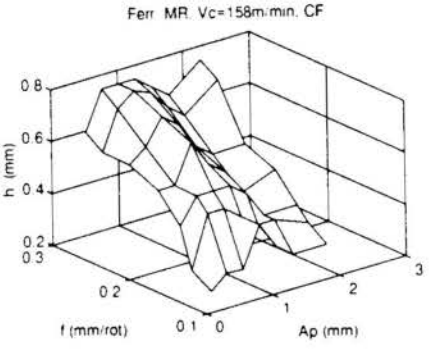
(b)



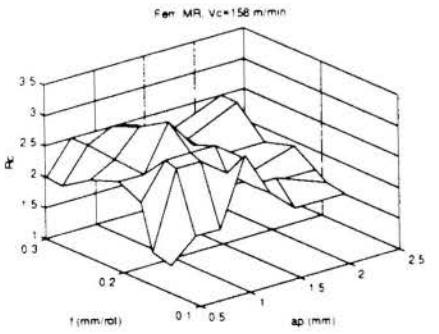
(c)

Figura 2 - Ferramenta QM - Vc=160 m/min, com fluido de corte (a) espessura do cavaco, h' (b) grau de recalque, Rc, e (c) ângulo de cisalhamento do plano primário, ϕ.

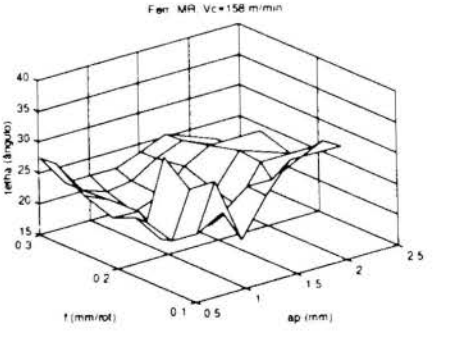
3.3. FERRAMENTA MR



(a)



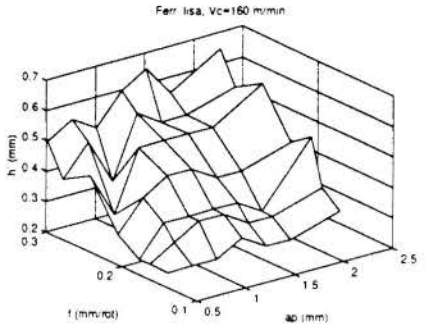
(b)



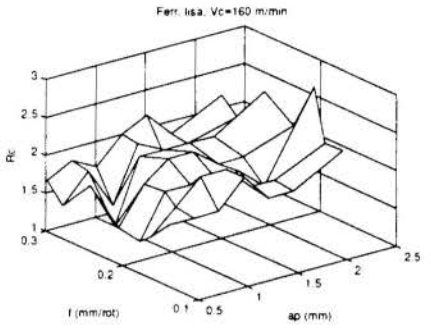
(c)

Figura 3 - Ferramenta MR - Vc=158 m/min, com fluido de corte (a) espessura do cavaco, h' (b) grau de recalque, Rc, e (c) ângulo de cisalhamento do plano primário, ϕ.

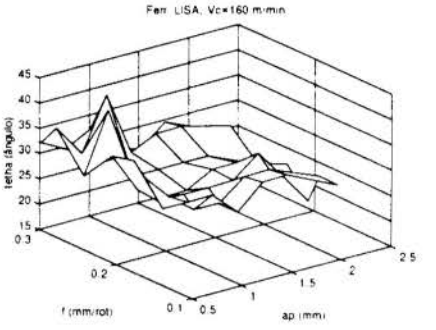
3.4. FERRAMENTA LISA



(a)



(b)



(c)

Figura 4 - Ferramenta Lisa - Vc=160 m/min, com fluido de corte (a) espessura do cavaco, h' (b) grau de recalque, Rc, e (c) ângulo de cisalhamento do plano primário, ϕ.

4. DISCUSSÕES

A análise da parte (a) das Figuras 1, 2, 3 e 4, nos mostra o comportamento, da espessura do cavaco, **h'** com o avanço, **f**, e com a profundidade de corte, **ap**. Observa-se que **h'** aumenta com o aumento de **f** e de **ap**, de forma independente, para todas as geometrias analisadas. Ambos, **f** e **ap**, contribuem na formação da área da seção de corte, calculada, **s**. Mas a superfície é mais inclinada em função do avanço, ou seja **h'** é mais sensível à variação deste parâmetro, já que a espessura calculada do cavaco, **h** é diretamente proporcional a **f** . E **h'** também é proporcional a **h** , sendo a constante de proporcionalidade o grau de recalque, **Rc**, que é sempre maior que a unidade (Ferraresi, 1977).

Estas Figuras mostram que a geometria MR (especificada para operações de desbaste) em médios e altos valores de **f** e **ap**, apresentou maiores valores de **h'**, ou maiores níveis de deformações do cavaco, enquanto que a geometria QM (especificada para operações médias) apresentou menores valores relativo de **h'** mesmo na faixa de **f** e **ap** para a qual é especificada (médios **f** e **ap**).

Mostra ainda que a geometria QF (especificada para operações de acabamento), seguida pela ferramentas SNMA (lisa), em grandes **f** e **ap**, foram as que apresentaram menores valores de **h'**, ou seja deformaram menos os cavacos nesta faixa de parâmetros.

A análise da parte (b) das Figuras 1, 2, 3 e 4, nos mostra o comportamento, do grau de recalque **Rc**, com o avanço, **f** e com a profundidade de corte, **ap**. Observa-se, para todas a geometrias analisadas, que a variação de **Rc** com **ap**, obedece a uma tendência de aumentar, com o aumento de **ap**. Principalmente observando-se os extremos do gráfico. Já a variação

com o avanço, **f**, não foi significativa, com os pontos oscilando mas praticamente mantendo-se constantes.

Mas há uma ligeira tendência de se diminuir **Rc**, com o aumento de f, principalmente nas geometrias MR e lisa. Ferraresi (1977) apresentou resultados, na usinagem de aços, que existe a tendência de **Rc** diminuir com o aumento da espessura de corte, **h** ($h = f.sen\chi_r$). A não constatação na íntegra destes resultados pode ser devida às grandes deformações provocadas pelas saliências dos quebra cavacos (na superfície de saída), gerando um cavaco com seção transversal totalmente ondulada, o que dificulta a medição de um valor médio de sua espessura, **h'**.

Mostram ainda que as geometrias QF e lisa, foram as que apresentaram menores valores médios de **Rc**, em todas as faixas de **f** e de **ap** analisadas. Ainda comparando somente estas últimas observa-se que a QF apresenta **Rc**, pouco superior, principalmente para **ap** pequenos (menores que 1.5 mm).

Conforme apresentado na Equação 2, o ângulo de cisalhamento do plano primário, ϕ, é determinado matematicamente por meio do grau de recalque **Rc**. A análise da parte (c) das Figuras 1, 2, 3 e 4, nos mostra o comportamento, do ângulo ϕ, com o avanço, **f** e com a profundidade de corte, **ap**. Nota-se que este praticamente não se alterou com a variação de **f** (similar ao estudo de **Rc**). Mas o aumento de **ap**, provocou uma redução de ϕ , devido a um aumento do nível de tensões e de deformações, o que conduz a uma rotação do plano de cisalhamento primário, reduzindo este ângulo (Trent, 1991 e Machado e Da Silva, 1993).

Análise dos resultados dispostos na forma gráfica, mostrou as regiões de maiores níveis de deformações plásticas (provocadas por elevados campos de tensões), o que aumentou a probabilidade de se atingirem as deformações críticas de fratura, ε_f, (Shaw, 1984), e de promover a sua quebra, como consequência obter-se cavacos descontínuos, dentro desta faixa de avanços e profundidades de corte.

5. CONCLUSÕES

- Quanto maior a espessura do cavaco, **h'**, mais susceptíveis à ruptura os cavacos se tornaram.
- O aumento do grau de recalque **Rc**, aumentou o nível de deformações impostas ao cavaco.
- Em grandes avanços e grandes profundidades de corte, o cavaco se quebra com facilidade, provocado pelos grandes valores de **h'** e **Rc** envolvidos.
- O aumento de **ap** promove aumento de **Rc**, enquanto o aumento de **f** existe uma ligeira tendência de diminuir **Rc**.
- A relação de ϕ, com Rc é geométrica, e o aumento de Rc provoca a diminuição de ϕ.
- A geometria MR teve melhor desempenho quanto a uniformidade na distribuição de **h'** e **Rc** com os parâmetros **f** e **ap**.
- As geometrias QF e lisa, dentre as analisadas, promoveram menores deformações no cavaco.
- A geometria QM, teve desempenho inferior à MR, mesmo dentro da sua faixa mais adequada e especificada de utilização.
- A seção transversal do cavaco, deformada na forma de ondulações, provocada pela geometria dos quebra cavacos, pode ter influenciado a medição de h'

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem às empresas Fiat Automóveis e Sandvik Coromant pelo fornecimento do aço ABNT 5140 e das ferramentas de corte, respectivamente. À Universidade Federal de Uberlândia, Departamento. de Engenharia Mecânica pelo suporte técnico dispensado e à FAPEMIG - Fundação de Amparo à Pesquisa de Minas Gerais pelo apoio financeiro.

7. REFERÊNCIAS

ASM HANDBOOK (1990); *Properties and Selection: Irons, Steels and High-Performance Alloys*, Metals Handbook, ASM Pub., Vol. 1, USA.

COOK, N. H.; JHAVERI, P. and NAYAK, N. (1963); *The Mechanism of Chip Curl and Importance in Metal Cutting*; Transactions of the ASME, p. 374 - 380.

FANG, X. D. and JAWAHIR, I. S. (1990); *An Expert System Based on a Fuzzy Mathematical Model for Chip Breakability Assessments in Automated Machining*; Proc. Int. Conf., ASME, Manufacturing International 90, Vol. IV, ASME Publ., Atlanta, GA, p. 31 - 37.

FERRARESI, D. (1977); *Fundamentos da Usinagem dos Metais*; Editora Edgard Blucher, São Paulo, Brasil.

JAWAHIR, I. S. and LUTTERVELT, C. A. (1993); *Recent Developments in Chip Control Research and Applications*, Annals of the CIRP, Vol. 42/2, p. 659 - 693.

MACHADO, A.R. (1990); *Machining of Ti_6Al_4V and Inconel 901 with a High Pressure Coolant System*; PhD Thesis, University of Warwick, England, UK, p. 288.

MACHADO, A.R.; DA SILVA M. B. (1993); *Usinagem dos Metais.*; Editora UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia - MG, Brasil.

SALES, W. F. (1995); *Relação Experimental Entre o Raio de Curvatura Natural do Cavaco e os Principais Parâmetros de Usinagem*; Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia - MG, Brasil.

SHAW, M. C. (1984); *Metal Cutting Principles*; Oxford Scientific Publications, USA, ISBN 0-19-859002-4, 594 pg.

TRENT, E.M.(1991); *Metal Cutting*; 3nd Edition, Butteworths, 245 pgs, ISBN 0-408-108568.

VENUVINOD, P. K. and DJORDJEVICH, A. (1996); *Towards Active Chip Control*; Annals of the CIRP Vol.. 45/1, pp. 83 - 86.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB916

ASPECTOS PRÁTICOS DO PROJETO DE UM EQUIPAMENTO DE USINAGEM ELETROQUÍMICA / *PRACTICAL CONCERNS OF AN ELECTROCHEMICAL MACHINING EQUIPMENT DESIGN*

EVALDO MALAQUIAS DA SILVA & CLAUDIONOR CRUZ
Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia - UFU
CEP 38.400-902 Uberlândia, Brasil - E-mail: emalaqui@ufu.br

Abstract

The present work aims to the develop a electrochemical machining equipment to be used in research. Prior to the project specification, it is presented an explanation on the nature of the electrochemical process. After detailing the project and building the equipment, the machine was tested for drilling high speed steel. The holes were analysed considering not only the remove material rate but also the overcut and taper accuracy. Additionally, the findings are related to those presented in the literature and possible reasons for the differences found are discussed.

Keywords

Electrochemical machining, overcut and taper. Usinagem Eletroquímica, sobre-corte e conicidade

1. INTRODUÇÃO

Os processos não-tradicionais de usinagem sofreram um espantoso desenvolvimento nas últimas décadas e tudo indica que crescerão ainda mais no presente e no futuro. Algumas razões para tal crescimento são: o emprego de novos materiais, a utilização de formas cada vez mais complexas, a exigência crescente de peças mais confiáveis, a miniaturização de componentes e a automatização.

Entre todos os processos não tradicionais, a usinagem eletroquímica (ECM - *ElectroChemical Machining*) é, sem dúvida, um dos mais promissores. Atualmente, a usinagem eletroquímica vem ocupando lugar de destaque na indústria automotiva, naval, de materiais médicos e principalmente na indústria aeroespacial.

Apesar de ser um processo que oferece tantas vantagens, tais como usinar materiais independentemente da dureza, produzir peças com grande integridade superficial, ainda há muito a evoluir para que o processo seja acessível para maior número de usuários e conseqüentemente muita pesquisa básica e de aplicação deve ser feita sobre o processo. Um dos maiores problemas, de acordo com Field & Kahles (1982), é o custo do equipamento que varia de US$ 200 000 para pequenas unidades até US$ 1 500 000 para as unidades mais complexas. É bastante fácil de entender que pesquisar sobre o processo já começa com um grande obstáculo: utilização de um equipamento para ensaios que ofereça as condições mínimas de desempenho e confiabilidade.

Em função do acima exposto é que surgiu o interesse na construção de um equipamento de ECM, que tem como objetivos: conhecer melhor o processo eletroquímica através de pesquisas e utilizar o mesmo como ponto de partida para outros equipamentos.

2. EQUIPAMENTO DE USINAGEM ELETROQUÍMICA

Os conceitos básicos e o mecanismo de usinagem do processo eletroquimico estão detalhados em Malaquias (1996). De forma simplificada, segundo o modelo tido como ideal, as expressões que regem a taxa de remoção de material (TRM) e a velocidade de avanço da ferramenta (a) são apresentadas nas expressões (1) e (2), respectivamente.

$$TRM = \frac{\eta \cdot E \cdot I}{\rho} \tag{1}$$

Onde: η é a eficiência de corrente;
ρ é a massa específica;
I é a intensidade de corrente elétrica.
E é o equivalente eletroquímico do material.

$$a = \frac{\eta \cdot E \cdot J}{F} \tag{2}$$

Onde: **J** á densidade de corrente;
F é a constante de Faraday (96.500C).

O equivalente eletroquímico é uma característica de cada material, e este pode ser calculado para um elemento puro ou para uma liga através das Expressões (3) e (4), respectivamente.

$$E = \frac{A}{z \cdot F} \tag{3}$$

Onde: **A** é o peso atômico do elemento;
z é a valência do elemento.

$$E^{*} = \frac{A^{*}}{z^{*} \cdot F} = \frac{1}{F} \cdot \sum_{i=1}^{n} n_i \cdot \frac{A_i}{z_i} \tag{4}$$

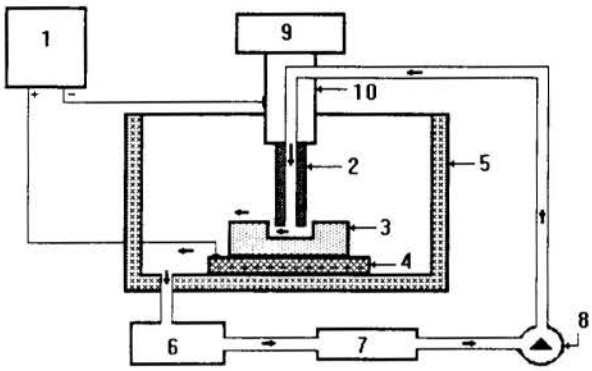
Onde: $\mathbf{E}^{*}$ é o equivalente eletroquímico de uma liga com **n** elementos;
$\mathbf{A_i}$ é o peso atômico de um elemento **i**;
$\mathbf{z_i}$ é a valência do elemento **i**;
$\mathbf{n_i}$ é a porcentagem em massa do elemento **i** na liga.

As expressões acima, de acordo com Rumyantsev & Davidov (1989), vem demonstrar que a taxa de remoção de material depende exclusivamente das características eletroquímicas do material e da intensidade de corrente elétrica que passa através da interface ferramenta-peça, independendo das características físicas usuais que influenciam decisivamente na usinagem tradicional, a saber: dureza, tenacidade, dutilidade, fragilidade, etc.

A intensidade de corrente dependerá da resistência total do circuito elétrico interligando a fonte, a ferramenta e a peça. De todas as resistências existentes, a mais importante sem dúvida é a resistência proporcionada pela distância entre a ferramenta e a peça (também conhecida

como *gap*). Portanto, quanto menor for esta distância maior será a quantidade de corrente que passa pelo circuito, conseqüentemente haverá uma maior taxa de remoção de material. Pode-se concluir também que a peça será um negativo da ferramenta. A solução na qual é banhada a interface ferramenta-peça, que também é conhecida como eletrólito, geralmente é um sal em solução aquosa.

O equipamento de usinagem eletroquímica compõe-se, basicamente, de uma fonte de corrente elétrica, uma unidade mecânica e uma unidade eletrolítica, e pode ser esquematizado conforme Figura 1, de acordo com Mcgeough (1988). A unidade mecânica é composta de uma mesa que suporta a cuba eletrolítica e a coluna que suporta o cabeçote porta-ferramenta. A unidade eletrolítica compõe-se de reservatório, bombas, filtros e instrumentos para a avaliação de parâmetros como vazão, pressão e temperatura do eletrólito.



1 - Fonte de Corrente
2 - Ferramenta ;
3 - Peça a ser usinada;
4 - Suporte de Fixação;
5 - Cuba Eletrolítica;
6 - Reservatório do Eletrólito;
7 - Filtros;
8 - Bomba;
9 - Sistema de Avanço do Cabeçote;
10 - Cabeçote Porta-Ferramenta.

Figura 1: Esquema de um equipamento de usinagem eletroquímica.

No referido esquema, são apresentados apenas os principais componentes. O circuito eletrolítico é composto por uma bomba, construída com material resistente à corrosão, um reservatório, responsável pelo armazenamento deste eletrólito, e um filtro no qual são retirados os detritos gerados durante a usinagem. A cuba eletrolítica, que é o local onde ocorre a usinagem propriamente dita, é hermeticamente fechada para evitar que escapem vapores corrosivos para o meio ambiente. A ferramenta, que deve ser fabricada com material condutor, é acoplada ao cabeçote porta-ferramenta. A ferramenta e o cabeçote avançam em direção à peça pela ação de um servomecanismo que, na maioria das vezes, é responsável pela manutenção do *gap* constante.

Fonte de Corrente: A fonte de corrente utilizada no protótipo possui 2 voltagens de saída, 12V e 24V, e basicamente trata-se de um transformador associado a uma ponte de diodos que faz uma retificação parcial em meia onda da corrente. A potência máxima da fonte era de 4,8kW para um fator de trabalho de 100% visto que o máximo de corrente que se poderia usar sem sobrecarga era de 200 A para 24 V e 400 A para 12 V.

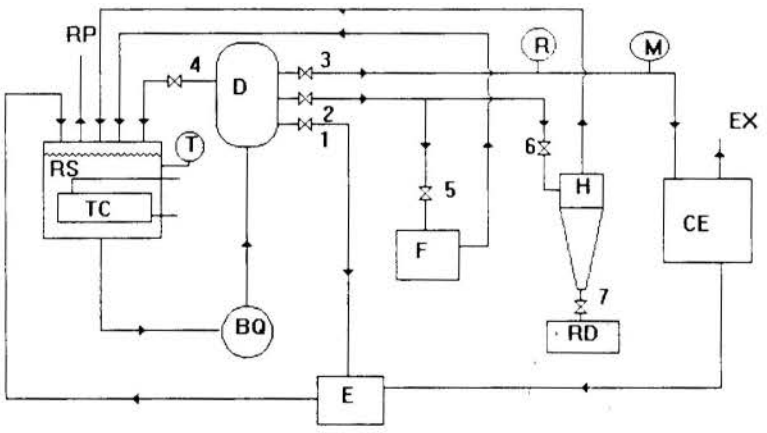
Cuba Eletrolítica: A cuba eletrolítica é o local onde ocorre a usinagem. O ambiente dentro da cuba é extremamente corrosivo, pois o eletrólito, geralmente, é uma solução de sal em água. Assim sendo, optou-se pela utilização de chapas de acrílico de 10 mm de espessura para a construção da cuba. Outra vantagem é que devido ao fato do acrílico ser transparente, é

possível a visualização da usinagem. A cuba eletrolítica apresenta um volume útil aproximado de 36 l. Na parte frontal, a cuba apresenta uma porta que permite um melhor acesso a peça a ser trabalhada, facilitando assim o posicionamento e a fixação da mesma. Esta porta desliza sobre guias feitas de acrílico. Um segmento de anel (*O ring*) garante a vedação da porta. As paredes laterais foram projetadas com uma sobrespessura, visando a instalação de acessórios tais como: fole de vedação e mangueiras externas de alimentação do eletrólito. Nervuras instaladas nas laterais propiciam maior rigidez à cuba. Outro aspecto importante no desenvolvimento da cuba eletrolítica foi o projeto de uma plataforma de fixação feita a partir de uma chapa de cobre eletrolítico de 10 mm de espessura, que além de servir de base para a fixação de peças, também é responsável pela transmissão de corrente elétrica para as mesmas.

A cuba foi montada sobre uma mesa de coordenadas de comando manual, tornando possível a usinagem em diferentes pontos da peça ou usinar várias peças em uma só montagem.

Sistema de Filtragem: A principal função do sistema de filtragem é a limpeza do eletrólito que sai da região de usinagem com a presença de partículas oriunda da erosão do material. Como o equipamento será usado apenas para pequenas aplicações em pesquisas e devido a disponibilidade de apenas uma bomba, a filtragem ou limpeza do eletrólito não é feita durante a usinagem. Fazendo uma análise granulométrica das partículas oriundas da usinagem optou-se pela utilização de um hidrociclone que, de acordo com Svarovsky (1984), é um separador estático baseado na separação centrífuga num vórtice gerado por um corpo cônico. Para completar, utilizou-se em seguida, um filtro que continha elementos filtrantes porosos enrolados em forma de cartucho cilíndrico, fabricados em polipropileno.

O circuito eletrolítico utilizado no protótipo está apresentado na Figura 2. A bomba utilizada foi uma bomba química, fabricada em polipropileno com potência igual a 5 CV. Este circuito pode ser dividido em duas etapas, uma quando se estiver usinando e a outra para a limpeza do eletrólito. O circuito apresenta também um rotâmetro que é constituído por um tubo cônico com um flutuador de aço inox. A faixa de leitura desde varia de 100l/h a 1000l/h. Um manômetro com capacidade para medir pressões até 6 kgf/cm^2 com resolução igual a 0,1kgf/cm^2 foi colocado na entrada da cuba eletrolítica. No reservatório (**RS**) está acoplado um termômetro que apresenta



BQ - bomba química CE - cuba eletrolítica D - distribuidor
E - ejetor EX - exaustor F - filtro
H - hidrociclone M - manômetro R - rotâmetro
RD - resíduos RP - respiro RS - reservatório
T - termômetro TC - trocador de calor 1,2,...,7 - registros

Figura 2: Esquema do Circuito Eletrolítico.

uma faixa de leitura de 0 a 150°C com resolução igual a 1°C. O eletrólito é succionado da cuba e volta para o reservatório através de um ejetor que funciona como um tubo venturi. A fim de não permitir a fuga de respingos e de vapores da cuba, foi construído um fole de borracha flexível. Este tem uma base de resina acrílica fixada através de grampos de aperto rápido. Uma braçadeira de aço inox fixa o fole no cabeçote porta-ferramenta.

Mecanismo de Avanço: O mecanismo de avanço tem por função controlar dois parâmetros fundamentais no processo de usinagem eletroquímica: o *gap* e a velocidade de avanço da ferramenta. O *gap* é a distância efetiva de trabalho da interface ferramenta-peça. Para se obter um bom desempenho na usinagem eletroquímica, este valor tem de ser praticamente constante durante a usinagem, e isso só será possível se a ferramenta avançar rumo à peça, pois, à medida que é arrancado material da peça o valor do *gap* aumenta. Esta velocidade depende da taxa de remoção de material e da área efetiva de trabalho da ferramenta. Fica claro, então, que a eficiência do processo de usinagem eletroquímica é fortemente influenciada pelo controle destes dois parâmetros e que a utilização de um mecanismo de avanço da ferramenta é imprescindível à funcionalidade do mesmo.

O mecanismo de avanço em questão é do tipo velocidade de avanço constante. O diagrama do mecanismo é o que se apresenta na Figura 3, gerando sempre uma velocidade de avanço constante. Todo o conjunto do mecanismo de avanço foi fixado em um suporte, especialmente projetado com 4 cantoneiras (50,8mm x 50,8mm x 4,8mm) soldadas em duas chapas de aço ABNT 1020 com 12,7 mm de espessura para proporcionar rigidez ao sistema. Na parte superior deste suporte foi fixado o motor de corrente contínua, sendo que a extremidade inferior serviu para fixar o suporte na mesa. O redutor foi fixado também neste suporte com borrachas e os acoplamentos do mesmo com os eixos do motor e do fuso são de borracha, também para evitar a transmissão de vibração para o sistema. Uma fonte de corrente contínua foi utilizada para alimentar o motor que possui uma rotação máxima de 3000 rpm. Esta fonte possui uma potência máxima de 300W, com tensão variando de 0-30V e corrente de 0-10A. A velocidade de avanço da ferramenta é regulada através do ajuste da tensão da fonte.

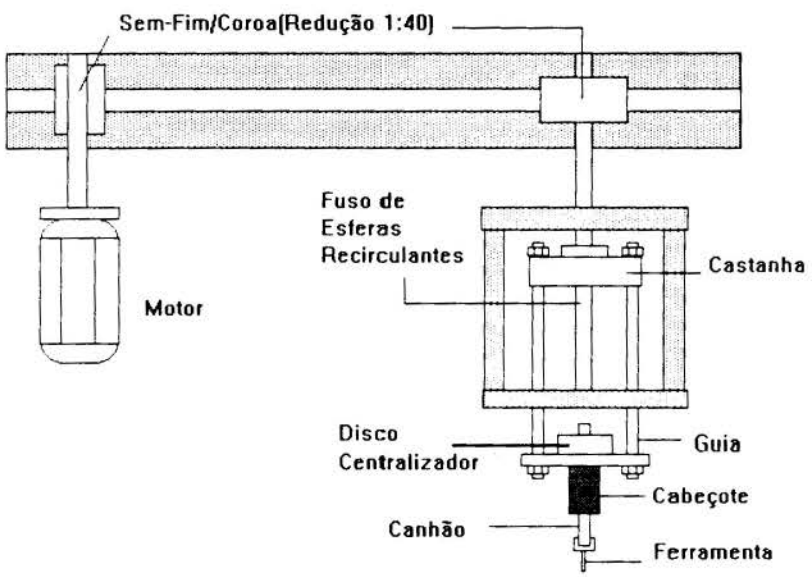


Figura 3: Vista geral do mecanismo de avanço do cabeçote porta-ferramenta com denominação das peças.

Um fuso de esferas recirculantes com 5 mm de passo e 25 mm de diâmetro foi acoplado a uma castanha (porca), responsável pela linearização do movimento rotacional do fuso. O

fuso foi montado sobre dois mancais de rolamentos cônicos, com a finalidade de evitar a influência de esforços radiais e axiais, devido ao movimento do motor. Com o objetivo de garantir precisão ao sistema, foram projetadas 4 guias cilindricas de aço ABNT 1040 igualmente espaçadas a 90°. A estrutura-suporte das guias cilindricas foi montada por aparafusamento para evitar deformações provocadas pelo processo de soldagem.

O conjunto disco centralizador e suporte do canhão desempenham duas funções importantes no sistema: garantir o posicionamento preciso do canhão e evitar a passagem de corrente elétrica para o resto do sistema. Ambos são revestidos internamente por uma camada de tecnil que quando montados envolvem a parte médio-superior do canhão não permitindo a fuga de corrente elétrica para os demais elementos do sistema.

O canhão é um dos elementos mais importantes do sistema de avanço, pois é através dele que se tem a passagem de corrente elétrica e fluxo de eletrólito em alguns casos. Constitui um cilindro de cobre eletrolítico (melhor condutibilidade e maior resistência a corrosão) de 30 mm de diâmetro com um furo vazado de 10mm de diâmetro. Este também possui um compartimento de acomodação da ferramenta segundo uma conicidade leve de 2°, facilitando o acoplamento e desacoplamento da mesma.

4. RESULTADOS

Nos ensaios de furação o corpo de prova utilizado foi uma barra de aço rápido (9,53 x 9,53 x 127 mm) classe 622 (AISI T6). Foram feitos 6 furos vazados, sendo que a cada furo a peça era pesada para o cálculo da taxa de remoção de material. Um dos furos foi feito com uma ferramenta sem recobrimento. Além da **taxa de remoção de material** foram medidos também o **sobre-corte lateral** e a **conicidade do furo**. Para finalizar, foi feito um corte em um dos furos para a análise da ordem de grandeza da rugosidade superficial. Para avaliação da conicidade foram tomadas 5 medidas dos diâmetro de entrada e de saída da barra. O sobre-corte lateral foi medido nas duas extremidades do furo, sendo que em cada extremidade foi feita a média das medidas de cinco pontos diferentes.

Os principais parâmetros utilizados nos ensaios de furação foram: Tensão = 12 V; Eletrólito de NaCl a 30 %; Pressão do eletrólito = 1,5 kgf/cm^2 ($\approx$ 0,15 MPa); Vazão do Eletrólito = 200 l/h; Velocidade de avanço do cabeçote $\approx$ 0,5 mm/min e valor do *gap* $\approx$ 0,3mm. Foram utilizadas também, ferramentas de cobre eletrolitico revestida com tinta epoxi a fim de minimizar a passagem de corrente pelas laterais destas. Após a pintura, a ferramenta apresentou 5,61 mm de diâmetro externo, sendo que a mesma era vazada com diâmetro interno igual a 2,5 mm, para possibilitar a passagem do jato eletrolítico pelo seu interior.

Tabela 1: Resultados dos Ensaios de Furação. (Furos: ϕ = 5,61mm; profundidade = 9,53 mm)

FURO	1	2	3	4	5	6
TEMPO (min)	22,67	22,50	21,90	20,22	23,00	22,50
CORRENTE (A)	13	12	15	22	12	12
DENSIDADE DE CORRENTE (A/mm^2)	0,88	0,81	1,02	1,50	0,81	0,81
MASSA ERODIDA (g)	3,20	3,01	3,99	5,45	3,36	3,10
TRM (mm^3/min)	17,94	17,04	23,25	34,54	18,60	17,52
$SL_{entrada}$ (mm)	0,66	0,71	1,21	1,95	0,54	0,58
Sl_{saida} (mm)	0,74	0,44	-	0,3	0,40	0,57
CONICIDADE (%)	0,81	0,98	-	17,30	1,46	0,10

Os principais resultados obtidos acham-se resumidos na Tabela 1, sendo que uma das barras de aço rápido utilizada nos ensaios é mostrada na Figura 4.

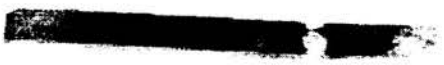


Figura 4: Barra de aço rápido usinada pelo processo de usinagem eletroquímica.

Observando-se na Tabela 1 os valores encontrados para a taxa de remoção de material, pode-se calcular uma média de 1,45 mm^3/min A. McGeough (1988) e Metals Handbook (1989) apresentam valores teóricos em torno de 1,50mm^3/min A para o Ferro com valência 3.

Se a taxa de remoção de material encontrada está próxima dos valores encontrados por pesquisadores, a corrente, e portanto a densidade de corrente usada foi bem abaixo da atualmente utilizada nas pesquisas e na indústria pois, como relata Benedict(1987), furos de 5 mm de diâmetro são normalmente furados com cerca de 100 A e não com cerca de 12 A como nos ensaios em questão. Isto se deu por causa da falta de potência da fonte utilizada. Com fontes mais potentes, tais furos poderiam ser feitos com 100A ou mais, reduzindo o tempo de furação para cerca de 2 a 3 minutos.

Como pode ser observado também nos resultados da Tabela 1, os valores do sobre-corte lateral e da conicidade para os furos 3 e 4 são bem distintos do restante. No caso do furo 3, ocorreu um pequeno curto circuito entre a ferramenta e a peça no final do ensaio, com isso não foi possível fazer a medição do sobre-corte lateral na saída e da conicidade. Isso comprova os efeitos prejudiciais causados por um curto circuito. No furo 4 foi utilizada uma ferramenta sem recobrimento, o que provocou a passagem de corrente pelas laterais da ferramenta, arrancando mais material das paredes do furo aumentando os desvios nos valores da conicidade e sobre-corte lateral.

Na análise do sobre-corte lateral tem-se valores variando de 0,40 a 0,74 mm. A literatura, por exemplo Metals Handbook (1989), apresenta valores em torno de 0,25 mm para o sobre-corte lateral para a operação de furação em furos com diâmetros menores que 10 mm, utilizando ferramenta revestida e eletrólito de $NaNO_3$ a 30%. O que explica tal diferença no sobre corte lateral, além do eletrólito, é o maior tempo de usinagem utilizado nos ensaios com o equipamento em questão em comparação com os da literatura. Com o tempo, a usinagem lateral, que é indesejável, se torna maior visto que, mesmo com a ferramenta recoberta, o eletrólito ionizado proporciona reações laterais com a peça por maior tempo.

Os valores encontrados na literatura para a conicidade é de aproximadamente 0,10 %. Este valor difere dos resultados obtidos na maioria dos furos. Como já foi mencionado anteriormente, o tempo de usinagem sendo longo ocorre maior arrancamento de material da lateral do furo no início da usinagem, ou seja, na entrada do furo, produzindo grandes desvios em termos de conicidade. Uma forma para contornar este problema seria bombear o jato eletrolítico por fora da ferramenta e succioná-lo pelo seu interior. Deste modo, o eletrólito passaria pela lateral do furo sem estar ionizado.

A fim de observar-se a ordem de grandeza da rugosidade foi feito um corte em um dos furos. O valor da rugosidade média encontrado foi 2,92 μm. Benedict (1987), McGeough (1988) e Metals Handbook (1989) apresentam valores para a rugosidade na faixa de 0,3 a 1,9μm, na superfície principal que está sendo usinada, e de até 5 μm para as superfícies laterais de furos, sendo que estes últimos valores dependem diretamente da pressão e da vazão do eletrólito.

5. CONCLUSÕES

Os resultados da furação eletroquímica mostraram que o equipamento pode ser usado sem grandes exigências de desempenho para furar peças condutoras de altíssima dureza (como é o caso do aço rápido). Este já é um bom resultado pois constantemente pesquisadores deparam-se com a necessidade de usinar materiais de difícil usinagem. A alternativa do processo de usinagem por eletroerosão nem sempre satisfaz, nesses casos, por causa das alterações microestruturais que provoca na superfície usinada com a chamada "zona afetada pelo calor".

Os resultados obtidos nos ensaios mostraram que os furos de 5 mm de diâmetro tiveram 0,60 mm de sobre-corte lateral e 0,4% de conicidade enquanto que a literatura registra respectivamente, 0,25 e 0,1% para casos similares. Estas diferenças podem ser atribuídas ao uso de uma fonte de corrente que proporcionou baixas correntes, diminuindo assim a eficiência do equipamento. Outro fator responsável pelas discrepâncias verificadas em relação aos resultados otimizados pela indústria foi a utilização de uma solução de NaCl como eletrólito, que não é o mais adequado em várias situações, em especial na execução de pequenos furos.

A principal conclusão do trabalho é que o equipamento construído mostrou-se útil como ponto de partida para a pesquisa em usinagem eletroquímica, uma vez que apresenta uma cuba eletrolítica funcional e um sistema de avanço constante de bom desempenho. Serviu de aprendizado sobre o processo e, se otimizado, poderá se tornar muito útil à pesquisa de ponta sobre o processo. Uma melhoria imediata será a incorporação de uma fonte trifásica, tiristorizada. Esta fonte apresenta as seguintes características: Potência = 50 kW; Tensão de 5 a 25 V e Corrente Máxima = 2 000 A.

Algumas sugestões para trabalhos no equipamento acham-se agrupadas em duas linhas básicas: otimização do mesmo e pesquisa de parâmetros de usinagem. Na otimização sugere-se incorporar ao equipamento atual a fonte acima citada, um servocontrole para o mecanismo de avanço para a manutenção do *gap* constante e a incorporação de uma mesa de coordenadas com comando CNC.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BENEDICT, G.F. (1987); *Nontraditional Manufacturing Processes*, New York, Marcel Dekker.

FIELD, M. & KAHLES, J.F. (1982); *Review of Surface Integrity of Machined Components*, Metcut Research Assoc., Cincinatti, OH.

MALAQUIAS, E.; *Contribuição para o Desenvolvimento de um Protótipo de um Equipamento de Usinagem Eletroquímica*, Dissertação de Mestrado, UFU, 1996, 79 pp.

MCGEOUGH, J.A. (1988); *Advanced Methods of Machining*, Chapman and Hall, London.

METAL'S HANDBOOK (1989); *Nontraditional Machining*, Nona Edição, Volume 16.

RUMYANTSEV, E. & DAVYDOV, A. (1989); *Electrochemical Machining of Metals*, Mir Publishers, Moscow.

SVAROVSKY, L. (1984); *Hydrocyclones*, Technomic Publishing Co.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB674

MONITORAMENTO DO ACABAMENTO SUPERFICIAL NO FRESAMENTO VIA VIBRAÇÕES/*PREDICTION OF SURFACE INTEGRITY OF MILLING BY MONITORING VIBRATIONS*

MARCOS MORAIS DE SOUSA, MARCUS ANTONIO VIANA DUARTE & ALISSON ROCHA MACHADO.
Depto. de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Uberlândia - Minas Gerais - Brasil.

Abstract

With the development of new automated machine tools the need to monitor either tool wear or surface integrity became more critical. The present work uses a CNC milling machine with 15 Kw of power to validate proposal of monitoring system. A uses the vibration as an alternative to control tool wear and surface roughness parameters. The results showed a good correlation between the vibration signals and the parameters considered.

Keywords
Monitoring, vibration, tool wear, surface roughness, face milling.

1. INTRODUÇÃO

Geralmente, nos processos de usinagem convencionais, o momento de troca da ferramenta é determinada por medições do desgaste de flanco máximo da ferramenta (VB_{MAX}) conforme a Norma ISO 3685, (1977) ou por medição do acabamento superficial médio e máximo (R_a e R_{MAX}, respectivamente) da peça. Com o surgimento das máquinas CNC o monitoramento indireto "on line" dos processos de usinagem tornou-se uma realidade para determinar a hora da troca das ferramentas de corte bem como controlar a textura superficial da peça usinada (Diyan e outros 1995).

Dentre as técnicas que normalmente se utiliza para monitoramento destas máquinas automatizadas, a que utiliza as vibrações mecânicas se destaca devido ao baixo custo da instrumentação, à robustez, às ferramentas de processamento e análise de sinais serem bem conhecidas e, principalmente, ao fato de que a instrumentação não é intrusiva no processo. Bons resultados tem sido apresentados para os processos de cortes contínuos como torneamento (Bonifácio e Diniz 1994) e furação (Braun e Lenz 1986), mas no caso especifico das maquinas fresadoras CNC a aplicação desta técnica requer um conhecimento prévio do

seu comportamento dinâmico (Sousa Duarte e Machado 1997) para determinar os melhores locais para a instalação dos sensores, pois estas apresentam um comportamento dinâmico bastante diferente das demais máquinas de usinagem, devido a variação da geometria fisica ou seja, o deslocamento da mesa de trabalho e do eixo porta fresa durante o processo de usinagem altera as suas propriedades dinâmicas, tais como as freqüências naturais e o fator de amortecimento modal do sistema, conforme pode ser visto na figura 1, que mostra as Funções Respostas em Freqüência FRF (dB, ref. 1) pontuais na banda de 500 a 4000 Hz da fresadora sob estudo para três condições geométricas diferentes, denominadas: A (·····), posição de referência; B (▬▬), deslocamento da mesa de trabalho de 500 mm na direção longitudinal; e C (——), deslocamento do porta fresa de 50 mm. Esta variações nas FRF implicam que um dado nível de força de excitação dinâmica $F(\Omega)$ (devido ao desgaste das pastilhas, por exemplo) nas pastilhas pode resultar em níveis de vibrações $X(\Omega)$ diferentes para um dado ponto de monitoramento, visto que a relação entre a excitação e a resposta é dada pela Equação 1, onde Ω são as freqüências existentes na força de excitação.

$$X(\Omega) = FRF(\Omega) \cdot F(\Omega) \qquad (1)$$

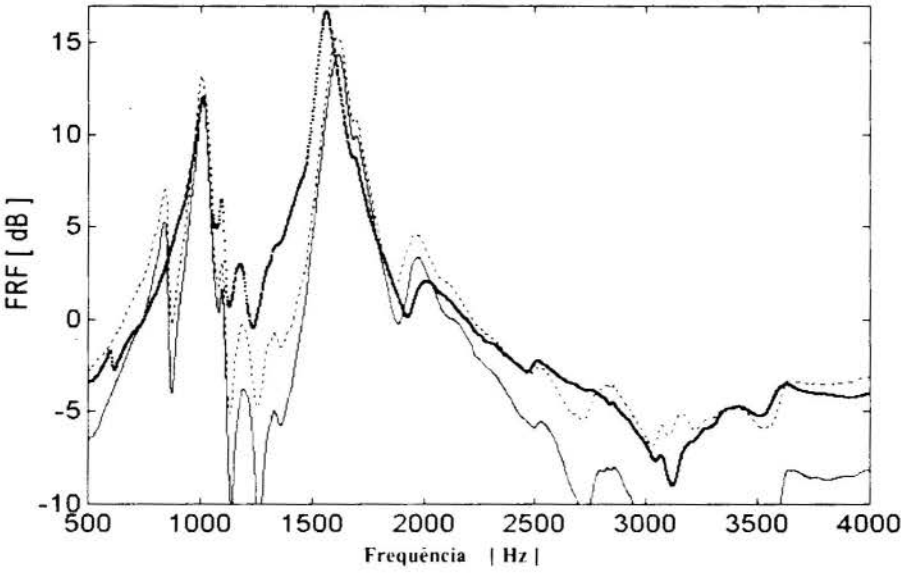


Figura 1 - FRF pontual do porta fresa para as condições A (·····), B (▬▬) e C (——).

Com base nos estudos das FRFs estimadas para os 29 pontos mostrados na Figura 2, foi observado (Sousa, Duarte e Machado 1997), que as respostas em freqüência dos pontos localizados nas superfícies não estruturais (ponto 14 e 22), mostraram-se poucos sensíveis as variações geométricas do sistema caracterizando assim os pontos mais adequados para a colocação dos sensores para o monitoramento do processo de fresamento.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A figura 3 apresenta o diagrama do procedimento experimental utilizado para a aquisição dos dados de aceleração dos pontos (01 e 22) apresentados na figura 2. O ponto 01(mancal) mesmo sendo sensível às variações geométricas foi utilizado para o

monitoramento devido ao fato de ser um local que normalmente se coloca sensores para manutenção preditiva (Stewart 1977) e (Braun e Lenz 1986). Para cada um dos 254 ensaios de fresamento foram adquiridos 30 blocos (4096 pontos cada) de dados de aceleração com uma freqüência de amostragem de 4096 Hz para cada ponto de medição.

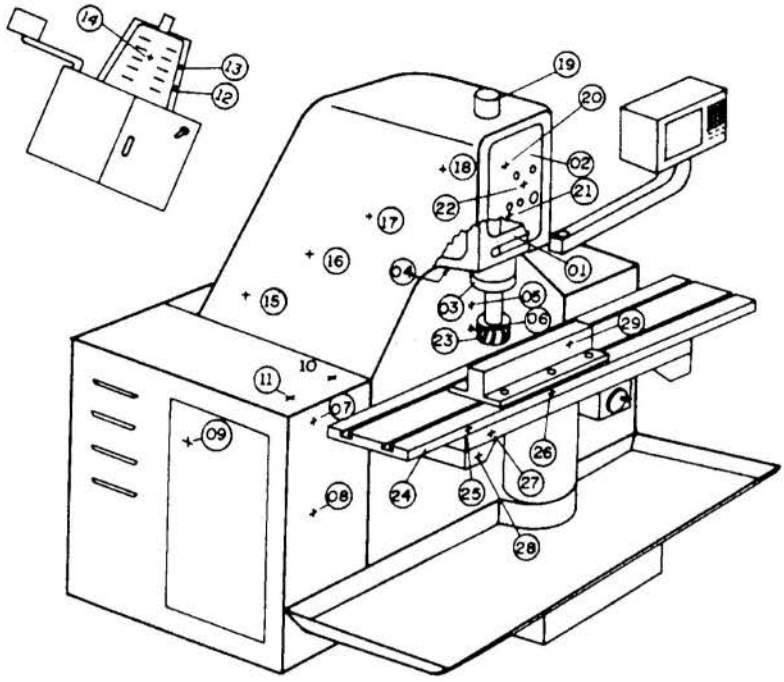


Figura 2 - Pontos utilizados para a análise de sensibilidade.

Para a realização dos ensaios foram usinadas barras de aço ABNT 1045 com uma fresa de diâmetro de 125 mm com 8 dentes e ferramentas de corte SEKR 12 04 AZ-WM GC-A P25 da Sandvik operando com 612 rpm (Vc= 240 m/s) e Vf=587 mm/min. Após um certo número de ensaios eram medidos os desgastes de flanco máximo VB_{MAX} das oito ferramentas, utilizando um microscópio ferramenteiro adaptado para esta finalidade e os valores R_a e R_{MAX} de rugosidade da superfície usinada, utilizando um rugosímetro portátil.

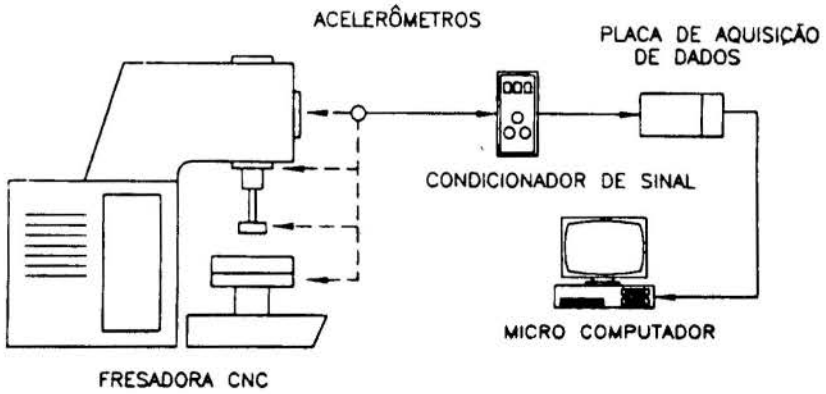


Figura 3 - Digrama da instrumentação utilizada no monitoramento de vibrações.

3. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Para verificar uma possível correlação do nível RMS da vibração com os parâmetros R_a e R_{MAX} da rugosidade, procurou-se ajustar os valores de rugosidade, em funções dos níveis RMS de vibrações V_{RMS}, através de um polinômio de terceira ordem, conforme mostrado na Equação 2 , onde R_s pode ser R_a ou R_{MAX}.

$$R_s = a_0 + V_{RMS}a_1 + V_{RMS}^2 a_2 + V_{RMS}^3 a_3 \qquad (2)$$

Os coeficientes do polinômio foram ajustados via Mínimos Quadrados Comum.

Para efeitos de análise foi definido um erro percentual (Equação 3) que é função dos valores de rugosidade medidas R_m e calculadas R_s utilizando o polinômio de terceiro grau.

$$E = 100 \times \frac{(R_s - R_m)^t \times (R_s - R_m)}{(R_m^t \times R_m)} \qquad (3)$$

As tabelas de 1 a 5 mostram os erros percentuais E1, E2, E3 e E4 do ajuste polinomial de terceira ordem via Mínimos Quadrados Comum para os dados de 6 ensaios correspondentes a rugosidade calculada pela Equação (2) em função dos sinais de vibração da aquisição de cinco bloco de medição nos pontos (01) e (20). Para calcular E1 utilizou-se $R_s = R_a$ em função do nível RMS das acelerações. Para calcular E2 utilizou-se $R_s = R_{MAX}$ em função do nível RMS das acelerações. No cálculo de E3 utilizou-se $R_s = R_{MAX}$ como função do valor Pico das acelerações. Finalmente, Para calcular E4 utilizou-se $R_s = R_{MAX}$ e o valor Pico das acelerações.

A análise foi realizada nas bandas de freqüência: passa baixa a 2000 Hz (Tabela 1) , passa baixa a 250 Hz (Tabela 2), passa baixa a 1000 Hz (Tabela 3), passa alta a 250 Hz (Tabela 4) e passa alta acima de 1000 Hz (Tabela 5). Estas bandas foram utilizadas com o objetivo de determinar em qual região do espectro existe uma melhor correlação entre os valores de rugosidade e níveis de vibrações.

Tabela 1 - Erros percentuais E1, E2, E3 e E4 do ajuste polinomial na banda de 0 a 2000 Hz

ENSAIO	ERROS [%]							
	PONTO 01 (MANCAL)				PONTO 22 (TAMPA)			
	E1	E2	E3	E4	E1	E2	E3	E4
01	4,29	7,76	3,93	9,22	3,50	5,25	3,53	8,85
02	3,62	3,35	3,71	3,16	3,74	3,08	4,49	3,76
03	2,73	2,74	10,77	8,76	2,04	1,76	6,84	5,55
04	8,65	7,20	8,58	7,35	6,12	4,95	5,71	4,93
05	6,39	4,83	7,27	5,15	6,86	4,74	5,82	4,07
06	2,15	2,77	2,45	4,57	3,04	6,07	3,53	5,33

Tabela 2 - Erros percentuais E1, E2, E3 e E4 do ajuste polinomial na banda de 0 a 250 Hz

ENSAIO	ERROS [%]							
	PONTO 01 (MANCAL)				PONTO 22 (TAMPA)			
	E1	E2	E3	E4	E1	E2	E3	E4
01	3,80	8,55	4,44	8,71	3,76	5,64	3,00	6,41
02	4,94	3,62	4,92	3,84	4,31	3,21	4,49	3,74
03	6,59	4,99	8,52	6,71	4,86	4,32	6,94	5,96
04	7,22	4,67	9,04	8,42	7,75	4,59	6,70	4,84
05	2,14	2,17	6,89	4,48	6,44	5,32	8,17	6,00
06	1,68	1,84	2,43	6,21	1,92	6,07	1,03	2,36

Tabela 3 - Erros percentuais E1, E2, E3 e E4 do ajuste polinomial na banda de 0 a 1000 Hz

ENSAIO	ERROS [%]							
	PONTO 01 (MANCAL)				PONTO 22 (TAMPA)			
	E1	E2	E3	E4	E1	E2	E3	E4
01	4,29	7,84	3,55	5,87	3,62	5,78	4,50	9,48
02	3,70	3,01	3,40	2,98	3,38	3,11	4,58	3,32
03	2,80	2,77	9,78	7,61	2,71	2,05	7,82	7,05
04	8,78	7,31	9,59	8,43	5,33	4,13	6,62	5,87
05	6,49	4,88	7,27	4,56	6,05	3,61	6,86	5,08
06	2,17	2,89	2,51	3,86	2,90	5,18	3,19	6,80

Tabela 4 - Erros percentuais E1, E2, E3 e E4 do ajuste polinomial entre 250 e 2000 Hz

ENSAIO	ERROS [%]							
	PONTO 01 (MANCAL)				PONTO 22 (TAMPA)			
	E1	E2	E3	E4	E1	E2	E3	E4
01	4,27	7,63	2,75	6,44	3,47	5,23	2,75	4,70
02	3,75	3,00	4,09	3,30	3,60	3,33	4,48	3,60
03	2,77	2,73	7,00	4,20	2,01	1,74	5,05	4,09
04	8,67	7,22	10,36	9,17	6,32	5,25	6,12	4,56
05	6,36	4,81	7,48	4,82	6,94	4,59	8,83	6,75
06	2,15	2,80	2,57	3,11	2,94	5,62	3,02	5,05

Tabela 5 - Erros percentuais E1, E2, E3 e E4 do ajuste polinomial entre 1000 e 2000 Hz

ENSAIO	ERROS [%]							
	PONTO 01 (MANCAL)				PONTO 22 (TAMPA)			
	E1	E2	E3	E4	E1	E2	E3	E4
+01	3,37	8,86	3,81	7,09	2,98	7,56	3,44	5,02
02	2,47	2,09	5,04	3,69	3,39	3,31	3,12	3,22
03	5,53	5,16	10,95	9,31	1,25	2,44	5,44	3,97
04	7,77	6,36	7,57	6,58	7,59	6,15	6,95	5,38
05	6,30	3,89	5,44	3,29	4,81	3,98	6,30	4,24
06	1,86	3,11	2,89	4,41	2,59	3,62	2,70	3,10

Da análise das tabelas pode ser observado que existe uma boa correlação entre os valores de Rugosidade e os valores de vibrações para os dois pontos sob análise e em toda a

região do espectro em freqüência, sendo que os melhores resultados foram observado para o ponto localizado sob a tampa do mancal, que é uns dos pontos cujas Funções Resposta em Freqüência apresentam a menor sensibilidade às variações geométricas na configuração da máquina.

A título de exemplo, a figura 4 mostra as curvas de R_a medida (——) e simulada (- - - - -) em função do nível RMS de aceleração do mancal (ponto 01) para o pior ajuste (ensaio 4 com E1= 7,77 %) onde ainda se observa a boa correlação existente entre os valores de vibração e a rugosidade média. Já a Figura 5, mostra as curvas de R_{MAX} medida (——) e simulada (- - - - -) em função do nível RMS da aceleração da tampa (ponto 22) para o melhor ajuste (ensaio 6 para E3= 1,03 %).

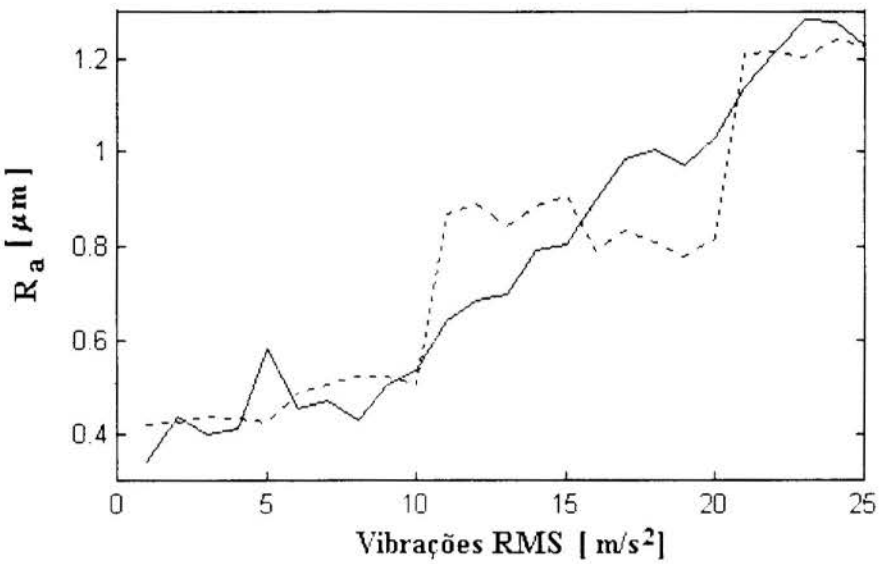


Figura 4 - Curva de rugosidade média vs. níveis RMS de vibrações para E1=7,77 %.

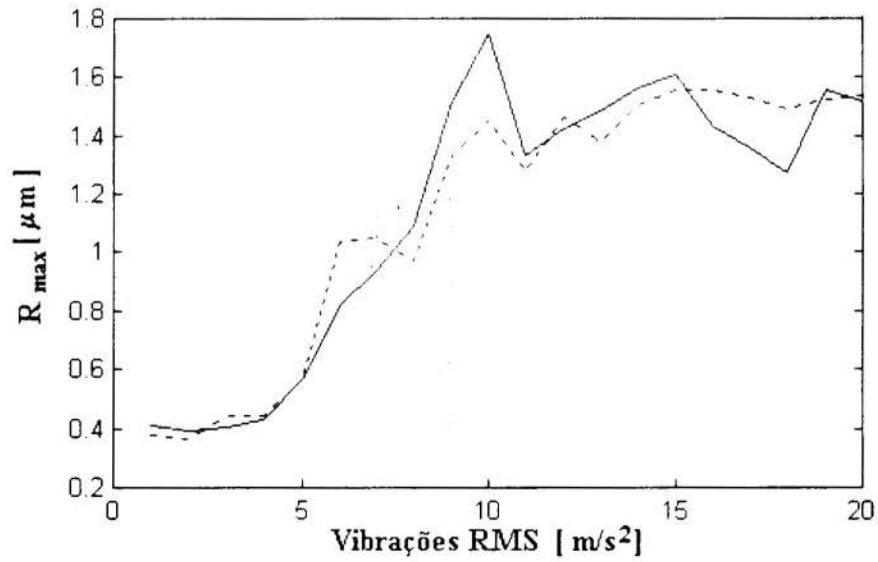


Figura 5 - Curva de rugosidade máxima vs. níveis RMS de vibrações para E3=1,03 %.

4. CONCLUSÕES

Apesar do processo de fresamento ser um processo de usinagem com um grau de complexidade elevado do ponto de vista da análise de vibrações, o monitoramento do acabamento da peça usinada pode ser avaliado via monitoramento de vibrações. Para que isto seja possível é necessário que se faça uma análise de sensibilidade da estrutura para determinar os melhores pontos para o monitoramento, ou seja: aqueles pontos cujas FRFs (relativa a excitação na fresa) são menos sensíveis às variações geométricas do sistema.

5. REFERENCIAS

DIYAN, EL WARDANDY, T.I AND ELBESTAWI, M.A. A Multi-sensor Strategy for Tools Failure Detection in Milling, *Int. Mach. Tools Manufact*, vol. 35 num. 3, pp 383-398, 1995.

BONIFÁCIO M.E.R. AND DINIZ E.A. Monitoring the Tool Life in Finish Turning Using Vibration Signals, *RBCM - J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences* Vol XVI num.1, pags.58-71, 1994.

BRAUN, S. AND LENZ, E. Machine-Tool Wear Monitoring, *Livro Mechanical Signature Analises* cap 11 pags 321-342, Academic Press Ed. S.Braun. 1986.

SOUSA M. M. , DUARTE M. .A. AND MACHADO A.R. Vibration Sensitivy Analysis of a Milling Machine for Tool Wear Monitoring Purpose, *Diname* pp.208-210, Angra dos Reis RJ,1997.

STEWART R. M. Some Useful Data Analysis Techniques for Gearbox Diagnostics Proc. of. Meeting on Applications of Time Series Analysis, *ISVR*, Southampton, september 1977.

BENDAT S. AND PIERSOL G.A. Random Data Analysis and Measurement Procedures *Wiley Interscience Publication Jonh Wiley & Sons* 2 ed. 1986.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB588

A INFLUÊNCIA DAS AFIAÇÕES CÔNICA E CÔNICA RADIAL (RACON) EM BROCAS HELICOIDAIS DE AÇO RÁPIDO / *THE INFLUENCE OF THE CONVENTIONAL AND RADIUSED CONVENTIONAL POINT (RACON) IN HSS TWIST DRILLS*

OLÍVIO NOVASKI & MAURÍCIO CORRÊA
Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP
CEP 13083 - 970 - Campinas - Brasil - Email : novaski@fem.unicamp.br; mcorrea@fem.unicamp.br

Abstract

One determinant fact to increase high speed steel twist drill lifetime and improve cutting conditions in steel drilling is the elaboration and development of new geometries to the drill points used in this kind of tool. This article investigates life increment and decrease of forces obtained with the utilization of Racon drill point (radiused conventional) when cutting SAE 4340 and SAE 1045 steels, comparatively to the utilization of the conventional drill point.

Keywords

machining, drilling, drill point, twist drill, racon
usinagem, furação, afiação, broca helicoidal, racon

1.INTRODUÇÃO

O contato cotidiano com os processos de fabricação mecânica mostra que, ainda hoje a usinagem responde por grande parte dos mesmos e, dentre as várias formas possíveis de usinar-se uma peça pode-se afirmar que, os processos de furação são responsáveis por aproximadamente 40% de todos os processos de usinagem existentes (Nedeβ C., 1986), sendo as brocas helicoidais de aço rápido, dentre as ferramentas disponíveis às operações de furação, as mais comumente utilizadas para esta finalidade, chegando à ordem de 95% de todas as brocas manufaturadas anualmente (Donarski, R.R., 1995).

Em brocas helicoidais de aço rápido, a variação das características geométricas de sua ponta, afeta significativamente a performance das mesmas, no que se refere à vida, esforços e desgastes decorrentes da usinagem (Lorenz, G., 1979). Logo, as afiações empregadas poderão ser capazes de, ao alterar a geometria, influenciar significativamente na vida da ferramenta, na magnitude dos esforços de corte e no acabamento do furo (Armarego, E.J.A. *et alli*, 1990), (Satoshi, E. *et all*, 1988), (Kaldor, S. *et all*, 1980).

Hoje, virtualmente 99% da geometria de afiação empregada é a cônica. Existem boas razões para este fato, tal qual a grande adequação da mesma em muitas aplicações de furação

(Thornley, R.H., 1987) e a relativa simplicidade de obtenção da sua geometria, cuja confecção já se dá por quase um século.

Todavia, a necessidade da introdução de melhorias no processo de furação, levou ao aprimoramento de novas formas de geometria de afiação, considerando-se que, não existe afiação apropriada para a obtenção constante do melhor resultado em todas as aplicações.

A afiação tipo Racon ("radiused conventional point" ou cônica radial) surgiu destas necessidades, como uma variante da afiação cônica, podendo-se até afirmar ser a mesma uma evolução da geometria cônica.

1.1 GEOMETRIA RACON

A afiação Racon é atualmente muito empregada em indústrias automobilísticas, onde a vida da ferramenta é uma condição importantíssima devido à quantidade de trabalho requerida e o exíguo tempo disponível para a troca de ferramentas. Ressalta-se que, nestas indústrias, as brocas com afiação Racon são normalmente utilizadas em centros de usinagem, devido à rapidez dos mesmos em executar operações anteriores e posteriores à furação principal.

Como vantagens da afiação Racon sobre a convencional (Donarski, R.R, 1984), têm-se :

- a facilidade de obtenção da sua geometria, a partir da afiação cônica, apenas dressando corretamente o rebolo gerador do cone de afiação;
- a melhor dissipação de calor durante o processo de furação, devido à distribuição de temperaturas em suas arestas de corte;
- a baixa pressão de corte por área nas arestas de corte;
- a eliminação de "rebarbas" nos furos.

Observa-se na figura 1 a representação da afiação tipo Racon comparativamente à afiação cônica.

O modelamento geométrico da mesma se mostra bastante complexo, porque os ângulos de referência da ferramenta passam a variar em função da inclinação dos segmentos das arestas da mesma, diferenciando-se uma das outras pelo arranjo, orientação e tamanho de seus segmentos que, ao formar os ângulos, que definem a sua geometria, descrevem uma função hiperbólica, elipsoidal ou parabólica ou mesmo parte das três em cada segmento ou ainda as três conjuntamente. Modelamentos para se criar uma referência padrão para estes casos foram tentados anteriormente (Bhattacharyya, A. *et alli*, 1973) , porém só recentemente um equacionamento satisfatório foi obtido (Stephenson, D.A. *et alli*, 1992), como observa-se nas equações 1, 2 e 3, utilizando-se o ângulo de saída lateral e o ângulo do núcleo (não definido pela ABNT) através de coordenadas polares, onde tem-se :

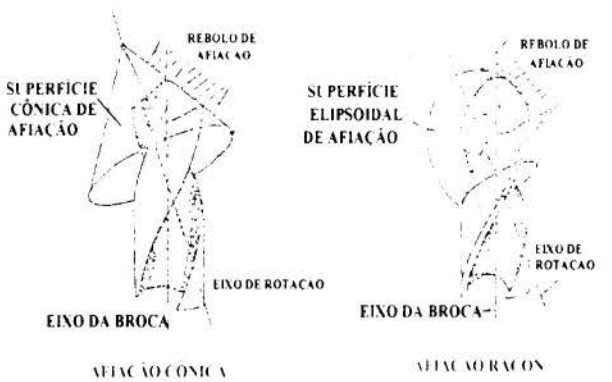


Figura 1 - Afiações Cônica e Racon

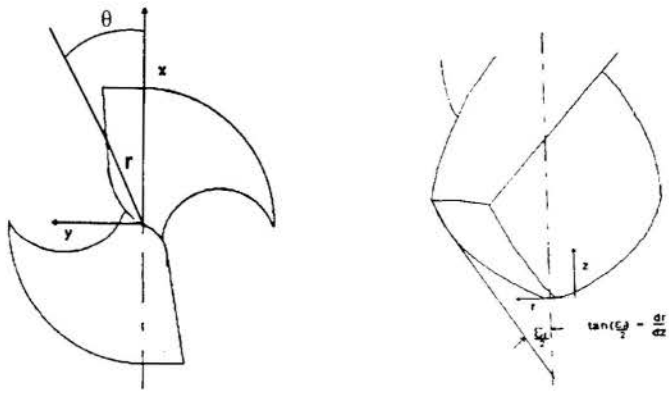


Figura 2 - Equacionamento de Stephenson

$$\alpha_f = \tan^{-1} [\tan (\gamma_f(r)).\cos(\theta(r))/ \operatorname{sen}(\varepsilon_r/2) - \tan(\gamma_n).\cos(\varepsilon_r/2).\operatorname{sen}(\theta(r))] \quad (1)$$

$$\theta (r) = \operatorname{sen}^{-1} (w/2r) \quad (2)$$

$$\varepsilon_r/2 (r) = \tan^{-1}[dr/dz] \quad (3)$$

onde :

α_f = ângulo de folga lateral da broca;

γ_f = ângulo de saída lateral da broca;

θ = ângulo do núcleo;

$\varepsilon_r/2$ = metade do ângulo de ponta da broca;

γ_n = ângulo de saída normal da broca;

w/2 = metade da espessura do núcleo da broca;

r = distância radial do eixo da broca;

z = distância axial em relação ao eixo da broca.

Objetivando-se comprovar as possíveis vantagens da geometria Racon frente à cônica, alguns ensaios foram conduzidos.

2. ENSAIOS REALIZADOS :

Selecionou-se dois materiais distintos, de diferentes usinabilidades, para confecção dos corpos de provas adotados, o aço ABNT 1045 e o aço ABNT 4340 e, as ferramentas escolhidas foram brocas helicoidais de aço rápido, cujas características construtivas adequam-se à DIN 6480 (1984), com as geometrias de afiações Cônica e Racon, com 9,5 mm de diâmetro. Utilizou-se fluido de corte. Os avanços utilizados foram : 0,14mm/volta em SAE 4340 e 0,30 mm/volta em SAE 1045.

A figura 3 representa o sistema montado para a realização dos ensaios.
onde :

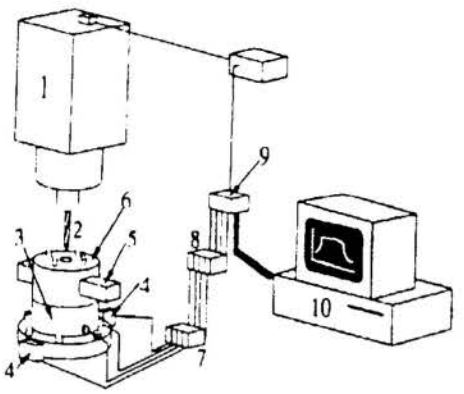


Figura 3 - Montagem dos ensaios

1 - centro de usinagem;

2 - broca utilizada no ensaio;

3 - dinamômetro para medição dos esforços;

4 - elementos piezelétricos de tensão (internos ao dinamômetro);

5 - corpo de prova;

6 - fixação do corpo de prova;

7 - amplificadores de carga;

8 - filtros de sinais;

9 - placa de aquisição de dados;

10 - microcomputador para aquisição e acondicionamento dos dados.

O critério de fim de vida adotado foi um desgaste de flanco V_B de 0,200mm

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

As figuras 4 e 5 mostram os resultados obtidos relativos às vidas das ferramentas, para ambos os materiais ensaiados.

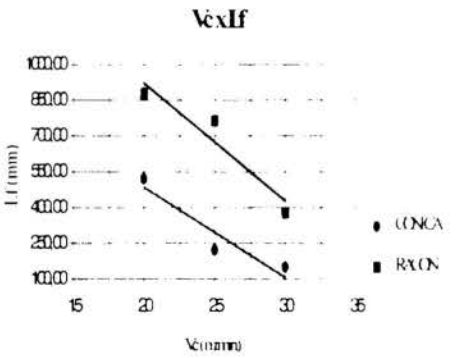


Figura 4 - Percurso usinado em aço ABNT 4340

Analisando-se a figura 4 nota-se que a vida da broca foi nitidamente superior com a afiação Racon comparativamente à geometria de afiação cônica, para o aço ABNT 4340.

A melhor performance da broca, com a geometria Racon, pode estar associada ao fato da mesma ter arestas principais de corte maiores, nas quais, a dissipação de calor e a carga por área são melhores do que a broca com a geometria Cônica, com arestas principais de corte menores que à Racon

Em relação ao comportamento das ferramentas, na usinagem do aço ABNT 1045 observa-se, na figura 5 , que as brocas mudaram seu comportamento ao aumento da velocidade de corte. A vida da afiação Racon mostrou-se superior até aproximadamente v_c = 40,00 m/min, onde uma tendência de queda iniciou-se, acentuando-se com o aumento da velocidade.

Uma possível hipótese para explicar este fato é o aumento exponencial da temperatura na superfície de saída da ferramenta e arestas de corte (Trent, E.M., 1991), características

inerentes aos aços ABNT 1045, somado ao fato que, a somatória dos gradientes de temperatura, ao longo do comprimento da aresta de corte, na afiação Racon, é maior do que a somatória do gradiente de temperatura da afiação Cônica, uma vez que, na afiação Racon, as arestas de corte curvilíneas possuem uma área de contato maior com o furo usinado e o cavaco (Agapiou, J.S., 1993), ocasionando desta maneira um desgaste maior. O avanço, utilizado neste caso, foi superior ao do ensaio anterior.

Há de se notar também que, quanto maior o avanço, maiores quantidades de material estão sendo removidas na unidade de tempo, e, portanto, consumindo maior quantidade de energia, gerando maior quantidade de calor e consumindo maior potência, isto é, quanto maior o avanço, maior a temperatura média da interface cavaco-ferramenta. E, embora o aumento da área de contato cavaco-ferramenta também possa implicar em maior facilidade de dissipar o calor (caso da Racon), o aumento do calor gerado pode se sobressair sobre o aumento da dissipação de calor (Machado, A.R. *et all*, 1996)

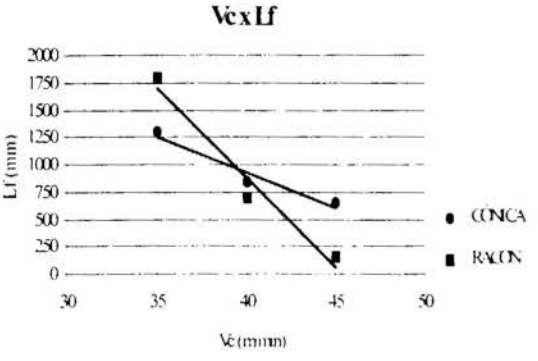


Figura 5 - Percurso usinado em aço ABNT 1045

A distribuição de forças nas arestas de corte e transversal, o mecanismo de formação dos cavacos, o mecanismo de remoção dos cavacos, o mecanismo de formação do desgaste e a distribuição da pressão do fluido de corte dentro do furo podem influir significativamente na variação dos esforços de usinagem e consequentemente afetar o desempenho da broca, alterando a vida da ferramenta e o resultado do furo usinado.

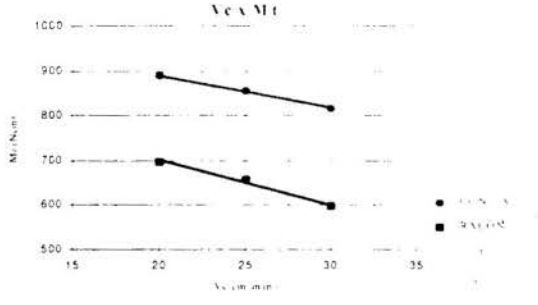


Figura 6 - Momento torçor em aço ABNT 4340

Neste caso, o comportamento dos esforços de corte para os ensaios com os dois materiais (aço ABNT 1045 e ABNT 4340) pode ser observado nas figuras 6 e 7, onde estão registrados os resultados obtidos para o momento torçor para as duas afiações, dentro das condições previstas nos ensaios.

A broca helicoidal com afiação Racon tem como característica geométrica de construção, arestas principais de corte curvilíneas sendo, portanto maiores em comprimento efetivo que as arestas principais de corte das brocas helicoidais com afiação cônica. Essa característica apresenta como conseqüência o aumento da área de contato das arestas de corte da broca com a peça usinada. O aumento da área de contato da aresta de corte com o material a ser usinado torna mais eficiente o processo (Shaw, M.C. *et all*, 1957) reduzindo os esforços de corte, quando as arestas são curvilíneas (caso da Racon).

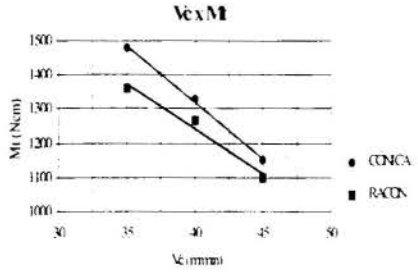


Figura 7 - Momento torçor aço ABNT 1045

A redução dos esforços de usinagem, em brocas com arestas curvilíneas, pode ser explicada, em parte, pelo fato das mesmas apresentarem, na maioria dos casos, um ângulo efetivo de saída variável ao longo da aresta, com tendência ao aumento de seu valor, influindo diretamente na energia de corte específica (Shaw, M.C. *et all*, 1957) interagindo, portanto diretamente no momento torçor e força de avanço durante a furação. Mais recentemente, Kuang-Hua (Kuang-Hua, F. *et alli*, 1995) em seus estudos aborda esse fato, e sugere que, a variação do ângulo de saida ao longo das arestas da broca com afiação de arestas curvilíneas provoca uma melhor distribuição dos esforços e da dissipação de calor, chegando a resultados que apontam a redução do momento torçor em 8,5% na furação normal e 11,0% ao utilizar-se guias.

Nos ensaios realizados, a redução de momento torçor para brocas com afiação Racon foi de aproximadamente 23% em relação à brocas com afiação cônica no aço SAE 4340 e 6% no aço SAE 1045.

Monitorou-se também durante os ensaios a força de avanço, para as afiações nos dois materiais usinados (SAE 4340 e SAE 1045). Os resultados obtidos são apresentados a seguir nas figuras 8 e 9.

A força de avanço é principalmente afetada pela ação da aresta transversal da broca helicoidal (Rincon, D.M. *et all*, 1994) e os fenômenos que ali ocorrem durante o processo de furação. Além deste fato, é na aresta transversal que ocorre um mini processo de conformação do material (Shaw, M.C. *et all*, 1957) , influenciando significativamente a formação do cavaco a e distribuição de temperatura na ponta da broca (Astakhov, V.P. *et alli*, 1995) Nas brocas com afiação Racon a presença reduzida da aresta transversal ocasiona a redução da força de avanço, visto que, a mesma possui uma grande parcela (57% segundo Rincon) devido à aresta transversal.

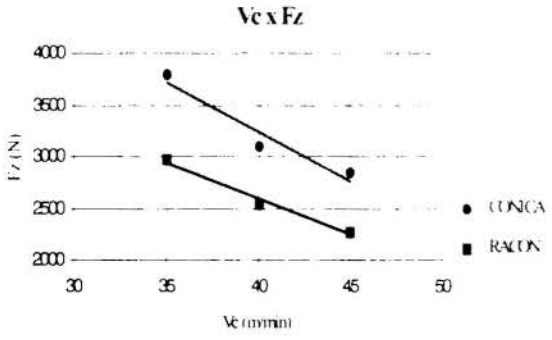


Figura 8 - Força de avanço em aço ABNT 1045

Em seus estudos Kuang-Hua observou reduções de 7,0 % e 19,4 % para a força de avanço em brocas com arestas curvilíneas, em furação comum e com guia, respectivamente.

Os resultados dos ensaios realizados apresentam reduções na força de avanço para afiação Racon de 20% no aço SAE 1045 e de 14% no aço SAE 4340.

O aumento do ângulo lateral de saída e a redução do ângulo de ponta também diminuem a força de avanço, porém, no caso deste estudo, este fator não pode ser observado, pois não existiu alteração das características construtivas da broca.

Um outro fator também não observado foi a influência do diâmetro do núcleo que, ao variar, afeta a rigidez da broca helicoidal, pois, o momento polar de inércia da broca será afetado, influenciando diretamente nos esforços incidentes sob a mesma. No presente caso, o diâmetro do núcleo foi o mesmo para ambas as geometrias, se alterando apenas a aresta transversal.

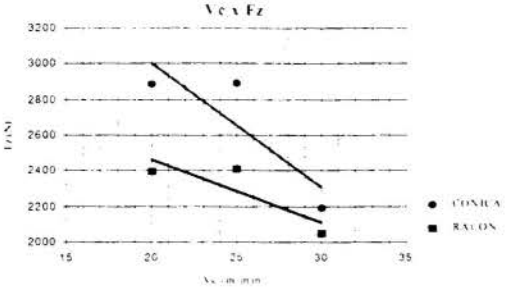


Figura 9 - Força de avanço em aço ABNT 4340

Nos ensaios considerados a geometria da afiação da ferramenta demonstrou ser fator preponderante de influência nos resultados dos esforços encontrados, principalmente devido ao formato curvilíneo da aresta da ferramenta na afiação Racon.

4. CONCLUSÕES :

A performance das brocas utilizadas nos ensaios foi claramente afetada pela geometria de afiação empregada nas ferramentas, visto que, todos os testes foram absolutamente coincidentes em materiais dos corpos de provas usinados, condições de corte adotadas e características mecânicas de construção das brocas helicoidais utilizadas, diferenciando-se somente as geometrias das afiações presentes em cada broca.

A eficácia da geometria de afiação tipo Racon foi demonstrada quando analisou-se os dados para vida de ferramenta obtidos, onde a mesma se mostra superior à geometria de afiação cônica em comprimento usinado (número de furos) e retardamento na evolução dos desgastes de flanco, um critério muito difundido para caracterizar-se fim de vida de ferramentas. A vida da broca com afiação Racon apresentou-se 27% maior que a afiação Cônica, quando analisado o percurso de usinagem para os dois materiais. Porém, ressalva-se que, essas considerações se fazem válidas para as condições dos ensaios realizados, não se podendo generalizá-las, com segurança, sem a realização de um número maior de experimentos para outras condições de usinagem e outros materiais.

Todavia, é de se esperar que, o comportamento da afiação Racon apresente-se melhor que a afiação Cônica em outros experimentos, considerando os resultados obtidos neste trabalho.

Em relação aos esforços de corte monitorados durante os ensaios de usinagem, momento de torção e força de avanço, as brocas com geometria de afiação Racon provaram que, de fato, arestas curvilíneas reduzem os esforços presentes na furação e produzem, desta forma, condições propícias para possibilitar o aumento da vida da ferramenta.

Enfim, as tendências das curvas de vida, apresentadas para as condições operacionais de grande solicitação de esforços e velocidades de corte, nos ensaios considerados, podem representar uma indicação de que, em situações mais amenas de solicitação, durante a

usinagem, a vantagem de performance da afiação Racon sobre a cônica poderia ser ainda maior.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS :

AGAPIOU, J.S. Design Characteristics of New Types of Drill and Evaluation of Their Performance Drilling Cast Iron - Drill with Three Major Cutting Edges, *International Journal of Machine Tool and Design Research*, Vol. 33, pp 343-365, 1993 .

ARMAREGO, E.J.A. ET ALLI Four Plane Facet Point Drills - Basic Design and Cutting Model Prediction, *Anais do CIRP*, Vol. 39, pp 41-45, 1990.

ASTAKHOV, V.P. ET ALLI An Investigation of The Static Stability in Selfpiloting Drilling, *International Journal of Production Research*, Vol.33, pp 1617-1634, 1995.

BHATTACHARYYA, A ET ALLI Geometry and Performance of Multi-Cone and Curved Lip Twist Drills, *Anais do CIRP*, Vol. 22, pp 27-28, 1973.

DONARSKI, R.R. Get the Right Point for Drilling, *Modern Machine Shop*, 09, 1995.

DONARSKI, R.R. New Geometries for Wide Web Drills, *American Machinist*, 11, 1984.

KALDOR, S. ET ALL Investigation in Tool Life of Twist Drill, *Anais do CIRP*, Vol. 29, pp 23-27, 1980.

KUANG-HUA, F. ET ALL Cutting Performance of Thick Web Drills with Curved Primary Cutting Edges, *International Journal of Machine Tool and Design Research*, Vol. 35, pp 975-991, 1995.

LORENZ, G. Helix Angle and Drill Performance, *Anais do CIRP*, Vol. 28, pp 83-86, 1979.

MACHADO, A.R. ET ALL Temperatura de Corte e o Comprimento de Contato Cavaco-Ferramenta, *Anais do IV Congresso de Engenharia Mecânica do Norte Nordeste*, pp 413-418, 1996.

NEDEβ, C. ET ALL Automatisierte Überwachung des Bohrens, Vol. 128, pp 651-657, 1986.

RINCON, D.M. ET ALL Effects of Drill Vibration on Cutting Forces and Torque, *Anais do CIRP*, Vol. 43, pp 59-62, 1994.

SATOSHI, E. ET ALLI New Type Drill with Three Major Cutting Edges, *International Journal of Machine Tool and Design Research*, Vol.28, pp 461-473, 1988.

SHAW, M.C. ET ALL On The Drilling of Metals 2 - The Torque and Thrust in Drilling, *Transaction of ASME*, Vol. 79, pp 139, 1957.

STEPHENSON, D.A. ET ALL Calculation of Main Cutting Edge Forces and Torque for Drills with Arbitrary Point Geometries, *International Journal of Machine Tool and Design Research*, Vol. 32. Pp 521-538, 1992.

THORNLEY, R.H. ET ALLI A New Approach to Eliminate Twist Drill Chisel Edge - Ansymetric Configuration, *International Journal of Production Research*, Vol. 25, pp 585-602, 1987.

TRENT, E.M. *Metal Cutting*, 1991.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB585

APLICAÇÃO DE BROCAS HELICOIDAIS COM AFIAÇÕES ESPECIAIS NA FURAÇÃO DE LIGA DE TITÂNIO / *APPLICATION OF TWIST DRILLS WITH SPECIAL POINTS TO DRILLING TITANIUM ALLOY.*

◆ OLÍVIO NOVASKI & □ CARLOS CESAR DE CASTRO DEONISIO
◆ *Departamento de Engenharia de Fabricação, Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP - CP 6122 – CEP 13083-790 – Campinas, SP, Brasil – E-mail: novaski@fem.unicamp.br*
□ *Centro Técnico Aeroespacial – CTA / IAE/ASA – P, Praça Mal Eduardo Gomes, 50, Vila das Acácias CEP 12228 – 904, São José dos Campos – SP, Brasil.*

Abstract

With the development and application of new materials, the manufacturing processes needs to be optimized through the improvement of the geometry and material of the tools and the use of the adequate manufacturing parameters. The objective of this work is to study the drilling process of the Ti-6Al-4V alloy, which represents 45% of the total production of titanium and its alloys, and is heavily used in the aerospace, chemical, maritime, electronic and biomedical industries. For this purpose, the objective of this work concentrate on the selection of the adequate tool point geometry for the manufacturing of Ti-6Al-4V alloy with high speed steel twist drills. Tests with various tool point geometries were done and the behaviour of the tools was observed regarding cutting forces, tool wear, form of the chips and dimensional deviation of the hole. The results show that the "Bickford", NAS-P3 e "Helical" are the best choice for machining Ti-6Al-4V alloy.

Keywords

Drilling/Furação; Titanium/Titânio; Twist drill/Broca helicoidal; High speed steel/Aço rápido; Machining/usinagem.

1. INTRODUÇÃO

Muitas ligas de difícil usinabilidade são utilizadas amplamente em diversos segmentos da indústria. A liga de titânio Ti-6Al-4V faz parte desse grupo de ligas e é aplicada na indústria química, petroquímica, marítima, eletrônica, biomédica e principalmente na indústria aeroespacial.

Na usinagem da liga Ti-6Al-4V, com brocas helicoidais, a geometria da ferramenta na região das arestas de corte e da aresta transversal é de particular importância. Propriedades dessa liga, como baixa condutividade térmica, mecanismo peculiar de formação do cavaco, estabilidade de propriedades mecânicas em uma ampla faixa de temperatura, etc., acentuam problemas como a ocorrência de consideráveis esforços na aresta transversal, onde a

velocidade de corte é menor e o ângulo de saída ortogonal é extremamente negativo, e a ocorrência de desgaste acentuado das pontas de corte, onde a velocidade de corte é maior.

Entre as diversas afiações existentes, que apresentam características desejáveis para a usinagem do titânio e suas ligas, podemos citar a afiação cruzada, a afiação "Helical", a afiação "Racon" e a afiação "Bickford".

Tsai e Wu (1979) desenvolveram um modelo matemático que descreve as afiações cônica (padrão), hiperboloidal ("Helical") e a elipsoidal ("Racon"), de modo a facilitar o controle do processo de afiação destes tipos de geometria de ponta (Tsai *et al.*, 1979). Por sua vez, Fugelso e Wu trabalharam no desenvolvimento de afiadoras controladas por um microprocessador, para facilitar a realização precisa de afiações especiais como a "Helical" e a "Racon". (Fugelso *et al.*, 1979)

Com o advento das afiadoras CNC, o modelamento matemático de muitos tipos de afiações, realizado desde 1953, e o desenvolvimento de programas de computador para facilitar o projeto de brocas tem recebido uma atenção especial por parte de diversos autores. (Wu *et al.*, 1983; Radhakrishnan *et al.*, 1983; Chen *et al.*, 1984; Shi Han-Min *et al.*, 1994).

Na afiação cruzada a remoção de parte da superfície de folga, de cada aresta de corte, a partir do centro da aresta transversal, cria uma segunda superfície de folga, e estende a aresta de corte principal até o centro da broca, reduzindo a força de avanço a um valor mínimo (Zeiser, 1986). Alem disso, o ângulo de saída ortogonal torna-se positivo, favorecendo a formação do cavaco. A norma NAS 907 padroniza três tipos de afiação em cruz, denominadas : P3, P5 e P9, e recomenda para a usinagem de titânio e suas ligas o tipo P3 e o tipo P9 (NAS - 907, 1986).

A afiação "Helical" apresenta um ponto mais alto no centro da aresta transversal, em forma de "S", o que elimina o desvio no contato inicial da ponta da broca com o material a ser usinado. Esta afiação produz pequenos desvios dimensionais (alargamento), eliminando em muitos casos o uso posterior de alargadores. (Zeiser,1986).

A broca com a afiação "Racon" apresenta a ponta esférica. As arestas de corte em forma de raio tem a propriedade de produzir menor carga por área e dissipar melhor o calor gerado durante a usinagem. Pode-se usar avanços maiores do que os utilizados nas brocas convencionais, porém ela não é autocentrante, sendo necessário usar brocas de centro ou buchas guia. (Donarski, 1984).

A afiação "Bickford" combina a construção auto centrante da afiação helicoidal com a longa vida e o uso de maiores avanços próprios da afiação. "Racon" (Donarski, 1994).

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Foram utilizados nos ensaios os seguintes equipamentos : centro de usinagem vertical, marca Brevet, modelo CV 286 (13,6 kW), dinamômetro piezelétrico, marca Kistler, modelo 9273, amplificador de carga, marca Kistler, modelo 5007, placa para interface A/D, marca Lynx, modelo 1232, programa para aquisição de dados, marca Lynx, microcomputador, 386, micro durômetro, marca Zwich, modelo 3211 e microscópio óptico, marca DSV, modelo 10077.

A liga de titânio Ti-6Al-4V, conforme a especificação ASTM B265 GR5 ou MIL-T-9046 Std. foi utilizada nos ensaios. A tabela 2.1 mostra a composição química desta liga, que apresenta uma dureza média de 38,3 HRC.

Tabela 1: Composição química da liga Ti-6Al-4V

ELEMENTOS ANALISADOS (Porcentagem em peso)

Al	V	Cr	Sn	Mo	Zn	Fe	Ni	Ti
6,44	3,73	0,02	0,04	0,005	< 0,001	0,16	0,02	balanço

O material das ferramentas é o AR - E, ABNT M42, e um fluido de corte do tipo solúvel, com uma concentração de 10 % e caracteristicas de extrema pressão (EP), foi utilizado.

O objetivo dos ensaios foi o de verificar quais afiações apresentam melhores resultados na furação da liga Ti-6Al-4V. Para isso monitorou-se o comportamento destas no que se refere:

- aos esforços de corte (momento de torção Mt e força de avanço Ff);
- à evolução dos desgastes da aresta principal de corte VB e da aresta transversal VBQ;
- ao erro dimensional do furo (alargamento);
- ao tipo de cavaco gerado.

Foram utilizados os seguintes tipos de afiação: Bickford; Helical; Racon; cruzada P3 (NAS 907) e cruzada P9 (NAS 907).A figura 1 ilustra estes tipos de afiação.

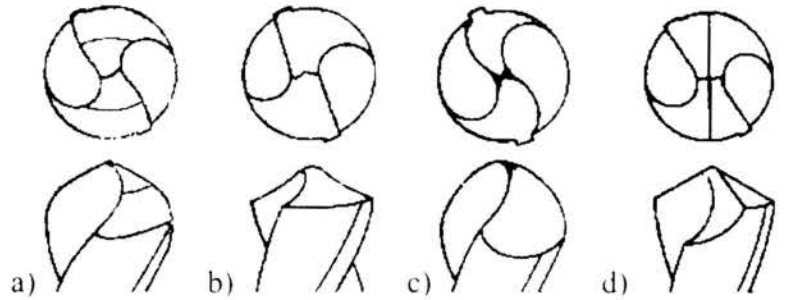


Figura 1: Ferramenta com a afiação tipo: a) Bickford; b) Helical; c) Racon e d) cruzada, respectivamente.

Para todas as afiações citadas, foram utilizadas brocas com o perfil número 6, segundo a classificação de Masuha (1980). O perfil número 6 é o perfil mais reforçado, dentre os perfis que utilizam ângulos normalizados (ângulo de ponta, ângulo de hélice, ângulo de folga, etc.) (Masuha, 1980). A tentativa de se utilizar um perfil padrão, número 3, para todas as afiações, conduziu, em alguns casos, à quebra da ferramenta (afiações: cônica normal, Helical e cruzada NAS P9). As caracteristicas das ferramentas utilizadas nos ensaios encontram-se na tabela 2.

Figura 2: Perfis número 3 e número 6, segundo a classificação de NASUHA (1980).

Tabela 2: Descrição da geometria da broca utilizada nos ensaios.

ângulo de hélice (graus)	29	espessura da guia (mm)	0,56 - 0,78
diâmetro externo (mm)	8,8	dureza da área útil (HRC)	64 - 66
diâmetro do núcleo (mm)	3,00 - 3,41	diâmetro do núcleo / diâmetro externo	0,36
ângulo de ponta (graus)	130	conicidade do núcleo/100 mm	nula
conicidade da broca	0,026 - 0,044		

Os corpos de prova foram fixados no dispositivo, sobre o dinamômetro, e a cada cinco furos foram monitorados o momento Mt, a força de avanço Ff, o desgaste VB, o desgaste VBQ e o alargamento do furo, para as condições de usinagem da tabela 3.

Tabela 3: Condições de usinagem.

CONDIÇÃO DE USINAGEM	AVANÇO (mm/volta)	VELOCIDADE DE CORTE (mm/min)
1	0,100	7,40
2	0,100	11,05
3	0,100	13,00
4	0,122	11,05
5	0,150	11,05

Condições gerais de usinagem : profundidade do furo = 22 mm; critério adotado para fim de vida da ferramenta = 30 furos; vazão do fluido de corte = 8,3 l/min.

Os valores do avanço e da velocidade de corte foram selecionados, com base nas recomendações contidas no Machining Data Hand Book (1985) e no Operators Hand Book - Machining Titanium (1968).

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados referentes ao comportamento dos esforços de corte podem ser vistos nas figuras 3 a 7, como segue:

- A variação do Mt e da Ff, para as condições 1, 2 e 3, pode ser observada nas figuras 3, 4 e 5, respectivamente.
- A variação do Mt e da Ff, para as condições 4 e 5, pode ser observada nas figuras 6 e 7, respectivamente.

Os menores valores do momento de torção foram observados para a afiação Racon, que no entanto apresentou os maiores para a força de avanço. Isto se deve ao fato de que na afiação "Racon", a aresta transversal não é totalmente eliminada, e atua com o angulo de saída ortogonal extremamente negativo em pelo menos um terço do seu comprimento inicial. A força de avanço apresenta valores maiores no início dos furos, para todas as afiações e diminui gradativamente até o final, exceto para a afiação "Racon".

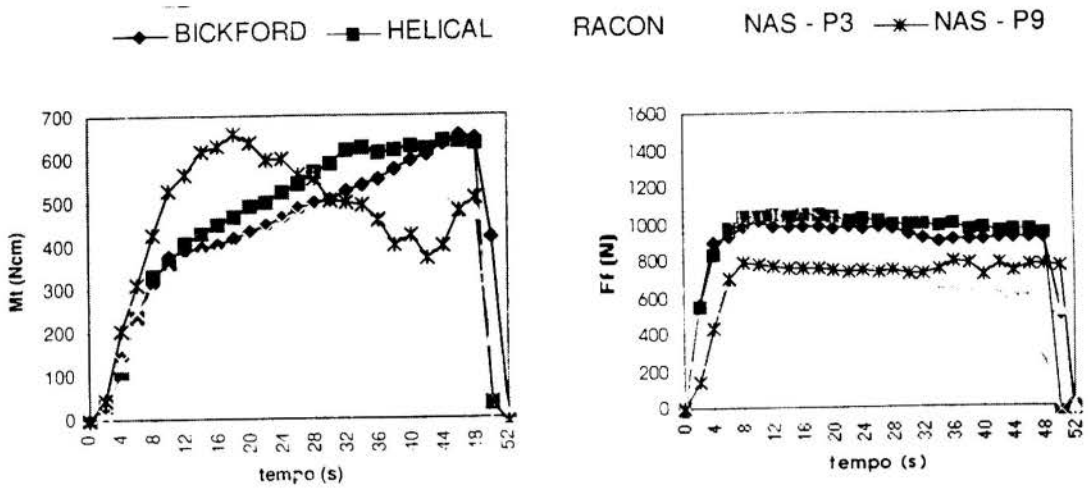


Figura 3: Momento de torção (Mt) e força de avanço (Ff) para a condição 1.

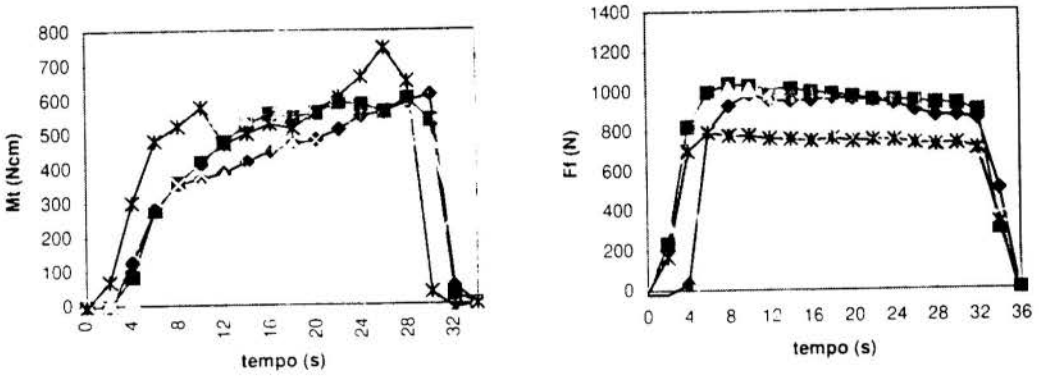


Figura 4: Momento de torção (Mt) e força de avanço (Ff) para a condição 2.

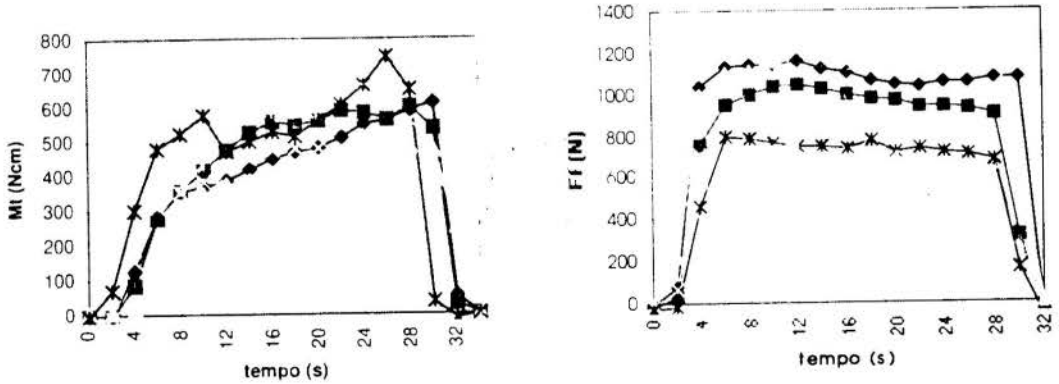


Figura 5: Momento de torção (Mt) e força de avanço (Ff) a condição 3.

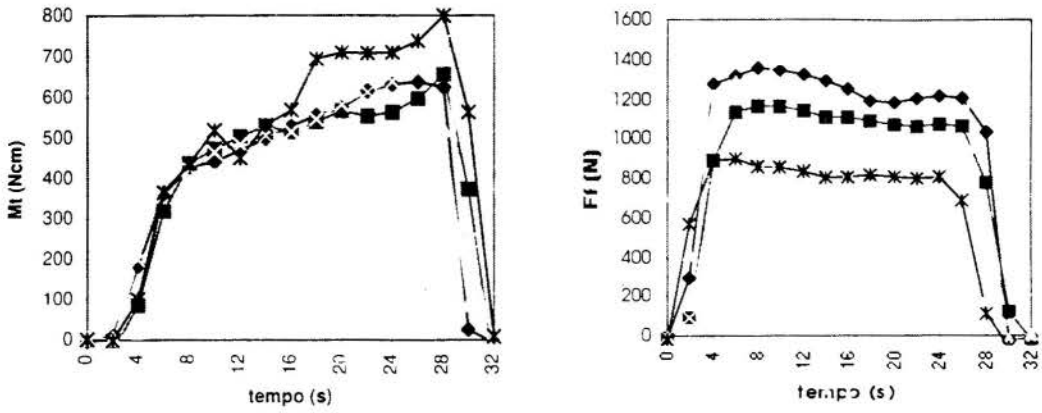


Figura 3: Momento de torção (Mt) e força de avanço (Ff) para a condição 4.

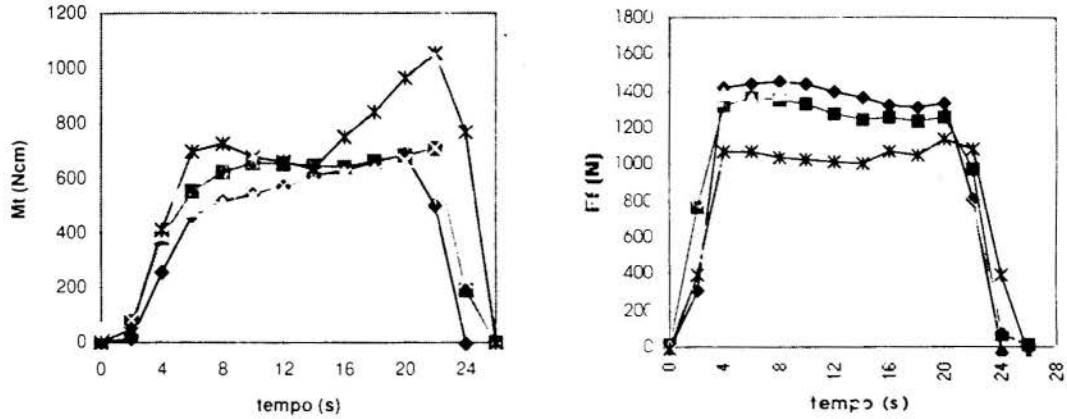
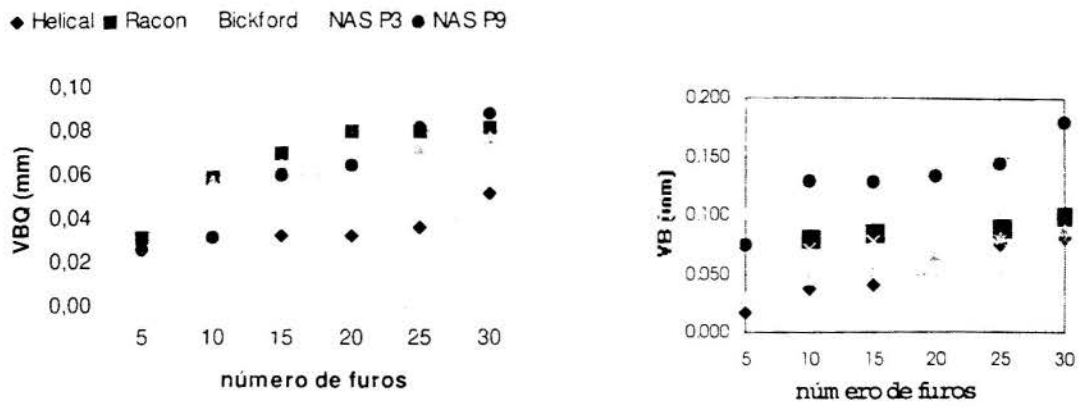


Figura 7: Momento de torção (Mt) e força de avanço (Ff) para a condição 5.

Os menores valores de Ff foram observados para as afiações NAS P3 e NAS P9, sendo que para Vc=7,40 m/min - f=0,100 mm/rot e Vc=11,65 m/min - f= 0,150 mm/rot a afiação NAS P3 se destacou. Nas afiações cruzadas a aresta transversal é praticamente eliminada e o ângulo de corte ortogonal assume valores positivos. Neste caso a ação da aresta de corte sobre a força de avanço é muito pequena.

O momento de torção aumenta do início ao fim do furo, sendo os maiores valores observados para NAS P9, que apresenta um comportamento bastante instável. Um dos fatores que contribuiu para a isso foi a elevada adesão de partículas da peça na ferramenta.

Com o aumento do avanço há um aumento de força de avanço e do momento de torção para todas as afiações. O aumento da velocidade de corte causa uma elevação da força de avanço, e praticamente não altera os valores do momento de torção. Quando o avanço aumenta, aumenta também a espessura do cavaco a ser gerado, e consequentemente os esforços de corte.



a) b)

Figura 8: Desgaste contra número de furos : a)VBQ ; b) VB

Os valores de VBQ e VB foram menores para a afiação do tipo "Helical".

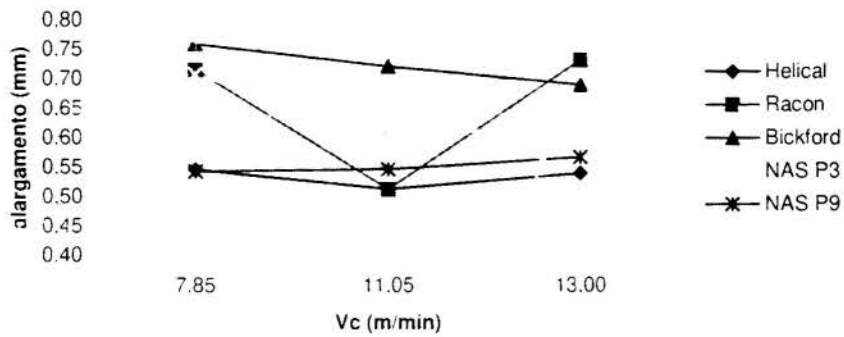


Figura 9: Erro dimensional (alargamento) para vários tipos de afiação.

Na figura 9 observamos os menores valores de alargamento para as afiações Helical e NAS P9 respectivamente.

De acordo com a norma ISO 3685 (1988), observamos que:

- As afiações Cruzada NAS P3 e "Bickford", apresentaram cavaco helicoidal curto (forma ISO 5.2), no início e meio do furo, o que facilita a remoção de cavaco. Já a afiação "Helical" apresentou cavacos longos (forma ISO número 5.1), o que é menos favorável sob o ponto de vista de remoção de cavaco.
- A ferramenta com a afiação do tipo Cruzada NAS P9 apresenta cavaco curto, amassado no início e meio do furo e em pequenos pedaços no final do furo (forma ISO número 7), o que dificulta a ação do fluido de corte.
- A afiação "Racon" gera : cavaco amassado longo no início do furo, cavaco amassado, curto no meio do furo, e cavaco em pedaços no final do furo (forma ISO número 7).

4. CONCLUSÕES

A escolha da afiação adequada à usinagem da liga Ti-6Al-4V depende de quais sejam os requisitos a serem atendidos, se a vida da ferramenta, a precisão dimensional ou os baixos esforços de corte. Em termos de esforços de corte Mt e Ff e formação de cavacos, os melhores

resultados foram apresentados para a afiação Bickford, NAS P3 e Helical. Os menores desgastes foram observados para as afiações Helical, Bickford, e NAS P3. Os menores valores de alargamento foram observados para as afiações Bickford, Helical e NAS P3. Em linhas gerais as afiações Bickford, Helical e NAS P3 mostraram-se adequadas para a usinagem da liga Ti-6Al-4V, podendo-se optar por uma delas quando um ou mais critérios, por exemplo o alargamento e/ou a vida da ferramenta, forem mais relevantes. As afiações Racon e NAS-P9 não apresentaram bons resultados em relação aos esforços de corte, a forma do cavaco, aos desgastes e ao desvio dimensional.

5. REFERÊNCIAS

CHEN, L. H., WU, S. M. Further investigation of multifacet drills (MFD's) Mathematical models, methods of grinding, and computer plotting. -- *Trans. of the ASME*, v.106, nov. 1984, p.313-324.

DONARSKI, R. R. Get the right point for drilling. -- Ohio: *Modern Machine Shop*, 1994.

DONARSKI, R. R. New geometries for wide-web drills. -- *American Machinist*, nov. 1984, p.140-141.

FUGELSO, M. A., WU, S. M. A microprocessor controlled twist drill grinder for automated drill production. -- *Trans. of the ASME*, v.101, may 1979, p.205-210.

ISO/DIS 3685, 1988 Tool life testing with single point turning tools. -- Anexo G - Chip forms, ISO, 1988.

KÖNIG, W., SCHRÖDER, K. H. Face milling and drilling of titanium alloys. -- In: *Proc. Int. Symp. Spored Machinability Activity*. -- American Society for Metals, 1973, p. 308-323.

MACHINING DATA HANDBOOK, 5 ed. 1985.

MASUHA, J. R. Torsionssteifigkeit und Bohrverahalten von Spiralbohrern mit Sonderprofilen. -- Berlin: Verlag München, 1980.

NAS 907 National Aerospace Standard. -- Aerospace Industries Association of America, 1986.

OPERATORS' HANDBOOK Machining titanium. -- Boeing Commercial Airplane Division, may 1968, 94 p.

RADHAKRISHNAN, T. A mathematical model for point drill flanks. -- *Trans of the ASME*, v.105, aug. 1983, p.137-142.

SHAW, M. C.; VYAS, A. Chip formation in the machining of hardened steel. *Annals of the CIRP*, Arizona State University, v.42, n.1, 1993 p.29-33.

SHI HAN-MIN et all A study on curved edge drills. -- *Trans. of the ASME*, v.116, may 1994, p.267-273.

TSAI, W. D., WU, S. M. A mathematical model for drill point design and grinding. -- *Trans. of the ASME*, v.101, aug. 1979, p.333-340.

WU, S. M., SHEN, J. M. Mathematical model for multifacet drills. -- *Trans. of the ASME*, v.105, aug. 1983, p.172-176.

ZEISER, W. Drill-point geometries: choices to match the job. -- *Tooling and Production*, apr. 1986, p.64-66.

UNESP

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB580

INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DE CORTE NA RUGOSIDADE DE PEÇAS TORNEADAS / *INFLUENCE OF CUTTING CONDITIONS IN THE SURFACE ROUGHNESS OF TURNED WORKPIECES*

ANSELMO EDUARDO DINIZ & PEDRO YOSHITO NORITOMI
Departamento de Engenharia de Fabricação, Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP - Campinas
CP 6122 - CEP 13083-970 - Campinas, SP, Brasil - E-mail: anselmo@fem.unicamp.br

Abstract

The main goal of this work is to analyze the influence of feed rate, depth of cut and cutting speed in the surface roughness of turned workpieces made of 4 different steels. The results obtained were compared with those predicted by the literature. In this way, a second goal could be reached, that is to compare the machinability of these steels related to how easy it is to get a good surface roughness, in each one of these steels. Aiming these purposes, workpieces made of 1045 (carbon steel), 4340 (alloy steel), 1212 (easy to machine steel) e 316 (austenitic stainless steel) were turned with 5 different feedrates, 5 depth of cut and 5 cutting speeds. Among the conclusions of these work, it must be noted that several of them do not agree with the previous literature about this subject.

Palavras Chaves

Rugosidade, Torneamento, Condições de Usinagem, Usinagem de Aços *Surface Roughness, Turning, Cutting Conditions, Machining of Steels*

1. INTRODUÇÃO

O assunto rugosidade de peças usinadas não é suficientemente abordado na literatura especializada em usinagem. Os livros clássicos desta área, excetuando-se o livro do prof. M. C. Shaw (1984), não contém um capítulo sobre o assunto. Assim, quando abordam o assunto, o fazem de uma maneira muito pouco detalhada. Também os artigos técnico-científicos de usinagem pouco abordam os parâmetros de influência na rugosidade de peças usinadas e nem se aprofundam na tentativa de explicar os fenômenos causadores da rugosidade da peça. Quando se tenta explicar os fenômenos específicos da formação da rugosidade em diversos tipos de materiais a lacuna é ainda maior, pois raros são os trabalhos que procuram comparar diversos materiais no tocante à obtenção de baixas rugosidades. Este trabalho visa contribuir no sentido de preencher parte desta lacuna, no tocante ao processo de torneamento.

2. INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DE USINAGEM NA RUGOSIDADE

O acabamento da superfície de peças torneadas depende muito da relação entre avanço e raio de ponta. Este par (f - r) tem uma contribuição geométrica à rugosidade superficial que está esquematizada na figura 1 (Shaw, 1984).

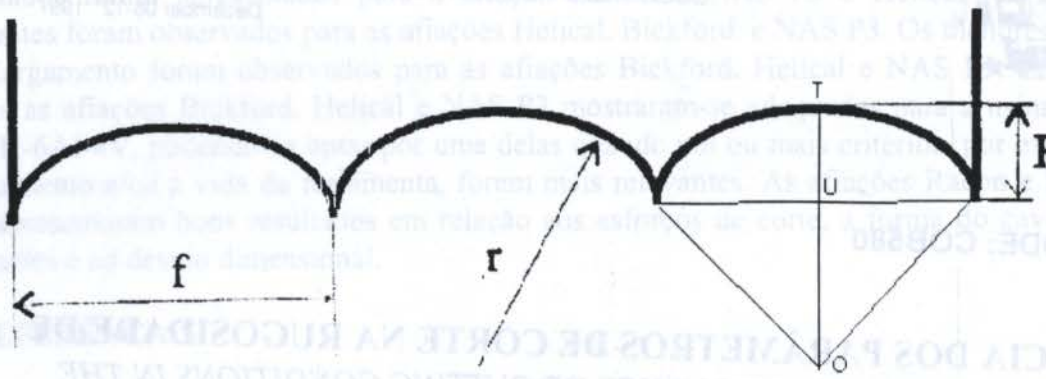


Figura 1 - Perfil Teórico de Rugosidade de uma Peça Torneada

A rugosidade máxima deste perfil (R_{th}) é a distância UT, que pode ser calculada através da equação 1:

$$R_{th} = OT - OU = r - (r^2 - \frac{f^2}{4}) \cong \frac{f^2}{8.r} \qquad (1)$$

O valor de rugosidade máxima dado pela equação 1 é chamado de teórico pois somente leva em consideração a influência geométrica do avanço e do raio de ponta da ferramenta. Normalmente a rugosidade real obtida é maior (e as vezes bem maior) do que a obtida usando a equação1. devido a fatores como vibração, deformação do cavaco, fluxo lateral do cavaco, erros de fixação da peça e da ferramenta e etc. (Sata, 1985), (Wallbank, 1979).

Alguns dados devem ser acrescentados quando se discute a influência do avanço e do raio de ponta na rugosidade da peça. além desta influência geométrica. Bonifácio (1993) realizou diversos ensaios de torneamento do aço 4340 onde os valores de avanço e raio de ponta da ferramenta foram escolhidos de tal maneira, que os 5 valores de R_{th} ($f^2/8r$) utilizados quando o raio de ponta é igual a 0.8 mm aproximadamente se repitam quando r = 0.4 mm. Quando se comparou os valores de $Rmax_{real}$ (valores realmente obtidos nas peças torneadas) para os dois raios de ponta da ferramenta ensaiados, mantendo-se constante o R_{th}, viu-se que ele foi sempre maior quando o raio de ponta é o maior (r = 0.8 mm). devido à maior área de contato peça-ferramenta (maior atrito e maior vibração), exceto para valores pequenos de avanço (menor que 0,1 mm/volta). Com baixos valores de avanço, um pequeno crescimento do avanço gera uma grande diminuição da pressão específica de corte (Ks). Para avanços pequenos o $Rmax_{real}$ foi bem maior que o teórico, o que não aconteceu mais quando o valor do avanço foi maior que 0,1 mm volta, pois o decréscimo no valor de Ks devido ao crescimento do avanço, proporcionou uma deformação do cavaco mais adequada, com pouco fluxo lateral de cavaco e, com isso, rugosidade real mais próxima da teórica. Em resumo, a rugosidade cresce com o aumento do avanço, mas não na proporção que a equação 1 sugere. Também a rugosidade diminui com o crescimento do raio de ponta, mas também numa proporção menor do que a equação 1 sugere.

Sobre a influência da profundidade de usinagem na rugosidade de peças torneadas, Bonifácio afirma que não existe uma influência marcante da profundidade de usinagem na rugosidade, pelo menos para a_p menor que 1 mm. A partir deste valor houve um pequeno decréscimo de rugosidade em seus ensaios (principalmente de Rmax). Uma possível explicação para este pequeno decréscimo é o fato de que a profundidade de usinagem passou a ser maior que o raio de ponta da ferramenta, que no caso era 0.8 mm. Assim, parte do contato

peça-ferramenta passou a ser feito na porção reta da aresta de corte, o que proporcionalmente diminuiu a força de profundidade e facilitou a formação de um bom acabamento superficial.

Sobre a influência da velocidade de corte na rugosidade, Shaw (1984) afirma que em velocidades de corte baixas, a rugosidade de peças de material dúctil tende a ser alta devido à formação da aresta postiça de corte (APC). Em valores de velocidade acima daqueles onde se tem a formação da APC (Bonifácio, 1993), a rugosidade oscila entre valores altos e baixos a medida que a velocidade de corte cresce. Este fenômeno é explicado pela vibração do sistema máquina-ferramenta-dispositivo de fixação-peça que, dependendo da velocidade de corte, pode ser mais forte ou mais fraca, de acordo com a rigidez do sistema.

3. INFLUÊNCIA DO TIPO DE AÇO NA RUGOSIDADE DE PEÇAS TORNEADAS

Os fatores metalúrgicos predominantes nos aços com respeito à formação da rugosidade da peça são a dureza e a ductilidade (Chiaverini, 1981), (Sandvik Coromant, 1994). Aços muito moles formam cavacos muito longos e se deformam bastante plasticamente (são muito dúctes) dificultando a obtenção de bons acabamentos superficiais devido à fenômenos como a aresta postiça de corte e o fluxo lateral de cavacos. Mesmo aços com durezas maiores, podem ser bastante dúcteis e, com isso, também dificultarem a formação de uma superfície pouco rugosa da peça.

Nos aços de usinabilidade melhorada as inclusões de sulfeto de manganês e de chumbo, promovem a geração de um cavaco quebradiço e atuam como uma espécie de lubrificante no contato cavaco-ferramenta. Assim, fenômenos como aresta postiça de corte e fluxo lateral de cavaco encontram muito maior dificuldade para acontecer neste tipo de aços, o que faz com que a obtenção de um bom acabamento superficial seja facilitada.

Os aços inoxidáveis austeníticos, apesar de possuírem dureza média quando comparado a outros aços, são muito dúcteis (tem alta taxa de encruamento e grande zona plástica), formando cavacos longos que empastam sobre a superfície de saída da ferramenta, facilitando a formação da aresta postiça de corte e de fluxo lateral de cavaco. Assim, a obtenção de bons acabamentos superficiais neste tipo de aços é uma tarefa bastante difícil.

4. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Os experimentos realizados compreenderam o torneamento de corpos de prova de diferentes aços em diferentes valores de avanço, profundidade de usinagem e velocidade de corte, utilizando um torno CNC da marca ROMI, modelo COSMOS-30, com motor principal de 30 HP. Os aços testados foram: ABNT 1045 (aço médio carbono), 4340 (aço liga), 1212 (aço com usinabilidade melhorada) e 316 (aço inoxidável austenítico).

As condições de usinagem utilizadas no torneamento de todos os aços estão mostradas na tabela 1.

Uma vez terminada a usinagem de todos os corpos de prova, foi feita a medição da rugosidade de cada um deles. Os parâmetros medidos foram Ra (rugosidade média) e Rmax (rugosidade máxima). Porém somente os valores de rugosidade máxima foram utilizados na análise, pois eles permitem uma comparação com a rugosidade teórica, calculada segundo a equação 1. A rugosidade de cada corpo de prova foi medida três vezes em pontos diferentes do corpo de prova. Cada ponto mostrado nas figuras 2, 3 e 4 representa uma média destas 3 medições.

A ferramenta utilizada foi uma pastilha de metal duro recoberta (a camada mais externa de recobrimento era nitreto de titânio) de código ISO TNMG 160404-61 GC435 (raio de ponta de 0,4 mm), típica de operações de acabamento.

Tabela 1 - Condições de Usinagem Utilizadas nos Ensaios

VARIÁVEL					FIXAS	
avanço (mm/rev)					velocidade de corte	profundidade de usinagem
0,07	0,10	0,13	0,16	0,19	230 m/min	0,8 mm
velocidade de corte (m/min)					avanço	profundidade de usinagem
130	180	280	330		0,13 mm/rev	0,8 mm
profundidade de usinagem (mm)					avanço	velocidade de corte
0,5	1,1	1,4	1,7		0,13 mm/rev	230 m/min

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Antes de se dar início à análise dos resultados, é importante notar que se analisou principalmente a tendência dos resultados com relação às condições de usinagem. Devido à este fato é que não se realizou uma análise dos desvios das medidas experimentais.

A figura 2 mostra os resultados obtidos nos ensaios com relação ao comportamento da rugosidade das peças torneadas (Rmax) contra o avanço.

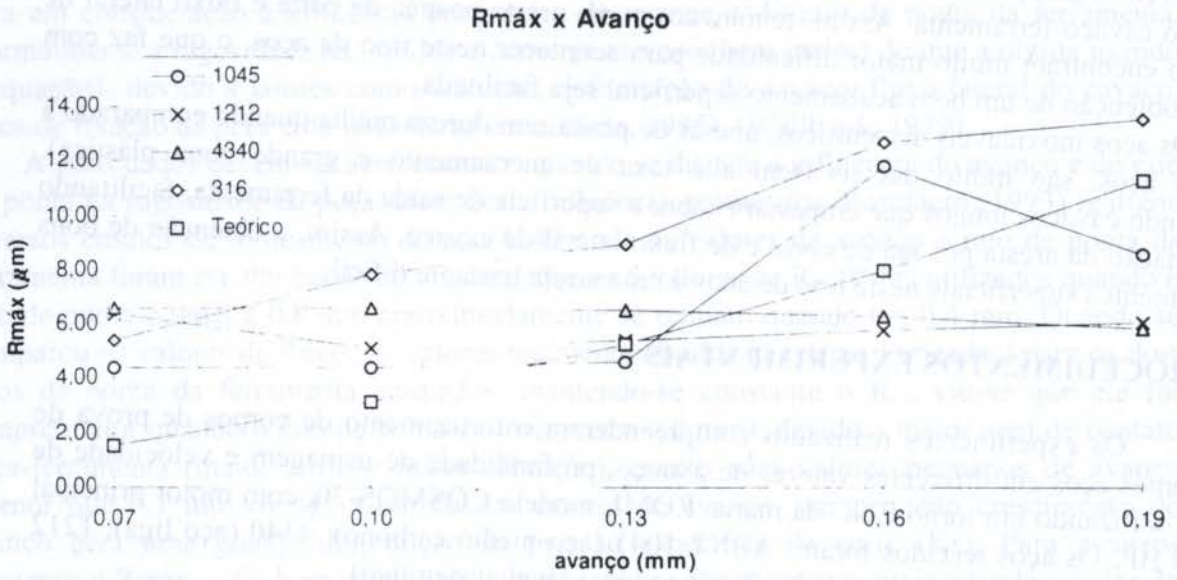


Figura 2 - Rugosidade Máxima (Rmax) X Avanço

Alguns pontos digno de nota nesta figura são:

1. Como era de se esperar o aço inoxidável 316 foi o que apresentou a pior rugosidade dentre todos os aços. Isto concorda com o que foi citado no item 3, que explica este acontecimento pelo fato destes aços serem muito dúcteis (tem alta taxa de encruamento e grande zona plástica), formando cavacos longos que empastam sobre a superfície de saída da ferramenta, facilitando a formação da aresta postiça de corte (que não foi o caso, devido à alta velocidade de corte) e de fluxo lateral de cavaco. Porém, quando o avanço foi o menor de todos, a rugosidade do 316 foi muito próxima à do 1212 e à do 4340, contrariando a literatura.

2. Contrariando o citado na literatura, o aço de usinabilidade melhorada 1212 não se apresentou muito melhor que os outros aços no que diz respeito à rugosidade. Relativamente, a sua rugosidade foi muito alta quando o avanço foi menor que 0,1 mm/volta e, a partir deste valor, praticamente não cresceu, somente apresentando rugosidades melhores que outros aços para avanços grandes. Os cavacos formados na usinagem deste aço durante os ensaios, se apresentaram quebradiços, como citado no item 3, mas mesmo assim isto não representou uma melhoria substancial na rugosidade em relação aos aços que apresentaram cavacos mais longos.
3. A rugosidade somente se comportou como prevê a literatura com relação ao avanço para os aços 316 e 1045, isto é, para estes aços ela cresceu com o avanço e se aproximou da curva de rugosidade teórica, à medida que o avanço cresceu. Para os aços 1212 e 4340 a rugosidade permaneceu praticamente constante com o crescimento do avanço. Este resultado foi surpreendente, pois a contribuição geométrica do avanço à rugosidade, dada pela equação 1, é muito forte. Nestes aços, para os valores de avanço mais altos, a rugosidade real foi muito menor que a rugosidade teórica, o que contradiz totalmente a literatura, que afirma que a rugosidade teórica é a menor rugosidade que pode ser obtida em um processo de torneamento.

Então, como conclusão geral, é importante afirmar que ainda são necessários vários estudos para se entender a influência real do avanço na rugosidade da peça, pois muitos dos resultados obtidos neste trabalho contradizem a literatura.

A figura 3 mostra o comportamento da rugosidade da peça com relação à profundidade de usinagem.

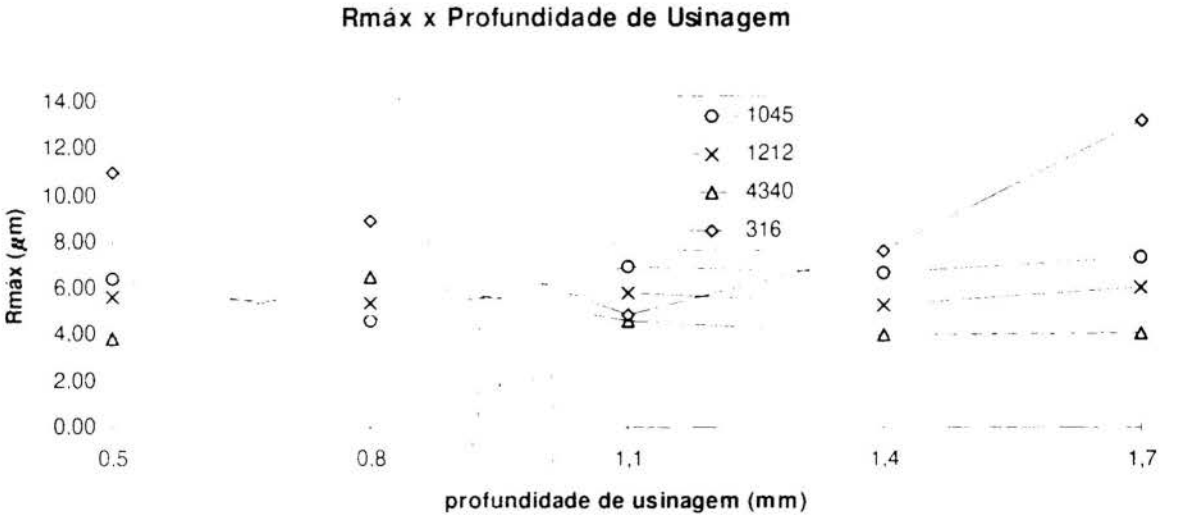


Figura 3 - Rugosidade Máxima (Rmax) X Profundidade de Usinagem

Deve-se destacar nesta figura os seguintes pontos:

1. O comportamento da rugosidade com a profundidade de usinagem acompanhou aquele citado pela literatura, isto é, a rugosidade variou pouco com o crescimento da profundidade. Deve-se notar aqui, que todos os valores de avanço utilizados foram maiores que o raio de ponta da ferramenta (o raio da ferramenta utilizada era 0,4 mm), o que proporcionou contato da peça com a parte reta da aresta de corte e, com

isso, minimizou o efeito da força de profundidade na rugosidade, citado no item 2. O único material que não apresentou comportamento similar a este foi o aço 316, onde a rugosidade apresentou um forte decréscimo, seguido por um forte crescimento, à medida que a profundidade de usinagem crescia.

2. Também nesta figura o aço que mostrou o pior resultado com relação à rugosidade foi o 316, como era de se esperar. Os outros aços apresentaram rugosidades similares para profundidades baixas, diferenciando-se um pouco mais para profundidades a partir de 1.1 mm. A partir deste valor, o aço que se apresentou melhor com respeito à rugosidade foi o 4340 e não o 1212, como era de se esperar.

A figura 4 mostra o comportamento da rugosidade das peças torneadas contra a velocidade de corte, para os 4 aços ensaiados.

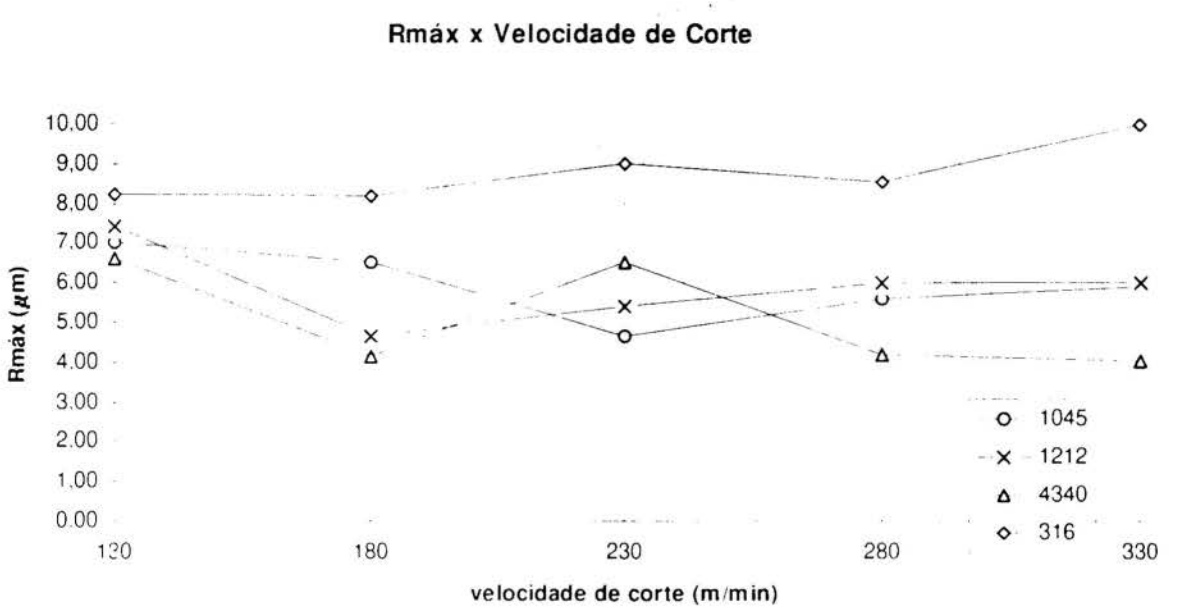


Figura 4 - Rugosidade (Rmax) X Velocidade de Corte

Os pontos que merecem destaque nesta figura são:

1. O comportamento da rugosidade de quase todos os aços com o crescimento da velocidade de corte foi similar àquele previsto pela literatura, isto é, queda de seu valor com o crescimento da velocidade, para valores baixos de velocidade (no caso, quando v_c passou de 130 para 180 m/min) e uma certa estabilidade a partir daí, dependendo da rigidez do sistema máquina-ferramenta-dispositivo de fixação-peça. Porém, a literatura diz que a causa desta queda na rugosidade é a desaparecimento da aresta postiça de corte (APC). Pelo menos visualmente, não se detectou a presença da APC em nenhum dos aços ensaiados (nem olhando para a peça, nem olhando para a ferramenta), na velocidade de 130 m/min. Além disso, o aço que tem a maior tendência de formação da APC, que é o 316, foi o único que não apresentou valores maiores de rugosidade quando a velocidade de corte era 130 m/min. Então, apesar do comportamento da rugosidade ser similar ao que previa a literatura, o fenômeno que explica este comportamento não coincidiu com o que ela afirma.
2. O aço inoxidável austenítico 316 continuou sendo o que pior rugosidade apresentou. Os outros 3 aços apresentaram rugosidades muito próximas, com o aço 4340 apresentando

uma performance um pouco melhor que os demais na maioria das velocidades de corte utilizadas.

6. CONCLUSÕES

Baseado nos resultados obtidos, pode-se concluir, para condições similares àquelas utilizadas nos ensaios deste trabalho, que:

1. Em termos de rugosidade da peça torneada, o aço 316 é aquele que apresentou a pior performance dentre os aços ensaiados;
2. Os aços 4340, 1045 e 316 apresentaram performance similares no que diz respeito à rugosidade da peça, não se podendo escolher um deles que tivesse apresentado um comportamento superior em um bom número de condições de usinagem;
3. O comportamento da rugosidade das peças torneadas à medida que o avanço cresce, não se mostrou similar àquele previsto pela literatura, num bom número de casos, chegando mesmo a apresentar valores menores que a rugosidade teórica;
4. A profundidade de usinagem tem pouca influência nos valores de rugosidade ,exceot para o aço 316;
5. O comportamento da rugosidade com a velocidade de corte é similar àquele proposto pela literatura, isto é, cai com o crescimento da velocidade para valores pequenos de v_c e apresenta uma certa estabilidade a partir de um determinado valor de velocidade de corte. Porém o fenômeno causador da queda da rugosidade para valores pequenos de v_c não é a formação da aresta postiça de corte, como sugere a literatura.

7. REFERÊNCIAS

BONIFÁCIO, M. E. R., *Monitoramento do Processo de Torneamento de Acabamento via Sinais de Vibração*, Tese de Doutoramento, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, 1983.

CHIAVERINI, V., *Aços e Ferros Fundidos*, Associação Brasileira de Metais, São Paulo, 1981.

SANDVIK COROMANT, *Modern Metal Cutting*, AB Sandvik Coromant, Sandviken, Sweden, 1994.

SATA, T., Analysis of Surface Roughness Generation in Turning Operation and its Applications, *Annals of the CIRP*, Vol 34, pp. 473-476, 1985.

SHAW, M. C., *Metal Cutting Principles*, Oxford University Press, New York, 1986.

WALLBANK, J., Surfaces Generated in Single-Point Turning, *Wear*, Vol. 56, pp. 391-407, 1979.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB397

ASPECTOS DA SUPERFÍCIE USINADA DO AÇO RÁPIDO ABNT M2 PELO PROCESSO DE ELETROEROSÃO / *ASPECTS OF THE INTEGRITY OF MOLYBDENIUM HIGH-SPEED STEEL MACHINED SURFACE WITH ELECTRICAL DISCHARGE MACHINING*

FRANCISCO ELICIVALDO LIMA & CLAUDIONOR CRUZ
UFU - Universidade Federal de Uberlândia - Departamento de Engenharia Mecânica
Uberlândia - MG - Brasil - E-mail: felima@fem.unicamp.br & ccruz@ufu.br

Abstract

This work presents a study of the texture and some. The bits were machined in four grades of finish: Basic, semi-finished, finished and super-finished. Copper and graphite electrodes were used. The surface texture study is restricted to measure the roughness parameters R_a, R_q, R_y and R_t. The surface integrity study is restricted to the following aspects: melt layer thickness, heat affected zone, micro hardness profile and the presence of micro cracks. The methodology used as well as the result in the form of graphs, table and micrographs for all combinations of grades of finish and cutting electrodes are presented. Generally, it is concluded that concerning the superficial texture quality, no preference exists for any of the two types of electrodes. Also, it was found that the bits machined with the graphite electrode had a thinner melt layer than the ones machined with the copper electrode. Additionally, the micro cracks present in the bits machined with graphite electrode were deeper than the ones of the bits machined with the copper electrode. The melt layer surface contains particles which are the cause of the micro cracks.

Keyword

Usinagem por Descargas Elétricas; Textura Superficial; Integridade Superficial / Electrical Discharge Machining; Surface Texture; Surface Integrity

1. INTRODUÇÃO

Conforme Kobayashi (1995), o Processo de Usinagem por Descargas Elétricas ou simplesmente Processo de Usinagem por Eletroerosão, como mais freqüentemente é conhecido no ambiente industrial, é, dentre todos os processos não tradicionais de usinagem, aquele que primeiro se popularizou. É tão grande a presença do processo no mercado produtivo que, mesmo em pequenas oficinas é comum encontrarem-se equipamentos de eletroerosão sendo empregados para uma diversidade muito grande de operações, em especial para a usinagem de materiais considerados de difícil usinagem para os processos tradicionais como torneamento, furação, fresamento e retificação. Se por um lado o processo tem sido fortemente utilizado, com perspectivas futuras ainda mais promissoras (Snoeys,1986), sabe-se no entanto que, por ser de natureza térmica pode comprometer a qualidade da superfície usinada. Crookall (1975) talvez tenha sido o primeiro pesquisador a sugerir a intensificação da

pesquisa em textura e integridade superficial e Lloyd e Warren (1965) talvez tenham sido os autores do primeiro trabalho a se preocupar com a metalurgia das superfícies obtidas por eletroerosão. Depois disso, na década de 90, muitos trabalhos tem sido publicados enfocando um ou mais aspectos da qualidade de superfícies obtidas por eletroerosão. Sem a pretensão de fazer um estado da arte sobre o assunto, cujo ponto de partida poderia ser o trabalho de Dauw e Schumacker (1989), citam-se a seguir, alguns trabalhos com os respectivos enfoques: Fuller et al (1989) trata sobre a camada de material fundido e microtrincas produzidas nas superfícies de aços endurecidos (HRC $\geq$ 50) e a liga Inconel 718 usinados pelo processo de descargas elétricas em regimes de desbaste e acabamento. Kruth et al (1995), por sua vez, busca conhecer melhor o efeito que causa o tipo de fluido dielétrico e o material da peça e eletrodo sobre a camada de martensita não revenida, também denominada de "camada branca", em uma superfície usinada por descargas elétricas. Masui et al (1995) estuda as modificações causadas com a adição de elementos de liga à superfície do aço AISI M2 usinado pelo processo de descargas elétricas.

Apesar da existência de muitos trabalhos enfocando a textura e a integridade superficial em superfícies obtidas por eletroerosão, tanto a fio como por penetração, o único trabalho sobre usinagem do aço ferramenta ABNT M2 encontrado durante o estudo bibliográfico para a realização desse trabalho, foi realizado por Masui et al (1995), como citado anteriormente. Sendo esse material de larga utilização e embora considerado de difícil usinagem mas, ainda assim, usinável com certa facilidade por eletroerosão, surgiu a idéia da realização de testes em diversos regimes de trabalho.

O propósito principal deste trabalho é avaliar a rugosidade e integridade superficial das superfícies usinadas nos vários regimes de corte tanto para ferramentas de Cobre como de Grafite. O material usado para usinagem foram bits de Aço Rápido ao Molibdênio - ABNT M2. Em geral, verificou-se que não é possível afirmar com qual material, dentre cobre e grafite, se obtém uma melhor rugosidade superficial da peça usinada. Também foi possível constatar que a superfície usinada com eletrodo de grafite apresenta uma camada de material fundido de menor espessura que aquela usinada com eletrodo de cobre. Observou-se que há uma tendência das microtrincas geradas naquelas superfícies usinadas com eletrodo de grafite, serem mais profundas do que quando se usina com eletrodo de cobre. A camada de material fundido que se deposita sobre as superfícies contém partículas que, na maioria das vezes, são a causa das microtrincas

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Através do fluxograma da figura 1 são mostradas as etapas que se fizeram necessárias para a realização desse trabalho, conseguindo assim, atingir o objetivo proposto.

Como material para a peça foram escolhidos bits quadrados de aço rápido do tipo Villares-VWM-2 Temperado, que é, de acordo com a classificação SAE-AISI, da série M-Aço Rápido ao molibdênio. A usinagem dos corpos de prova foi realizada em uma máquina eletroerosiva denominada D-01/A da Hiteka e de procedência húngara. Essa máquina permite que se usine em quatro regimes distintos que são: desbaste, semi-acabamento, acabamento e superacabamento. As variáveis de corte adotadas para a usinagem das peças com eletrodo-ferramenta tanto de cobre quanto

Tabela 1: Variáveis de corte adotadas para usinagem com ferramenta de cobre e grafite.

Regime	V(V)	I(A)	F(kHz)
Desbaste	200	3	3,5
Semi-acabamento	140	3	10,5
Acabamento	120	3	21,5
Superacabamento	170	1	40,0

de grafite foram as mesmas e podem ser vistas na Tabela 1.

O bit de aço rápido utilizado como eletrodo-peça foi usinado conforme croquis apresentado na figura 2. Essa geometria foi escolhida por vários fatores que, simultaneamente, ofereciam maior facilidade nos exames com microscópio ótico e eletrônico, por oferecer facilidade na obtenção da rugosidade superficial e por possibilitar, futuramente, o ensaio dinâmico de flexão como método indireto de avaliação da integridade da superfície usinada com a mínima introdução de tensão residual. Após serem usinados, os bits foram seccionados para, posteriormente, serem embutidos.

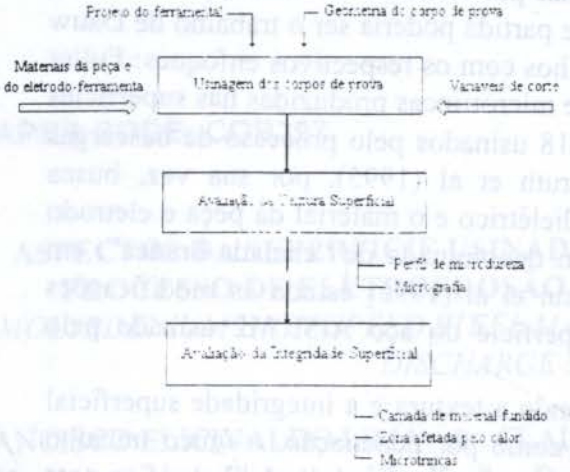


Figura 1: Fluxograma das etapas executadas para a realização do trabalho.

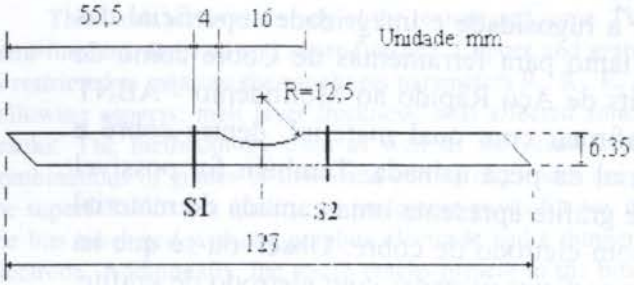


Figura 2: Representação esquemática do bit de aço rápido usinado.

A forma apresentada pela ferramenta, tanto de grafite quanto de cobre, é cilíndrica, cuja representação esquemática é apresenta na figura 3. A explicação para a utilização dessa forma geométrica está na presença de um sobrecorte lateral muito grande que a ferramenta cilíndrica de diâmetro constante proporcionava quando da realização dos pré-testes. O rebaixamento do diâmetro de 25 mm para 18 mm fez com que fossem eliminadas as descargas elétricas laterais naquela região que já havia sido usinada, proporcionando assim, a redução do sobrecorte lateral em cerca de 90%, o que fez com que essa forma de ferramenta fosse, então, adotada para a realização dos testes definitivos. O total de peças usinadas neste trabalho pode ser representado pela seguinte expressão:

$$TE = \mathrm{Re} \times Mf \times R \qquad (1)$$

onde:
TE = Total de ensaios;
Re = Número de regimes = 4;
MF = Número de material da ferramenta = 2;
R = Número de repetições = 4.

Optou-se por usinar quatro vezes nas mesmas condições para que, dessa forma fosse obtido uma maior confiabilidade nos resultados da rugosidade e integridade superficial do processo que, como se sabe, pode, aprioristicamente, apresentar resultados bastante discrepantes. Portanto, é fácil perceber pela equação 1 que foi usinado um total de trinta e duas peças, das quais a metade foi usinada com eletrodo-ferramenta de cobre e o restante com grafite.

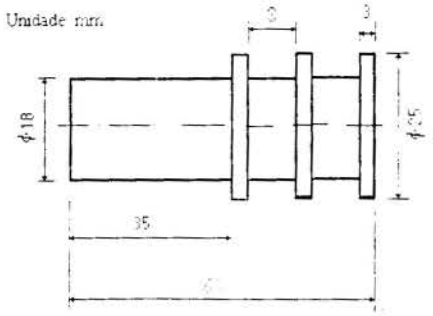


Figura 3: Representação esquemática do eletrodo-ferramenta.

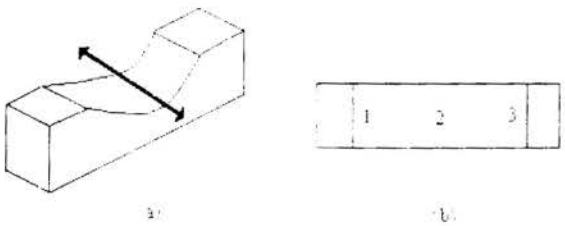


Figura 4: Amostra usada para medição dos parâmetros de rugosidade. (a) Perspectiva - Sentido da medição. (b) Vista superior - Pontos onde foram realizadas as medições.

Para o estudo da rugosidade foram levantados diversos parâmetros de rugosidade tais como: rugosidade média R_a, rugosidade média geométrica R_q, rugosidade máxima R_y e rugosidade total R_t. Também foi possível levantar gráficos de rugosidade média R_a para cada uma das amostras. Para tanto foi utilizado um rugosímetro Surtronic 3+ da Rank Taylor Robson. Para cada amostra foram feitas três leituras no sentido perpendicular ao eixo central da amostra, de acordo com a ilustração da figura 4.

Para determinar a espessura da zona afetada pelo calor foi feito um levantamento do perfil de microdureza das amostras usinadas em cada um dos regimes. Para isso foi utilizado um microdurômetro Wolpert com uma carga de 50 gramas. Para se fazer um estudo das microtrincas, utilizou-se micrografias extraídas do microscópio ótico Neophot 21 e do microscópio eletrônico de varredura Zeiss.

3. RESULTADOS

Percebe-se, observando a figura 4 que, na usinagem em superacabamento com grafite a superfície é marcada por pequenas irregularidades de forma geométrica cilíndrica e, às vezes, irregular, o que não se percebe na superfície usinada com cobre. Fato esse, constado por Lima (1997).

(a) (b)

Figura 4: Superfícies usinadas em regime de superacabamento. (a) superfície usinada com cobre. (b) superfície usinada com grafite.

As tabelas 2 e 3 mostram como variam, nos quatro regimes, os valores obtidos para os diversos parâmetros de rugosidade tanto para o eletrodo-ferramenta de cobre como para o de grafite. As faixas de valores de cada parâmetro são decorrentes das diversas medidas realizadas para cada uma das amostras.

Analisando os valores apresentados nas tabelas 2 e 3, verifica-se que não é possível afirmar com qual material para eletrodo-ferramenta, ou seja, cobre ou grafite, obtém-se uma melhor textura superficial tendo em vista que os valores dos parâmetros são aproximados.

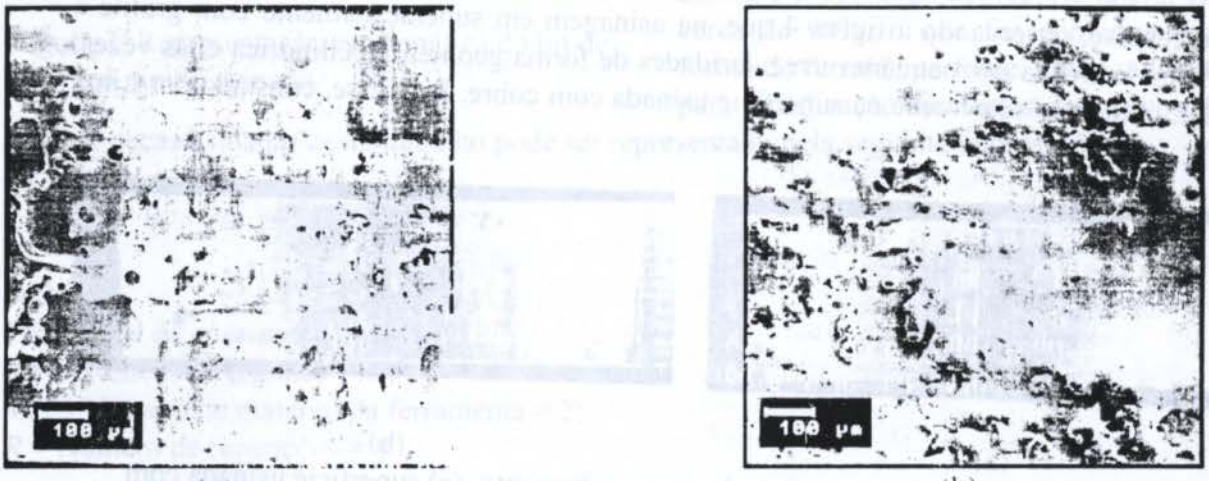
Tabela 2: Parâmetros de Rugosidade obtidos para os diversos regimes de usinagem com eletrodo-ferramenta de cobre.

Regime	R_a (µm)	R_q (µm)	R_y (µm)	R_t (µm)
Desbaste	11.7 - 19.6	14.2 - 23.6	59.4 - 91.0	63.3 - 94.2
Semi-acabamento	3.7 - 5.0	4.9 - 6.2	27.2 - 42.6	27.2 - 42.6
Acabamento	1.8 - 2.4	2.3 - 2.9	13.8 - 17.8	13.8 - 18.5
Superacabamento	0.4 - 0.6	0.5 - 0.8	3.8 - 7.0	4.0 -7.0

Tabela 3: Parâmetros de Rugosidade obtidos para os diversos regimes de usinagem com eletrodo-ferramenta de grafite.

Regime	R_a (µm)	R_q (µm)	R_y (µm)	R_t (µm)
Desbaste	9.0 - 13.0	11.4 - 16.2	56.0 - 81.6	61.2 - 83.4
Semi-acabamento	4.1 - 6.1	5.1 - 7.8	25.3 - 47.1	27.2 - 50.8
Acabamento	1.5 - 1.8	1.9 - 2.4	10.3 - 18.0	11.7 - 20.2
Superacabamento	0.5 - 0.7	0.7 - 1.0	4.2 - 7.3	4.7 - 7.3

Na usinagem em regime de desbaste utilizando ferramenta tanto de cobre quanto de grafite, constatou-se que a camada de material fundido está presente em quase toda a superfície usinada, sendo que, naquela usinada com cobre, essa camada apresenta-se em forma de placas com elevada espessura e também na globular, enquanto que naquela superfície usinada com ferramenta de grafite, essa camada apresenta-se mais espalhada e, consequentemente, uma menor espessura Figura 5.



(a) (b)

Figura 5. Superfícies usinadas em regime de desbaste. (a) com ferramenta de cobre. (b) com ferramenta de grafite.

Observando a figura 6 percebe-se a presença de pequenas partículas de forma geométrica irregular encravadas na superfície. Pela diferença de número atômico (parte inferior da micrografia) constata-se que essas partículas não são do mesmo material da peça, levando a crer que se trata de partículas oriundas do eletrodo-ferramenta.

Figura 6: Vista superior da superfície usinada com ferramenta de cobre.

As tabelas 4 e 5 mostram o valor da altura média da camada de material fundido e depositado sobre a superfície usinada em cada um dos regimes empregado bem como o desvio padrão.

Percebe-se, analisando essas tabelas que, a espessura da camada de material fundido sobre a superfície usinada, tanto com eletrodo de cobre quando de grafite, aumenta quando se sai do regime de superacabamento para o desbaste. Fazendo uma comparação da espessura dessa camada com relação ao material do eletrodo, observa-se que a espessura da camada de material fundido sobre a superfície usinada com grafite é menor que aquela gerada quando se usina com eletrodo de cobre.

A figura 7 mostra o perfil de microdureza das superfícies usinadas com eletrodo de grafite nos regimes de desbaste e superacabamento. Percebe-se, analisando essa figura que, na usinagem em regime de superacabamento a dureza se manteve praticamente constante. Porém, em regime de desbaste o mesmo não acontece pois, próximo à superfície esse valor é relativamente alto, sofrendo em seguida uma redução e, posteriormente esse valor é aumentado e mantém-se constante. Isso foi observado mais claramente na usinagem com eletrodo de grafite.

Na usinagem com eletrodo de cobre e regime de desbaste foi constatada a presença de microtrincas na camada de material fundido. A figura 8 mostra como essas trincas se propagam por sobre a superfície.

Tabela 4: Espessura da camada de material fundido e depositado sobre a superfície da peça usinada com ferramenta de cobre.

Regime	h (µm)	s (µm)
Desbaste	57,25	14,70
Semi-acabamento	32,49	4,81
Acabamento	5,49	1,96
Superacabamento	3,11	1,03

Tabela 5: Espessura da camada de material fundido e depositado sobre a superfície da peça usinada com ferramenta de grafite.

Regime	h (µm)	s (µm)
Desbaste	42,10	12,64
Semi-acabamento	11,03	5,82
Acabamento	5,11	3,23
Superacabamento	2,40	1,20

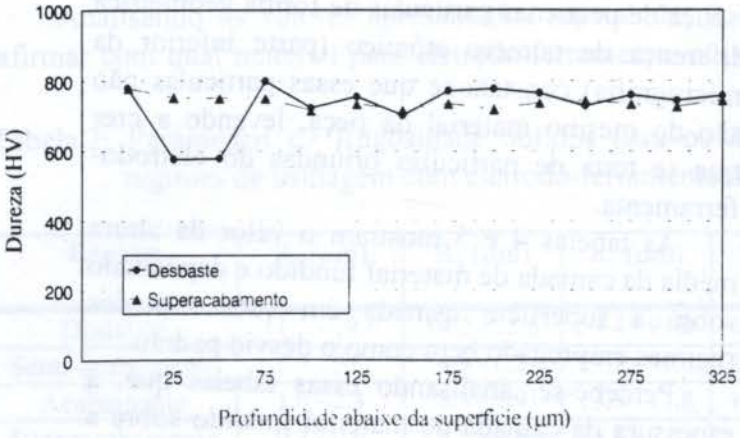


Figura 7: Variação da dureza a partir da extremidade da superfície usinada com ferramenta de grafite.

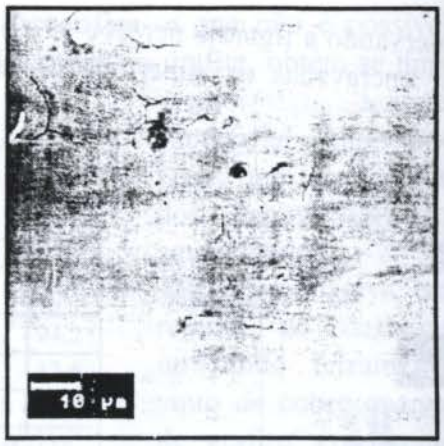


Figura 8: Superfície usinada com ferramenta de cobre em regime de desbaste.

Observou-se que algumas dessas microtrincas tinham origem de partículas encravadas na superfície da camada de material fundido. Na usinagem em regime de superacabamento tanto com eletrodo de cobre quanto de grafite, não foi constatada a presença de microtrincas na superfície usinada.

4. CONCLUSÃO

Não é possível afirmar com qual material, dentre cobre e grafite, obtém-se uma melhor textura superficial quando usinando o aço ABNT M2 pelo processo de descargas elétricas.

O uso do eletrodo de grafite propicia uma camada de material fundido menor, para todos os regimes utilizados, que aquelas obtidas com a ferramenta de cobre. No regime de desbaste chegou-se a camadas da ordem de 42 μm quando se usinou com grafite e, 57 μm quando se usinou com cobre. Para o regime de superacabamento esses valores foram da ordem de 2 e 3 μm quando se usinou com grafite e cobre, respectivamente.

O perfil de microdureza traçado para quando se usina em regime de desbaste tem a forma similar às apresentadas na literatura, ou seja, apresenta maiores durezas na superfície (camada fundida) e um valor mínimo a alguns microns abaixo, mais especificamente na camada de martensita revenida porém, depois qual retorna à dureza original em um valor constante. Vale ressaltar, no entanto, que esse valor mínimo é bastante mais acentuado com grafite do que quando se usina com eletrodo de cobre. Na usinagem em regime de superacabamento, o perfil é praticamente constante.

Partículas de tamanho e formas variadas, oriundas do eletrodo-ferramenta, entranham-se no interior da camada de material fundido ou, muitas vezes, ficam encravadas em sua superfície, de onde se propagam muitas microtrincas.

5. REFERÊNCIAS

LIMA, F.E.; Rugosidade e Integridade Superficial do Aço Rápido ABNT M2 Após Usinagem por Descargas Elétricas. *Dissertação de Mestrado*, UFU, 1997.

CRUZ, C. (1995); Há Inúmeras Maneiras Não-Tradicionais de Usinar Materiais. Conheça Algumas, São Paulo, *Revista Máquinas & Metais*, pgs 80-85.

CROOKALL, J.R. (1971), Electro-Discharge Marching-The State of Art, *Cirp Annals*, 20(2).

DAUW, D.F., SCHUMACKER, B. (1989), Milestones of Worl EDM Research Activities, *International Symposium for Electromaching, ISEM IX*, Nagoya, Japan.

FULLER, J. E. (1989); Electrical Discharge Machining, *Metals Handbook*, 9° Ed. Vol. 16 - Machining.

GILMORE, R. (1991), Ultrasonic Polishing (New Tecnology for Manufacturing in a New Era), *EDM Today*.

KRUTH, J.P., Stevens, L., Froyen, L. and Lauwers, B (1995), Study of the White Layer of a Surface Machined by Die-Sinking Electro-Discharge Machining, *K.U.Leuven, Division PMA, Herverlee*, Belgique.

KOBAYASHI, k. (1995), The Presente and Future Developmentes of EDM and ECM, *ISEM XI-International Symposium for Electromaching*, Lausanne.

LLOYD, H.K. and WARREN, R.H. (1965), Metallurgy of Spark-Machined Surface, *Journal of The Iron and Steel Institute*

MASUI, K. et al (1995); Surface Modification of Tool Steels by Alloying Method Using EDM Process, ISEM XI-International Symposium for Electromaching, Lausanne.

RHOADES, L. (1990), Post Processing of EDM Surfaces, *EDM Digest*, Vol. XII-Nr.1.

SNOEYS, R. et al (1969), Current Trends in Non Conventional Material Removal Processes, *CIRP Annals*, Vol. 35/2.

UNESP
COBEM 97

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB387

OTIMIZAÇÃO DO PROCESSO DE USINAGEM DE MATERIAIS FRÁGEIS COM FERRAMENTA DE PONTA ÚNICA DE DIAMANTE /

Optimization of the Single Point Diamond Machining of Brittle Materials

CARLOS RENATO PAGOTTO,JAIME GILBERTO DUDUCH, JUAN CARLOS CAMPOS RUBIO, RENATO GOULART JASINEVICIUS & ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO
Departamento de Engenharia Mecânica - Escola de Engenharia de São Carlos - USP Rua Dr. Carlos Botelho, 1465 CEP 13560-970 São Carlos-SP,Brasil E-mail: pagottor@sc.usp.br

Abstract

Researches on single-point machining of brittle materials show that critical chip thickness should be of submicrometre order. Condition of cut to obtain crack-free surfaces, however, vary significantly from material to material. According to the geometry of the tool, cutting depths and feed rates can be of the order of a few micrometres. This has implications for the economics of the process. This paper discusses qualitative results of cuts both with round and truncated tool tip. Both showed that the condition of cut are limited by the dinamics of the process rather than geometric factors to obtain low subsurface damage.

Keywords

Ultraprecision machining, brittle materials, single point diamond tool

Palavras-chave

Usinagem de ultraprecisão, materiais frageis, ferramenta de ponta única de diamante.

1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, a demanda por componentes de materiais frágeis aumentou consideravelmente principalmente nas indústrias eletrônica e óptica; entretanto, materiais frágeis estão sujeitos a danos superficiais e subsuperficiais devido à ocorrência de concentrações de tensões localizadas no contato com objetos afiados e duros, tais como ferramentas ou grãos abrasivos durante a usinagem (Duduch *et al.*,1996). Exemplos desses materiais são o silício, germânio (elementos transmissivos), vidros ópticos e cerâmicas finas, entre outros.

Avanços no processo de manufatura são de grande importância para a produção econômica de componentes fabricados desses materiais. Por outro lado, com o aumento na demanda para tais componentes (por causa de suas propriedades superiores), torna-se necessário o desenvolvimento de técnicas de usinagem com alta eficiência, caracterizadas por baixas forças inerentes ao processo e baixos danos introduzidos na superfície (Duduch *et al.*,1996). Os métodos tradicionais de trabalho com materiais frágeis tais como a lapidação, polimento e ataque químico são processos que, além de consumir tempo, implicam em erros de forma na superfície original e são processos difíceis de serem controlados. O torneamento

com ferramenta de ponta única de diamante e a retificação tem sido considerados alternativas viáveis para a fabricação de superfícies ópticas esféricas e anesféricas, garantindo-se baixas tolerâncias de forma, baixa densidade de danos superficiais e subsuperficiais, e acabamento superficial com qualidade óptica. O torneamento com diamante, com remoção de material no regime dúctil, requer que o corte não exceda uma profundidade crítica ou uma espessura crítica, na ordem de micrometros (Chao, 1991). As primeiras pesquisas realizadas com materiais frágeis, procurando viabilizar o processo de corte, trabalhavam com o conceito de fratura frágil utilizando-se de resultados obtidos através de estudos complexos de indentação e riscamento. Estes resultados demonstraram que a remoção de material através de escoamento plástico poderia ser conseguida a profundidades de corte submicrométricas comparáveis com, por exemplo, o diâmetro médio de partículas abrasivas usadas para o polimento final dessas peças. Deve-se ressaltar que o mecanismo de remoção de material no torneamento com ferramenta de diamante ocorre simultaneamente de duas formas: fratura frágil e escoamento dúctil dependentes da espessura crítica de corte (Blackeley & Scattergood, 1994). A figura 1.a mostra que na indentação (Vickers) de silício monocristalino há o desenvolvimento de regiões deformadas plasticamente. No riscamento (figura 1.b) de silício monocristalino observa-se a formação plástica de sulcos acompanhada de algumas trincas laterais.

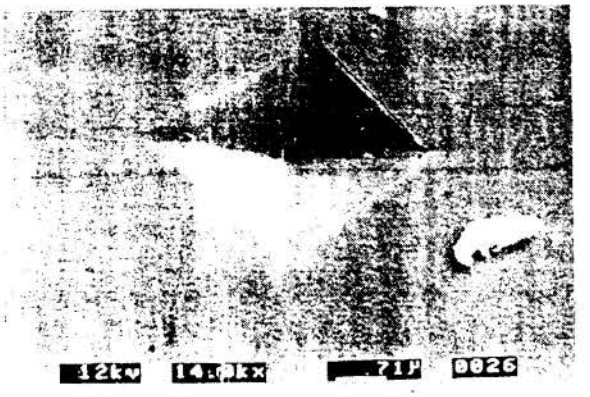


Figura 1.a

Figura 1.b

Figura 1- Micrografias de a) indentação em silício monocristalino e b) riscamento em silício monocristalino mostrando deformação plástica permanente.

A seguir será discutido o mecanismo de geração de superfícies de materiais frágeis com ferramenta de diamante com geometrias diversas.

2. USINAGEM COM FERRAMENTA COM PONTA CIRCULAR

Num processo de usinagem de ultraprecisão a formação de cavacos é realizada através de uma combinação de fratura frágil e remoção no regime dúctil. Para que isso ocorra é necessário que a usinagem aconteça abaixo de uma determinada espessura crítica de corte. Com isso, a energia necessária para o material se deformar plasticamente sobrepõe a energia onde ocorre a formação de trincas (Blacke & Scatergood, 1990).

A combinação das condições de corte deve ser feita de tal maneira que a região de danos por microfratura (figura 2) seja totalmente removida em corte subseqüente não ultrapassando o plano da superfície de corte. Na figura 2, d_p é a profundidade nominal de corte, $h_{cumáx}$ a espessura máxima de usinagem, b é a largura de usinagem e l_k é a localização da transição dúctil-frágil.

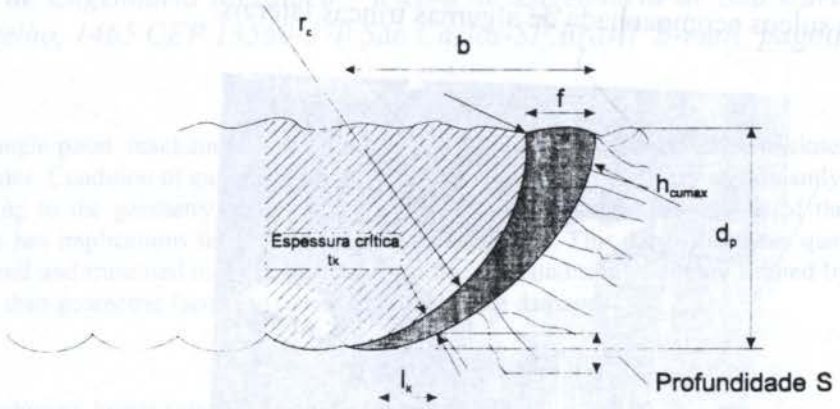


Figura 2- Modelo de Corte com Ferramenta de Ponta Circular

Ensaios em materiais frágeis realizados por Blackeley & Scattergood (1991) propuseram um modelo de corte para materiais frágeis (equação 1):

$$\frac{l_k^2}{r_\varepsilon} - \frac{f^2}{r_\varepsilon} = \frac{t_k^2}{f^2} - 2\left[\frac{t_k + S}{r_\varepsilon}\right] \qquad (1)$$

Na equação 1 a grandeza t_k é a espessura crítica de corte e define quando ocorre o início da usinagem dútil e a profundidade de dano subsuperficial S determina a existência ou não de trincas na superfície final da peça.

Na usinagem de ultraprecisão de materiais frágeis, a escolha do avanço f tem importância fundamental (Blake & Scattergood, 1990). O aumento do avanço faz com que a espessura crítica de usinagem se desloque na direção do plano de corte da superfície o que implica na propagação de trincas que ultrapassarão esse limite prejudicando sua integridade superficial.

Outro parâmetro importante será o raio de ponta r_ε da ferramenta que está relacionado, como no avanço, com a espessura crítica de usinagem. Raios grandes, segundo Blackley & Scattergood (1991), implicam na possibilidade de utilização de avanços maiores e a espessura

crítica de usinagem se desloca em direção à espessura máxima de usinagem aumentando-se o tamanho de l_k e como conseqüência melhora na qualidade superficial. O estado de tensões de compressão, importante para se trabalhar no regime dútil, pode ser influenciado de maneira positiva através de aumentos negativos no ângulo de saída γ (Blackley & Scattergood, 1991).

3. USINAGEM COM FERRAMENTA COM FORMA TRUNCADA

Um outro modelo de corte para materiais frágeis, proposto por Duduch *et al.*(1996), está representado na figura 3.
Este modelo indica uma geometria de ferramenta radicalmente diferente da apresentada no modelo anterior. Nesta nova ferramenta, a aresta de corte tornou-se uma superfície truncada com uma pequena inclinação lateral em relação à superfície usinada.

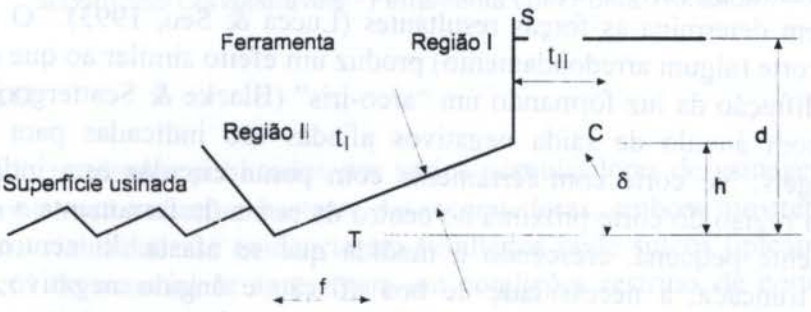


Figura 3- Modelo de Corte com Ferramenta Truncada.

Como pode ser visto, a formação de cavaco acontece dentro de duas regiões distintas: A região I que se estende da superfície S ao canto C, e a região II que vai do canto C à ponta da ferramenta T (Duduch *et al.*, 1996).
Por causa dos diferentes ângulos de ferramenta na direção do avanço, a largura do cavaco na região I se aproximará do valor do avanço/revolução, enquanto que na região II esta largura será muito menor. Portanto espera-se na região II a iniciação de trincas laterais. Segundo Lawn & Swain (1975), isto deve ser esperado que se estenda alguns micrômetros abaixo da superfície, isto é, até uma profundidade máxima de corte frágil d. Se, entretanto, o ângulo da ferramenta na região II proporciona uma largura de cavaco subcrítica a usinagem acontece de forma dúctil. Espera-se, portanto, que a usinagem dútil na região II remova todas as trincas causadas na região I. O cavaco formado neste modelo de usinagem pode também ser dividido em duas regiões distintas (Duduch *et al.*, 1996): Na região I a sua formação ocorre da superfície não usinada até aproximadamente 3 μm acima, formando um cavaco de aproximadamente 4μm o qual certamente dará margem à fratura frágil. A região II de formação de cavaco acontece aproximadamente até 3μm acima da superfície usinada, tendo uma espessura de menos de 3μm. O material nesta região sofre cizalhamento e deformação à frente da face de saída da ferramenta sem a formação de trincas.

Uma possível explicação para a realização de uma superfície usinada fina é que as trincas na região I se propagam de forma lateral (em vez de se propagarem de forma horizontal e para baixo), de forma que sejam removidas em cortes subseqüentes.

4. FORMAÇÃO DE CAVACO

A formação de cavaco no regime dúctil é influenciada pelo estado de tensão na região de corte. O estado de tensão, por sua vez, é dependente do ângulo de saída da ferramenta. Ângulos de saída muito negativos normalmente geram aumento nas tensões hidrostáticas dentro da zona de deformação plástica na ponta da ferramenta. Estas tensões reduzem a tendência de ocorrência de fraturas, consideradas necessárias à usinagem em regime dúctil.

Para as ordens de grandeza envolvidas no corte de materiais frágeis, a espessura de corte pode ser menor que o raio da aresta cortante. Nessas condições, o próprio raio da aresta cortante determina o ângulo de saída, que passa a ser chamado de ângulo de saída efetivo. Quando a espessura de corte é relativamente grande em relação ao perfil da aresta da ferramenta, as forças resultantes e as energias são governadas pelo ângulo de saída nominal. Entretanto, com a espessura de corte se aproxima do tamanho do contorno da aresta, o ângulo de saída efetivo é quem determina as forças resultantes (Lucca & Seo, 1993). O efeito do desgaste da aresta de corte (algum arredondamento) produz um efeito similar ao que ocorre na usinagem de metais: difração da luz formando um "arco-íris" (Blacke & Scattergood, 1990). Assim, ferramentas com ângulo de saída negativos afiadas são indicadas para corte de materiais duros e frágeis. No corte com ferramenta com ponta circular esta indicação se confirma, visto que na região do corte próxima ao centro da ponta da ferramenta a espessura de corte é extremamente pequena, crescendo à medida que se afasta do centro. Com a ferramenta de ponta truncada, a necessidade de boa afiação e ângulo negativo de saída também se verifica já que a região dúctil apresenta espessura de corte muito pequena e constante ao longo da aresta de corte.

5. RUGOSIDADE E FORMAÇÃO DE TRINCAS

A rugosidade teórica de superfícies geradas por ferramenta de ponta circular ou truncada independe da profundidade de corte, entretanto isso não se verifica na prática por influência da dinâmica do processo causada pelo aumento da força de corte e diferentes mecanismos de formação de cavaco com o aumento da profundidade. O parâmetro profundidade de corte tem, embora não geometricamente verificável, influência no acabamento, tendo valor máximo dependente das condições dinâmicas da máquina ferramenta utilizada. Em máquina experimental com alta rigidez estática e dinâmica foram conseguidos cortes em silício monocristalino cuja superfície gerada não apresentava danos significativos e rugosidade Ra de alguns nanometros com profundidades de até 7 μm e avanços de 5μm com ferramenta truncada, sendo a rugosidade teórica praticamente igual à medida. Esse resultado foi obtido com as condições representadas na figura 4.

A espessura do cavaco t_I nessas condições é 0,47μm e t_{II} é igual ao avanço, i.e, 5,0μm. A altura h é 4,0μm. Na região onde o cavaco tem espessura t_I, esta efetivamente se comporta como a profundidade de corte e da mesma forma t_{II} é efetivamente a profundidade nessa região. O comprimento de aresta (50 μm) determina a largura do cavaco na região I e a profundidade de corte (d = 7μm) determina a largura do cavaco na região II.

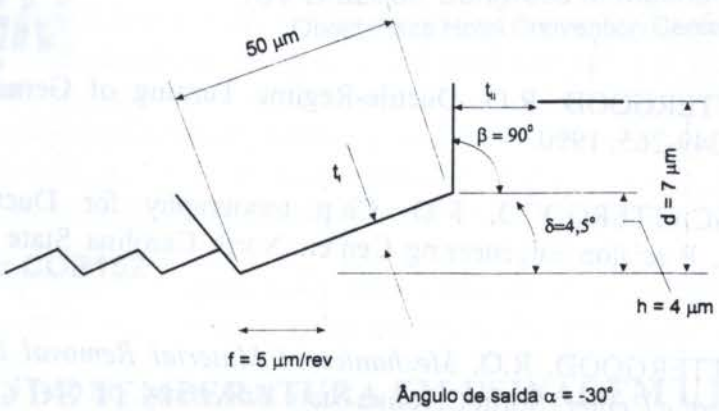


Figura 4- Condições de Corte para Obtenção de Superfície em Silício Monocristalino sem Danos Subsuperficiais Consideráveis - Ferramenta com Ponta Truncada.

6. CONCLUSÃO

Analisando resultados publicados por vários pesquisadores de usinagem de materiais duros e frágeis notam-se variações bastante desencorajadoras, embora mostrem a viabilidade do processo. Esta viabilidade se evidencia em resultados onde sulcos tipicamente formados por retirada dúctil de material se apresentam em condições restritas de corte e em regiões restritas da peça cortada.

Dependendo da geometria da ferramenta as condições de corte podem variar. Para a ferramenta truncada os valores de δ e β determinam as espessuras t_I e t_{II} do cavaco. O arranjo mostrado na figura 4 mostrou-se satisfatório nas condições de máquina descritas podendo, entretanto, sofrer variações dependendo da máquina utilizada e afiação da ferramenta.

A figura 5 apresenta resultados de usinagem de silício monocristalino com ferramenta truncada.

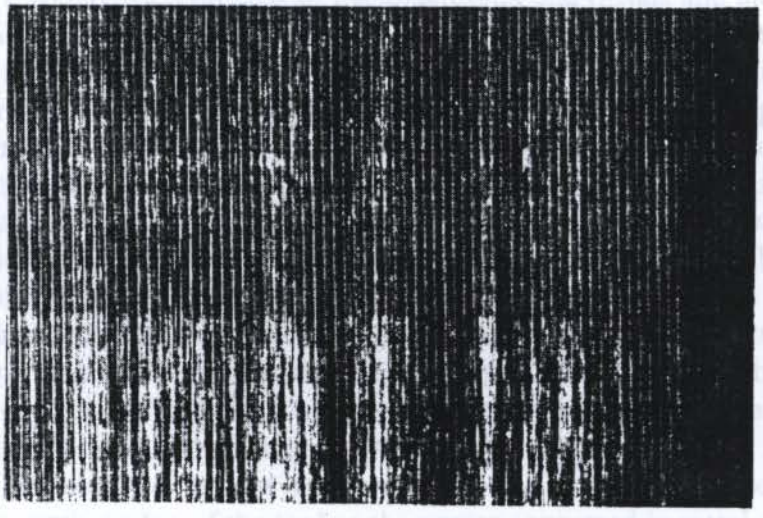


Figura 5 - Resultado de usinagem em silício monocristalino - 500x, f = 1.3µm/revolução, d = 0.3 µm, R_a = 8.5 nm, R_t = 176 nm

7.REFERÊNCIAS

BLACKE, P.N. & SCATTERGOOD. R.O. Ductile-Regime Turning of Germanium and Silicon, *ASME*, vol.12. pp.249-265, 1990.

BLACKLEY W.S. & SCATTERGOOD, R.O. Chip topography for Ductile-Regime Machining of Germanium. Precision Engeneering Center. North Carolina State University, pp.263-266, 1994.

BLACKLEY, S. & SCATTERGOOD. R.O. *Mechanics of Material Removal in Diamond Turning*, Precision Engineering Center. North Carolina State University, pp.68-71, 1991.

CHAO, C.L. *Investigations of the Machining of Glasses and Other Normally Brittle Materials*, Ph.D. Thesis, Cranfield University, Cranfield Bedford. UK, 1991.

DUDUCH, J.G., PORTO, A.V., GEE, A.E. & JASINEVICIUS, R.G. Model of Brittle Materials Single Point Machining With High Removal Rates, *RBCM*,vol. XVIII, n1, pp. 33-39, 1996.

LAWN, B.R. & SWAIN, M.V. Microfracture Beneath Point Indentation in Brittle Solids, *Journal of Materials Science*, vol.10, pp.113-122, 1975.

LUCCA, D.A. & SEO, Y.W. Effect of Tool Edge Geometry on Energy Dissipation in Ultraprecision Machining, *Annals of the CIRP*, vol.42, pp.83-86, 1993.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB152

MEDIÇÂO DE TEMPERATURA EM USINAGEM UTILIZANDO SENSOR INFRAVERMELHO / *TEMPERATURE MEASUREMENTS IN MACHINING USING INFRARED SENSOR*

MARCIO BACCI DA SILVA[1] , TIM CHU[2] & JIM WALLBANK[2]
[1] *Universidade Federal de Uberlândia, Departamento de Engenharia Mecânica, Uberlândia 38400-089, Brasil - E-mail: esrng@eng.warwick.ac.uk*
[2] *University of Warwick, Department of Engineering, Coventry, CV4 7AL, UK*

Abstract

This work describes a technique that uses an infrared sensor to measure the temperature on the machined surface of the workpiece. This temperature is obtained after extrapolation of three measured temperatures below the cutting edge: at 3mm, 6mm and 9mm. The technique was first developed to be used in dry cuts, but was improved to allow measurements when cutting fluid is applied. Results from machining an AISI1040 steel are presented for dry cut and when a mineral oil is used as lubricant.

Keywords

Usinagem; Temperatura de usinagem; Fluidos de corte / *Machining; Machining temperature; Cutting fluids.*

1. INTRODUCTION

Machining is a widely used process of manufacturing, and metals and alloys are the bulk of materials used in this process. Therefore the subject of metal cutting has been the focus of many researchers and has produced many publications. Since man started to machine these materials many problems have arisen and solutions and ideas have been proposed. Great progress was achieved in increasing the metal removal rate and reducing the costs.

Increasing the metal removal rate means that more material can be cut in a shorter time and this has been achieved by increasing the cutting speed, feed rate and depth of cut. To do this in an economical way depends on many areas related to metal cutting: the machine tool, the cutting tool, cutting fluid and work materials.

Regarding machine tools, it is necessary to increase their power and accuracy. At the same time they are developed in such way to facilitate their operation, change of cutting conditions, change of cutting tool and workpiece. Some cutting tool materials, like ceramics are brittle and need to be used on rigid machines.

The increase in power to remove more material in a shorter time increases the heat generation near the cutting edge of the tool as the power consumed in metal cutting is largely converted into heat (Bever, 1953). This heat is dissipated by the four systems processing the material: the cutting tool, the workpiece, the chip formed and the cutting fluid.

This means that the cutting tool needs to withstand higher temperatures at acceptable wear rates. The temperature reached by the cutting tool is the main factor that limits the rate of machining. This forced the development of new materials for cutting tools. Moreover, in

some operations that have an interrupted cut, like milling, the tool has to resist a thermal cycle, mechanical shocks and needs to have good toughness to support high cutting speeds.

The cutting fluids used with some cutting operations play a very important role and many operations cannot be efficiently carried out without any fluid. Among their functions (Shaw, 1984), are that they are used to cool the tool, workpiece and machine tool. They may act as a lubricant at the interface of tool-chip (Trent, 1984), depending on the conditions. At high cutting speed it is unlikely that the fluid reaches this interface and some different form of application has been experimented with, (Machado,1990), as well as other ways of lubrication, for example using gaseous lubricant. The fluid will remove heat from the cutting zone if it is a coolant; if the fluid acts as a lubricant it will decrease the work done and therefore the heat generation. Both actions aim to reduce temperature.

The development of new materials and alloys forced the development of new cutting tool materials. Moreover, in respect to the work material much has been done to decrease the wear rate of tools through alloying with some material. These materials behave like a solid lubricant at the interface between the tool and chip decreasing the stress and heat generation and decreasing the cutting force and so the work done (Wise, 1988). Sulphur and lead are the main materials used to alloying steel and also promote other advantages, e.g. more easily handled chips.

The influence on tool life of cutting temperature has been the subject of the major part of the work done on metal cutting, but the heat generated may also effect the surface integrity of the workpiece. These effects may be more important than the tool life, (Nakayama, 1966; Shouckry, 1982).

As temperature is of fundamental importance in metal cutting operation many attempts have been made to predict it. Some works simply use a relationship between the work done and the volume of metal involved in the process to obtain an average temperature. Other works use computers to help give the distribution of temperature. The methods to measure temperatures in metal cutting have not been improved much. It is therefore difficult to prove the theoretical results in a precise manner.

The difficulties in calculating the temperature and gradients of temperatures in the cutting zone, for even simple conditions, put emphasis on practical methods to measure temperatures.

In order to evaluate the temperature in the cutting zone, several techniques have been developed over the past years (Byrne, 1987). Most of these techniques are used to measure the temperature of the cutting tool.

Among these techniques, the radiation methods are sometimes very useful to obtain the surface temperature of workpiece, chip and tool (Barrow, 1973).

This work describes an experimental technique to measure the temperature on the workpiece using an infrared sensor. The machined surface temperature of the workpiece is measured in three different positions below the cutting edge of the tool. The results are then extrapolated to obtain the temperature close to the cutting edge of the tool. The method first developed for dry condition is modified when cutting fluid is applied.

2. THE EXPERIMENTAL TECHNIQUE

2.1. **Infrared Sensor**

The infrared sensor used in this work is model LTCF1 manufactured by Raytek. This sensor measures temperatures in the range of -18 to 870°C with an accuracy of ±1,0°C. The response time is 400msec and the emissivity can be adjusted from 0,10 to 1,00. The dimension is 187mm length and 42mm diameter.

It can measure the surface temperature in an area corresponding to a spot of 2,5mm in diameter when it is at 76mm from the surface. The reading is affected by the emissivity of the material. The emissivity depends on the inclination of the sensor in relation to the surface, roughness, material, colour and temperature.

2.2. **Experimental Concept**

The total work done in machining can be divided into three quantities: (i)work done to shear the material to form the chip and the new surface; (ii)work done to move the chip over the rake surface of the tool and (iii)work done in moving the freshly cut surface over the flank face of the tool.

The work spent in shearing the material to form the chip involves dissipation of heat due internal friction. The other two are necessary to overcome the friction between the tool and chip or workpiece, which may involve internal friction because of seizure between the surfaces.

This work done will depend on the material being cut. Ductility, hardness, workhardening and thermal proprieties all have definite effects on the tool forces and affect the temperature. These proprieties in addition to the tool material characteristics, cutting conditions and geometry of the process will define the power and therefore the heat generation. A schematic of a single point cutting operation without built up edge is shown on figure 1.

The heat is dissipated by the cutting tool, the chip formed, the cutting fluid and workpiece. A large part of the heat is due to work done in chip formation, and the largest part of this heat passes into the chip and a portion is conducted into the work material. This portion may be higher for low rates of metal removal and small shear zone angles, but for high rates of metal removal this proportion is small.

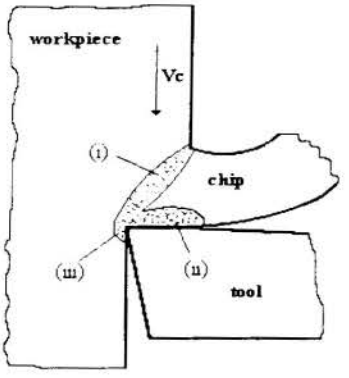


Figure 1-Heat generation zones in orthogonal cutting.

The maximum temperature in the workpiece is close to the cutting edge of the tool, in the region (iii) of figure 1. This temperature is the result of work done on (i) and (iii). After the material passes this region it will cool very fast by conduction into the body of the piece depending on its size, cutting conditions and room temperature.

Using the infrared sensor the temperature on machined surface of the workpiece is measured in three different positions below the cutting edge: at 3, 6 and 9mm, as shown in figure 2. The three results are then extrapolated to obtain the temperature at 0mm: the cutting edge.

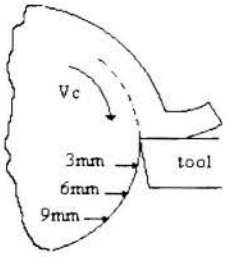


Figure 2-Positions where the temperatures are measured.

The extrapolated results are obtained using an exponential equation because this represents the cooling curve for the material after it passes through the cutting zone. The cooling rate of the workpiece will depend on the cutting conditions and the properties of the material. After some measurements it is shown to be very high (about 20000°C/sec for some cutting conditions).

2.3. **Experimental Apparatus**

Orthogonal cut was not used in this work, instead a cylindrical external turning. The tool used is a metal carbide

from class ISO M35 tripo coated with TiN-TiC-TiN, specification SNMG 120404. When mounted in the tool holder the rake angle is 6°, clearance angle 5°, zero inclination of the cutting edge and approach angle 45°.

The representation of figure 2 is for orthogonal cutting with an exaggerated clearance angle. This gives an impression of easy access to the positions where temperature is being measured. For this work the sensor is fixed between the workpiece and the tool carriage to be able to "see" the machined surface. Figure 3 is a schematic illustration of the process.

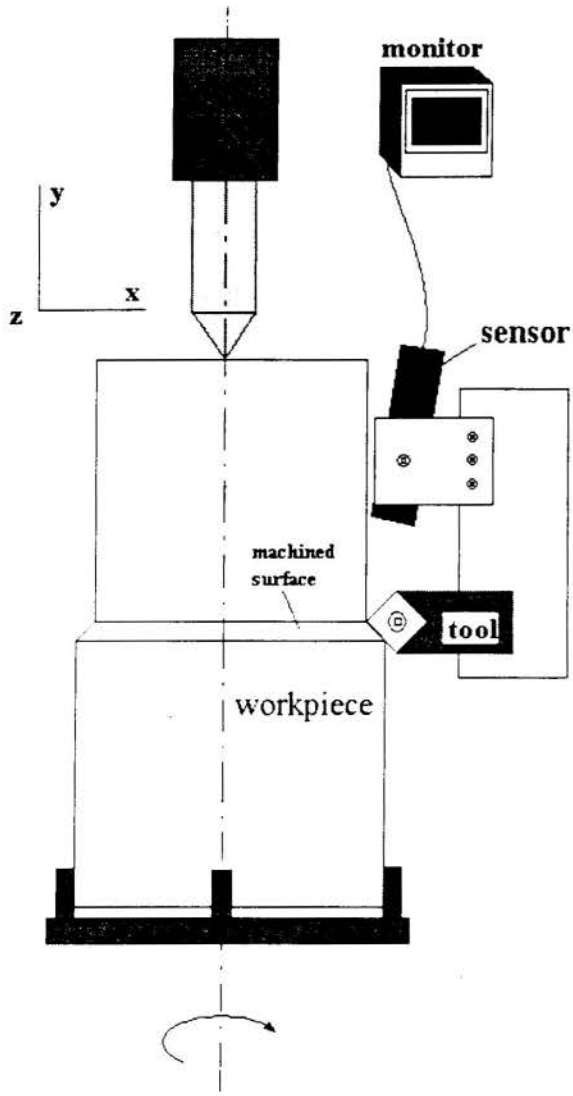


Figure 3-Scheme of the infrared sensor installed.

Because of the limitation of space there is a minimum diameter of the workpiece that can be used. For this particular case and lathe the minimum diameter was about 80mm, less than this value and the sensor touches the tail stock of the lathe.

The device that holds the sensor on the tool carriage permits an easy positioning in relation to the workpiece. The sensor needs to be 76mm from the machined surface. This positioning is done using a model of the sensor body with a laser pen in the center of it.

The emissivity of the surface depends on the inclination of the sensor. In this case the infrared sensor is not at right angle to the machined workpiece; that needs to be compensated for during the calibration.

The diameter of the area on the surface on which the sensor has to measure the temperature is 2,5mm. At 6 and 9mm below the cutting edge there is enough space. For 3mm the space between insert and workpiece surface is smaller than the required 2,5mm. This means that during the test the temperature recorded is composed of radiation from machined surface, workpiece surface and insert surface. At the diameter of 2,5mm the radiation recorded by the sensor follows a Gaussian distribution. This means that the main power comes from the center of the spot, so the sensor has to be in the right position for 3mm to diminish the effect of radiation that comes from the others two surfaces. The tool used in the present work has low emissivity and the workpiece surface is in a unfavorable position in relation to the sensor.

For this work a depth of cut of 2mm is used. The approach angle is 45° which gives a machined surface 2,8mm wide. This is enough space for the sensor.

This way the device can be used to measure the temperature for dry cut. It is necessary to protect the lens of the sensor against chips using a cone shaped nozzle.

2.4. **Measuring Temperature when Cutting Fluid is applied**

When cutting fluid is applied, the sensor, as it was developed for dry cut, cannot be used. If there is something between the lens of the sensor and the target surface the readings are affected, even with transparent objects. When machining with cutting fluid this will be spread around wetting the surface and the lens.

The solution found to allow the use of the device was the use of compressed air applied in the cone. Figure 4 is an illustration of the principle.

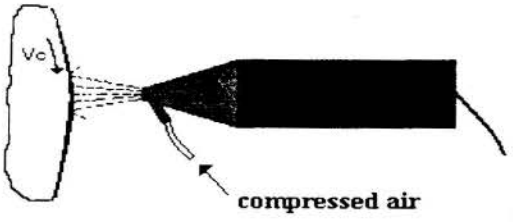


Figure 4-Sensor with compressed air to be used when cutting fluid is applied.

The air will protect the lens against chip and fluid. Any fluid on the lens does not allow measurement. At the same time the air is blowing off the cutting fluid from the surface of the workpiece leaving a free path for the radiation.

Even with the application of air, a thin layer of fluid will remain on the surface of the workpiece. This makes the emissivity of the material to be higher and dependent on the fluid (Wymer, 1975). Special attention has to be given to calibration in this case.

The air has no effect at all on the temperature of the surface. For this work the suitable pressure was found to be 2 bar. This pressure is enough to avoid the contact of the fluid with the lens of the sensor. The cone is very close to the surface, about 10mm. The limitation of the length of the cone is the surface of the workpiece and the insert.

2.5. **Materials and Test Conditions**

The result presented in the next section is for an external cylindrical turning of AISI1040 steel 257HV average hardness with the following composition:

0,43% C; 0,19% Si; 0,83% Mn; 0,035% S; 0.07% P; 0,19% Cu; 0,11% Ni; 0,14% Cr; 0,05% Mo; 0,027% Al; 0,04% Tl

The initial or maximum diameter of the bar is 180mm, and it can be used until a diameter of 100mm.

The cutting fluid is a refined mineral oil BP100 SP, applied using the traditional way over head with an average rate of 25ml/s.

Three cutting speeds are adopted, 22m/min, 30m/min and 40m/min, and three feed rates, 0,05mm/rev, 0,1mm/rev and 0,15mm/rev. The depth of cut is held constant at 2mm.

3. EXPERIMENTAL RESULTS

The final temperature of the workpiece is obtained after an extrapolation using the results from the measurements at 3, 6 and 9mm below the cutting edge. The results for each of these three positions are the average after the surface temperature is stabilized. The graphic of figure 5 shows the result of temperature from the start of the cut for Vc=40m/min and f=0,15mm/rev and dry condition at the position 3mm below the cutting edge.

According to the graphic the temperature stabilized after about 30 seconds after the start of the cut. During the test the temperatures are recorded each second and the final temperature was calculated to be 89°C.

For the same condition at 6mm the temperature is 68°C and at 9mm is 53°C. Using these values the temperature close to the cutting edge is extrapolated as shown in figure 6. The

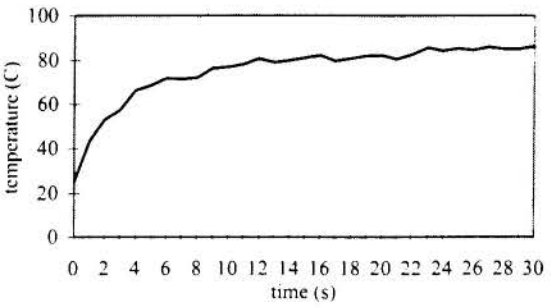


Figure 5-Variation of temperature after the start cutting for Vc=40m/min, f=0,15mm/rev and 3mm below the cutting edge for dry condition.

room temperature or the temperature of the workpiece surface before it passes through the cutting zone affects the final result. The room temperature is not a controlled parameter and some times is different for each test so it needs to be extracted from the results. Therefore, the extrapolation is done using the measured temperatures minus the room temperature for each test.

The figure 6 shows the extrapolation curve for dry condition, Vc=40m/min and for three feed rates. For feed rate of 0,10mm/rev the three temperatures are: 59, 49 and 41°C.

For 0,05mm/rev: 52, 39 and 36°C.

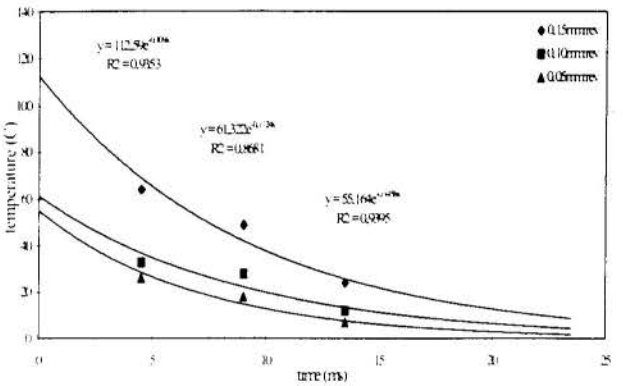


Figure 6-Extrapolation of temperature in the workpiece surface for dry condition, Vc=40m/min.

The curve to fit the results is exponential and the equations are shown in the graphic. The exponential equation represents the cooling rate of the material when heat is transferred by conduction.

According to the equations the increase in the workpiece temperature for 0,15mm/rev is about 113°C, for 0,10mm/rev is 61°C and for 0,05mm/rev is 55°C. The horizontal axis is time instead of distance. For this condition, Vc=40m/min, the time to travel 3mm is 4,5ms. The cooling rates calculated from these results are: 4667°C/s; 2222°C/s and 2889°C/s respectively for: 0,15; 0,10 and 0,05mm/rev.

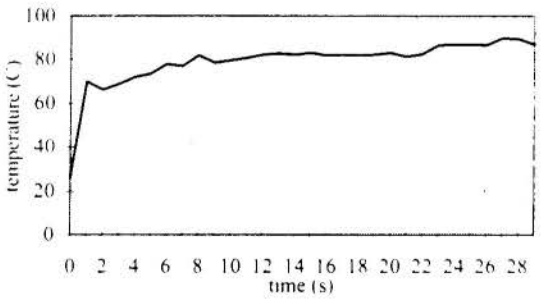


Figure 7-Variation of temperature after start cutting for Vc=40m/min, f=0.15mm/rev and 3mm below the cutting edge for lubricated condition.

The graph of figure 7 is the same as figure 5 but with cutting fluid applied.

The temperature stabilized after about 30 seconds and the average is 82°C. For 6 and 9mm below the cutting edge the temperatures are 54 and 41°C respectively. The temperatures for 0,10 mm/rev are: 57, 42 and 33°C. For 0,05mm/rev are: 48, 36 and 29°C.

These results are fitted to a curve and the temperature at the cutting edge is obtained using the same procedure as for dry cut. The results for 0,15, 0,10 and 0,05mm/rev are shown on the graph of figure 8.

According to figure 8 the increase in temperature for 0,15mm/rev is 104°C, for 0,10mm/rev it is 67°C and for 0,05mm/rev 57°C. The results are close to those for dry condition.

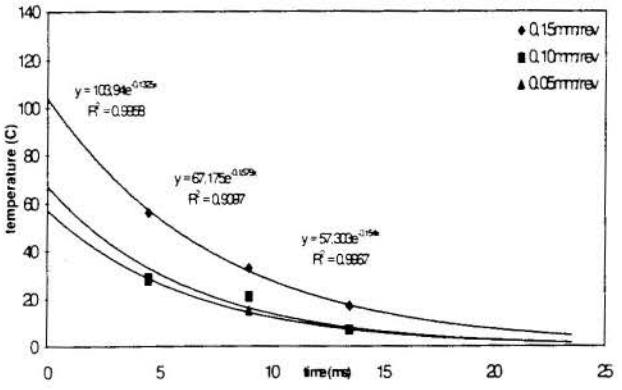


Figure 8-Extrapolation of temperature in the workpiece surface for lubricated condition, Vc=40m/min.

The cooling rates for lubricated condition are: 4889°C/s for 0,15mm/ rev, 2889°C/s for 0,10mm/rev and 3556°C/s for 0,05mm/rev.

Comparing the coefficient of correlation for both conditions, dry and lubricated, it is better fitted to the last one.

Temperatures for 0,05 and 0.01mm/ rev are very close but there is a big gap between them and temperature for 0,15mm/rev. This can be due to the chip form. While for the lower feed rates it is continuous and helicoidal, for 0,15mm/rev it is broken into small parts. This difference can affect the conduction of heat to the chip.

4. DISCUSSION

It is not easy to measure temperature in machining and several experimental methods have been developed for it. The use of infrared sensors method can be a good choice. They have being used to measure temperatures only from exposed surfaces. The method described here enables the results from experimental measurements to be used to calculate the temperature on the workpiece close to the primary shear plane, which means the maximum workpiece temperature.

The method works very well for ordinary machining and could be used to measure the temperature dynamically, in order to monitor the process. It is expected that the tool wear will affect the temperature of the workpiece, so the method can be used to control tool wear during machining.

The temperatures used to extrapolate the final temperature fit very well into the exponential equation, which represents the cooling rate by conduction into the workpiece. Using the extrapolation it is possible to get temperature readings in areas where the sensor cannot measure directly because it cannot see the surface.

The temperature on the surface of the workpiece takes about 30 seconds to be stable. This is the time for the system to warm up: tool, toolholder and workpiece.

According to the results the cooling rate of the workpiece is very high. This is related to the deformation zone on the workpiece, which is affected by cutting conditions. If the depth of deformation is small it means that the work is concentrated in a smaller area and the surface temperature is higher, for the same condition.

The fact that the temperature is higher when lubricant is applied can be explained by the formation of the built up edge. If there is b.u.e. the geometry of the cut is different and the amount of heat that goes into the workpiece from the primary shear plane can be affected. It is not the intention of this work to explain the effects of the cutting conditions, but just to show that the method can be useful and gives information of the behaviour of the material during machining. A more systematic investigation is needed to explain this.

Some limitations of the method need to be overcome as for instance the need for a high workpiece diameter. This could be solved with the development of a smaller infrared sensor or the use of optical fibber to conduct infrared light, which can make possible the use of the

sensor far way from the cutting zone. It could be used to measure temperature on the workpiece, tool or chip.

The calibration and positioning of the sensor are fundamental to the technique. Precautions need to be taken in order to avoid incorrect results.

5. CONCLUSIONS

The conclusions drawn from this work are:

.The technique described here can be useful in machining to measure temperature even when cutting fluid is applied;
.It is a reliable method depending on the calibration of the sensor;
.The extrapolation method gives a good indication of the maximum temperature of the workpiece;
.The cooling rate of the workpiece is very high and depends of the cutting speed.

6. ACKNOWLEDGMENT

The authors wish to thank the University of Warwick -UK, where this work was carried out and CNPq-Brazil for the financial support.

7. REFERENCES

BARROW, G. A Review of Experimental and Theoretical Techniques for Assessing Cutting Temperatures, Annals of the CIRP, v 22, n 2, pp 203-211, 1973.

BEVER, M. B.; MARSHALL, E. R.; TICKNOR, L. B. The Energy Stored in Metal Chips During Orthogonal Cutting, *Journal of Applied Physics*, v 24, pp 1176-1179, 1953.

BYRNE, G. Thermoelectric Signal Characteristics and Average Interfacial Temperatures in the Machining of Metals Under Geometrically Defined Conditions, Int J Mach Tools Manufact., v 27, n 2, pp 215-224, 1987.

MACHADO, A. R. *Machining of Ti6Al4V and Inconel 901 with a High Pressure Coolant System*, PhD Thesis, University of Warwick, England, UK, 1990.

NAKAYAMA, K.; SHAW, M. C.; BREWER, R. C. Relationship Between Cutting Forces, Temperature, Built-up Edge and Surface Finish, *Annals of CIRP*, v 14, pp 211-223, 1966.

SHAW, M. C. *Metal Cutting Principles*, Oxford University Press, 594 pg., ISBN 0-19-859002-4, 1984.

SHOUCKRY, A. S. The Effect of Cutting Conditions on Dimensional Accuracy, *Wear*, v 80, pp 197-205, 1982.

TRENT, E. M. - *Metal Cutting*, 2nd Ed., Butterworths, 245 pg., ISBN 0-408-10856, 1984.

WIMER, D. G., MACPHERSON, P. B. An Infra-red Technique for the Measurement of Gear Tooth Surface Temperature, *ASLE Transactions*, v 18, n 4, pp 229-238, 1975.

WISE, M. L. H.; MILOVIC, R. Ranges of Application of Free-Cutting Steel and Recommended Tool Materials, *Materials Science and Technology*, Oct., v 4, pp 933-943, 1988.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB144

OPTIMIZACIÓN DEL MECANIZADO DE Ti-6Al-4V Y Ni-19Cr-19Fe-Nb

JOSEBA PÉREZ BILBATUA, NORBERTO LÓPEZ DE LACALLE, JOSÉ ANTONIO SÁNCHEZ & JOSÉ IGNACIO LLORENTE

Departamento de Ingeniería Mecánica, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales C/ Alameda de Urquijo s/n, 48013 Bilbao, España - email : imvpebij@bi.ehu.es

Abstract

This paper describes several aspects on the Titanium based Alloys and Nickel based alloys machining technology, its role in the aeronautical industry, as well as their properties, disadvantages and the efforts carried out in the optimization of the conventional machining process (modifying the cutting parameters, tool materials, geometry, and other parameters involved in the process). This paper also describes different aspects related to using coated tools (TiCN, TiN, CrN) in the machining of titanium alloys, in order to protect cutting edges against flank wear.

Keywords

Mecanizado, Ti-6Al-4V, Ni-19Cr-19Fe-Nb, Aeronáutica, Fresas, Recubrimientos

1. INTRODUCCIÓN

El uso de aleaciones base titanio y base niquel para la construcción de elementos de motores y turbinas aeronáuticos, está incrementándose continuamente dentro de la industria aeroespacial. Sus especiales propiedades fisico-quimicas, dureza y alta resistencia a la corrosión a alta temperatura, los hacen idóneos en condiciones de trabajo extremas.

Sin embargo, desde el punto de vista de maquinabilidad, la situación empeora apreciablemente. Las siguientes caracteristicas influyen en la maquinabilidad de las aleaciones de Titanio

① El Titanio tiene una alta reactividad quimica a ciertas temperaturas y con ciertos materiales, lo que causa erosiones, soldaduras y roces. Por tanto el material de corte y la temperatura del proceso son criticas.

② El Titanio posee un coeficiente de transmisión térmico muy bajo, lo que significa que el calor generado en el proceso de corte se concentra en una zona muy cercana al filo de corte y no se disipa rápidamente.

③ El Titanio posee un módulo de elasticidad bajo luego tiende a alejarse de la herramienta de corte y a efectos de "spring-back", a menos que el corte sea limpio y la herramienta esté perfectamente afilada.

④ Las caracteristicas de endurecimiento mecánico del Titanio reducen la tendencia a la creación de filo recrecido y por tanto, sin este fenómeno, el ángulo de cizalladura es alto (37º), creando altas fuerzas de corte en un área pequeña cercana al filo de corte.

Las aleaciones de Níquel se utilizan principalmente en la fabricación de componentes aeronáuticos sometidos a condiciones de trabajo de alta temperatura (del orden de 550ºC), por ejemplo álabes del compresor, discos, ejes, carcasas, anillos, etc. El uso de las aleaciones de Níquel en estos componentes se debe a su alta resistencia, dureza, tenacidad, y a su buena resistencia a la corrosión y a la oxidación a alta temperatura.

En el caso de las aleaciones base Níquel, las propiedades que afectan a su maquinabilidad son las siguientes :

① Su alta dureza.
② Las inclusiones abrasivas de metal duro existentes en su microestructura, que conducen a un desgaste prematuro de la herramienta.
③ La propiedad que presentan estos materiales de endurecerse de forma mecánica.
④ Su tendencia a la absorción de hidrógeno puede fragilizar la pieza.

2. LÍNEAS GENERALES DEL MECANIZADO DE ALEACIONES BASE TITANIO Y BASE NÍQUEL

Los materiales de herramienta utilizados en operaciones de fresado (corte interrumpido) sufren generalmente de un fuerte fenómeno de chipping localizado en la zona de corte, causado probablemente por una combinación de choques térmicos y mecánicos. Estos modos de fallo son diferentes de los encontrados en operaciones de torneado (corte continuo), donde las herramientas fallan generalmente debido a desgastes de flanco continuos, cráter (o desgaste en la zona de desprendimiento de la herramienta), muescas en la punta de la herramienta y/o a la altura de la profundidad de corte utilizada. El desarrollo de un desgaste de flanco continuo en una operación de corte interrumpido, será posible sólo si el grado del metal duro utilizado es lo suficientemente tenaz para resistir los choques térmicos y mecánicos durante la operación de corte.

El papel jugado por las temperaturas de corte en los modos de fallo de los materiales de corte es bien conocido. La temperatura generada en una operación de corte intermitente fluctúa cíclicamente, creciendo durante la operación de corte y disminuyendo durante el tiempo de no-corte.

La temperatura fluctuante en el interface herramienta / viruta lleva a la modificación de la distribución de tensiones en la zona de corte y puede dar lugar a la formación de grietas de tipo térmico. Estas grietas, desarrolladas a partir de mecanismos de fatiga térmica, se han identificado como los factores principales de fallo de herramienta en el mecanizado a altas velocidades de corte.

Sin embargo, las grietas mecánicas pueden aparecer a velocidades de corte bajas, dando también lugar al fallo de la herramienta. En sus investigaciones, Kabaldin' Y. J. (1990), manifiesta que la adhesión del material mecanizado en la herramienta de corte, es la principal causa de la reducida vida de las herramientas de metal duro en el mecanizado de aleaciones de Titanio.

En la obra de Ezugwu, E. O. (1975) se plasman los modos de fallo de la herramienta asociados con la entrada (y salida) de la herramienta de corte en (del) material mecanizado. En nuestras pruebas hemos comprobado que el excesivo fenómeno de chipping en las fresas de metal duro, es debido al fallo en la salida de la herramienta, el cual favorece la aparición de un ángulo de cizalladura negativo que resulta en el fenómeno de "*formación de pie*".

Este fenómeno, característico de ciertas geometrías de salida, es causado por la rotación de la viruta durante la salida de la herramienta de corte desde el material mecanizado.

La "formación del pie" (ver Fig. 1) ocurre generalmente cuando el cuerpo de la herramienta se sitúa en una posición tal, que la posición central a la pieza resulta en un amplio

rango de ángulos de salida (de -90º a 90º) y en que no produzcan rebaba durante el fresado, sino que el diente de la herramienta tienda a "cortar demasiado" a la salida y forme un "pie" al final de la viruta, si ésta es considerada como la "pierna".

Figura. 1. "Pie" en una viruta de Ni-19Cr-19Fe-Nb

Este modo de fallo puede evitarse mecanizando piezas achaflanadas o utilizando ángulos de dirección de salida superiores a 20º.

Los materiales de herramienta cerámicos (Sialon, cerámicas mixtas, alúmina reforzada con SiC) han sido utilizadas con éxito en operaciones de corte continuo (torneado) de aleaciones de Níquel. Sin embargo, no han tenido un uso extendido en operaciones de fresado debido a su inadecuada tenacidad en comparación con los metales duros. Los diferentes grados de carburo de tungsteno WC/Co (metal duro) se han mostrado los más eficaces en el mecanizado (torneado y fresado) de aleaciones de Titanio debido a que el Titanio reacciona químicamente con la mayoría de materiales de herramienta desarrollados hasta la fecha.

Respecto de la formación de la viruta segmentada en el mecanizado de aleaciones de Titanio, se ha comprobado a través de las pruebas realizadas, las hipótesis propuestas por Komanduri, R. et al (1983). Según estas hipótesis el proceso de formación de las virutas es independiente de la velocidad de corte, aunque esta velocidad afecte a detalles del proceso importantes, tales como: la temperatura de la herramienta, el desgaste de ésta y la generación de virutas segmentadas. En resumen, hay dos etapas principales dentro del proceso de formación de la viruta:

(1) La primera etapa implica una inestabilidad plástica y una localización de tensiones en una banda estrecha dentro de la zona de cizalladura primaria, hasta que se produce el fallo catastrófico por cizallamiento.

Figura 2. Viruta segmentada de Ti-6Al-4V (x1000 aumentos)

(2) La segunda etapa corresponde a un recrecimiento gradual ("Build-Up") con una deformación prácticamente despreciable, crecimiento debido a que el material mecanizado (en forma de cuña) sufre una especie de aplanamiento delante del avance de la herramienta.

En las pruebas de mecanizado hemos observado que casi no existe movimiento relativo entre la superficie inferior del segmento de viruta formado y la cara de la herramienta hasta el final de la etapa de aplanamiento (ver Figura 2).

El empuje gradual del segmento de viruta mueve lentamente el segmento de viruta formado previamente. Según progresa el segmento formado, la acumulación de tensiones en la zona de cizalladura primaria causa un intenso cizallamiento entre este segmento y el anterior.

Estas intensas concentraciones de tensiones, se observan entre los segmentos en la sección media longitudinal de las virutas de Titanio y se forman durante esta segunda etapa.

2.1 Herramientas Recubiertas

Dentro de la comunidad aeroespacial ha existido tradicionalmente una "fobia" generalizada a utilizar recubrimientos en el mecanizado de aleaciones base titanio. Este miedo a utilizar herramientas recubiertas es debido a la posibilidad de producirse reacciones químicas entre los diferentes elementos de titanio (pertenecientes al recubrimiento y a la pieza). En nuestras pruebas no hemos detectado ningún tipo de contaminación superficial y sí un retraso beneficioso en la aparición del desgaste de flanco de la herramienta.

3 PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Los experimentos de mecanizado se realizaron en un centro de mecanizado vertical, con un husillo de 6.000 rpm, aunque se ha dispuesto de un multiplicador de velocidad, acoplable al husillo del centro de mecanizado y capaz de suministrar una velocidad máxima de 24.000 rpm. Las probetas, tanto de Ti-6Al-4V (aleación α-β) como de Ni-19Cr-19Fe-Nb (ver la Tabla 1 de composiciones), consistieron en planchas rectangulares de 650x225x6,5 mm^3. Se ha tenido especial cuidado en la fijación de las probetas con el fin de evitar problemas asociados a la falta de rigidez (vibraciones, imprecisiones,...).

Tabla 1 : Composición química de los materiales utilizados como probetas

	Al	Fe	V	Cr	Si	C	Co
Base Ti	6,48	0,17	4,11	---	---	0,01	---
Base Ni	0,52	19,04	---	18,13	0,11	0,06	0,16

Los ensayos han consistido en determinar la influencia de los diversos parámetros de corte (velocidad de corte, avance por diente y profundidades de corte) en la vida final de la herramienta, tomando como límite crítico su desgaste de flanco (Vb). Las herramientas de corte utilizadas han sido de metal duro, calidad K10, de diferentes características geométricas, diámetro, ángulos de hélice, ángulos de desprendimiento e incidencia y número de dientes. Asimismo se han utilizado herramientas recubiertas con diferentes materiales (TiN, TiCN, CrN) con el fin de determinar la capacidad del recubrimiento en retrasar la aparición del desgaste de flanco. Para todas las pruebas se fijó un desgaste de flanco máximo de 0,45 mm.

4 RESULTADOS EXPERIMENTALES

4.1 Mecanizado de Ti-6Al-4V

Se observó un aumento exponencial del desgaste de la herramienta (tomando como criterio de desgaste límite, el ancho de la marca de flanco VB = 0,45 mm) con la velocidad de corte (Figura 3)

Se ha comprobado la generación de virutas laminares en todo el rango de Vc, con claras bandas de concentración de tensiones en la zona de cizalladura primaria, quedando así confirmada la hipótesis propuesta en apartados anteriores. En ninguna de las velocidades de corte experimentadas se ha comprobado la existencia de material recrecido o "fundido" en el canto de la herramienta.

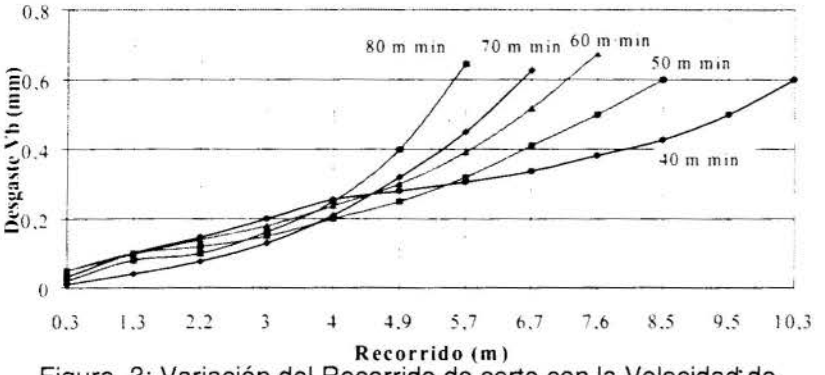


Figura. 3: Variación del Recorrido de corte con la Velocidad de Corte Vc

Es considerable la disminución de la relación recorrido / duración para avances por diente altos, debido a la alta dureza de la aleación de Titanio considerada. Valores altos del avance generan virutas gruesas. La obtención de este tipo de virutas ocasiona un aumento de las cargas de corte, incrementándose el trabajo de deformación y separación de las virutas (Pérez et al, 1995).

Los resultados mostrados en la Figura 4, nos han llevado a considerar la existencia de un valor óptimo de la relación recorrido de corte / avance por diente, situado en un rango aproximado de 0,08 - 0,12 mm/diente :

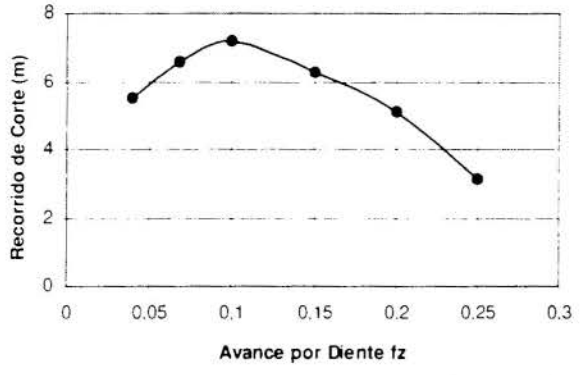


Figura. 4: Influencia del Avance por Diente (fz) sobre la relación recorrido/duración

Se comprobó que con herramientas de metal duro, el aumento del avance incrementaba las roturas producidas en el filo de corte. Los valores de la rugosidad experimentan grandes oscilaciones con relación al desgaste, ya que se pueden atribuir a fuertes roturas aleatorias en el filo de corte.

En el caso del mecanizado con herramientas recubiertas, la Figura 5 nos muestra el desgaste de flanco (Vb) frente al recorrido de corte para herramientas recubiertas de CrN y TiCN a una velocidad de corte de 51 m/min y metal duro sin recubrir a 100 m/min.

Por otra parte se ha detectado un gran efecto de adhesión en los filos de corte del material mecanizado. Se ha constatado la relación entre el material adherido y la aparición de chipping localizado en los filos de corte, de una forma parecida al efecto de arranque de material de la herramienta en el caso de tener filo recrecido.

El desarrollo del desgaste de flanco es diferente en el caso de las herramientas sin recubrir y las recubiertas.

La herramienta de metal duro sin recubrir presenta un estado inicial en el que se forma la mayor parte del desgaste con aparición de chipping localizado. Por otra parte, las herramientas recubiertas desarrollan este desgaste más tarde y de una manera más rápida. Este retraso en el desarrollo del desgaste de flanco está relacionado con el momento en el que desaparece el

recubrimiento y el contacto entre la herramienta y el material mecanizado es directo (ver Figura 5)

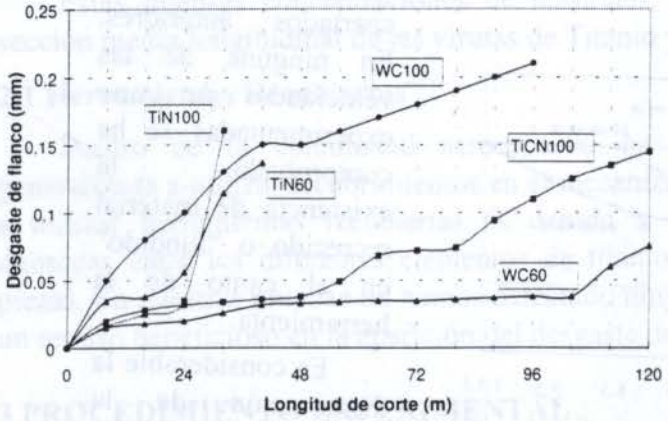


Figura 5. Desgaste de flanco frente a longitud de corte para herramientas recubiertas de TiN, TiCN

De los recubrimientos experimentados, curiosamente, es el recubrimiento de CrN, el único sin contenido de titanio, el que más tendencia ha presentado a la adherencia de material en los filos de corte y el que peor resultado ha tenido en el mecanizado del Ti-6Al-4V a velocidades medias / bajas. Este efecto es debido al bajo coeficiente de fricción de este recubrimiento. En el caso de velocidades de corte más altas, en las que se reducen las fuerzas de corte, el recubrimiento de CrN puede dar buen resultado debido a su gran resistencia a la corrosión a alta temperatura.

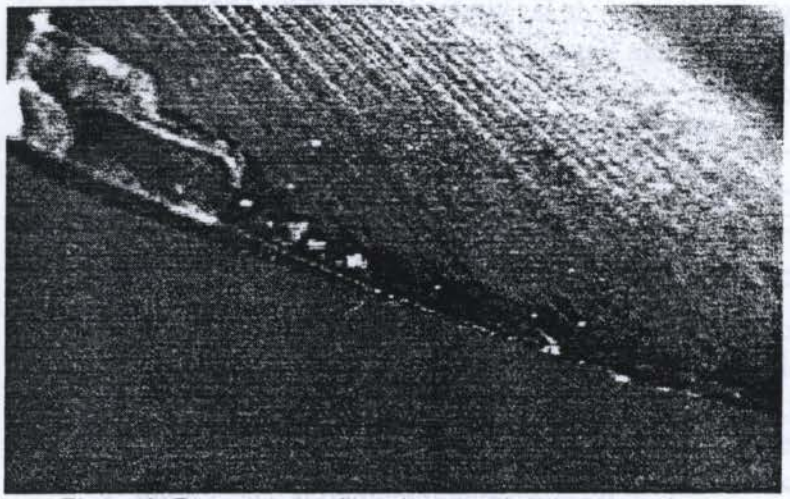


Figura 6. Rotura de los filos de corte de una herramienta recubierta de TiN (Vc=100 m/min, longitud de corte = 6280 m)

En las pruebas realizadas tanto con herramientas recubiertas como con herramientas sin recubrir, hemos detectado la aparición de fracturas en los filos de corte (figura 6) debido a los avances excesivos en la entrada / salida de la herramienta en / de la pieza. Este problema ha sido resuelto mediante sucesivas variaciones del avance en la entrada/salida de la herramienta.

4.2 Mecanizado de Ni-19Cr-19Fe-Nb

La superaleación base Níquel utilizada en las pruebas, ha sido el Ni-19Cr-19Fe-Nb, bien conocido en la industria como material de difícil mecanizado. La dureza de este material es de 420 BHN. En el mecanizado de Ni-19Cr-19Fe-Nb, el fallo de la herramienta ha venido dado, más por fuertes desgastes en la cara de incidencia que por efecto de afinidad química, como era el caso del Ti-6Al-4V. Este desgaste en la cara de incidencia es resultado de la tendencia que presentan estas aleaciones al endurecimiento mecánico durante el proceso de arranque de viruta.

Todas las operaciones de mecanizado se llevaron a cabo en presencia de refrigerante base agua al 6% de concentración. Durante las operaciones de corte se midieron, a intervalos, tanto el desgaste de flanco (o en su caso el chipping máximo) como el acabado superficial. Para la

medición del acabado superficial se utilizó un instrumento de medición tipo estilete y para la medida del desgaste de flanco un microscopio de precisión con mesa móvil.

Las variables que se han sometido a estudio han sido, al igual que en el mecanizado del Ti-6Al-4V, aquellas que influyen de manera decisiva en el desarrollo del desgaste de la herramienta, a saber, la velocidad de corte, avance por diente y profundidades de corte radial y axial.

La figura 7 muestra la variación del recorrido de la herramienta respecto del avance por diente. Se observa que para avances pequeños el recorrido es relativamente corto.

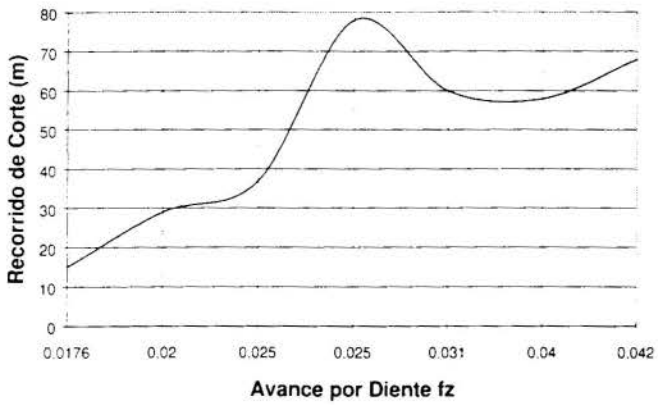


Figura 7. Variación del recorrido frente al avance por diente fz para el mecanizado de Ni-19Cr-19Fe-Nb

La explicación a esta corta vida es que, utilizando un avance por diente demasiado pequeño, se favorece la aparición de una capa endurecida de extremada dureza, lo que provoca altos desgastes y roturas frágiles de los filos de corte. La capa endurecida tiende a tener un valor de dureza mucho mayor que el resto del material de la pieza. El incremento de dureza de la capa endurecida lleva a un incremento de la temperatura y las fuerzas de corte, resultando en conjunto unos ratios de desgaste de la herramienta mucho más pronunciados. Es por ello recomendable no utilizar avances por diente excesivamente bajos.

5. CONCLUSIONES

El excesivo desgaste, responsable del rechazo de las herramientas cuando se mecanizan aleaciones aeronáuticas (base Níquel y base Titanio), es consecuencia de la unión de diversos factores tales como, las altas temperaturas generadas en el proceso de corte, las altas cargas térmicas y mecánicas a las que se ve sometido el filo de la herramienta, y por último, la reactividad química y el pegado de material en la cara de desprendimiento, en el mecanizado de aleaciones de Titanio y Níquel respectivamente.

Las herramientas de metal duro (calidad K10 micrograno) se han mostrado como las más eficaces en el mecanizado de estas aleaciones. Respecto de las herramientas recubiertas, se han obtenido una serie de conclusiones :

1.- El uso de recubrimientos en el mecanizado de aleaciones base titanio, con el fin de proteger el filo de corte, está plenamente justificado., y no se han encontrado trazas de contaminación en la superficie de la pieza debida al material de recubrimiento (una de las razones esgrimidas por la comunidad aeroespacial para no utilizar herramientas recubiertas).

2.- El recubrimiento de TiCN ha producido los mejores resultados, con el mejor acabado superficial y el menor desgaste debido a sus propiedades termomecánicas. El recubrimiento de CrN, con su bajo coeficiente de fricción no ha proporcionado buenos resultados a velocidades de corte medias. Es de esperar que a velocidades de corte más altas, con fuerzas de corte menores, su comportamiento pueda mejorar. Referente al recubrimiento de TiN, su comportamiento ha sido bueno en general, pero peor que el de TiCN. La figura 8 presenta los resultados obtenidos para diferentes recubrimientos y velocidades de corte.

Los resultados de las pruebas de laboratorio presentados en este artículo, deberían actuar sólo como una guía a la hora de escoger las velocidades de corte, avances y profundidades de corte radial y axial, en el mecanizado de aleaciones base Titanio y base Níquel, con herramientas de metal duro en un entorno de fabricación.

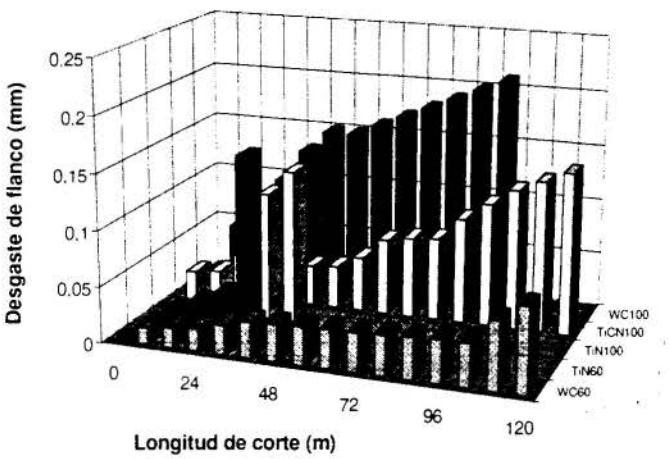


Figura 8. Evolución del desgaste para diferentes recubrimientos y velocidades de corte

En el Departamento de Ingeniería Mecánica de la E.T.S.I.I. de Bilbao, se está investigando actualmente el proceso de corte a alta velocidad y su aplicación al mecanizado de materiales aeronáuticos. Para ello se están realizando pruebas de mecanizado con fresas enterizas de metal duro, recubiertas y sin recubrir, con el fin de obtener los parámetros de corte óptimos y la incidencia del proceso de corte, en la integridad superficial de la pieza mecanizada.

El desarrollo de recubrimientos especiales está siendo investigado por el Centro de Desarrollo Tecnológico TEKNIKER (Eibar), así como por el Departamento de Ingeniería Mecánica de la ETSII (Bilbao) a través de su participación en el Programa Europeo COST 516 Tribology.

6. REFERENCIAS

Chakraverti, G., Pandey, P. C., and Mehta, N. K., *Proceeding of 5th International Conference on Production Engineering*; Tokyo, p 209-215, 1984

Ezugwu, E. O. and Machado, A. R., Face Milling of Aerospace Materials, *Proc. 3rd North American Metalworking Research Conf.*, Pittsburgh, 1975

Kabaldin, Y. J., Mechanics of the cutting process, *Machines and Tooling*, Vol 51, No. 4, p 33-36, 1990

Komanduri, R., and Reed. W., Evaluation of Carbide Grades and a New Cutting Geometry for Machining Titanium Alloys, *Wear* Vol 92, 1983

Pekelharing, A. J., *Annals of the CIRP*, Vol 33/1/, p. 47-50, 1984

Pérez Bilbatua, J., y Llorente, J.I., Mecanizado Convencional y de Alta Velocidad de Aleaciones de Titanio, *III Congreso Ibero-Americano y XII Congreso Brasileiro de Ingeniería Mecánica*, Belo-Horizonte, Brasil, 1995.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB141

UM SISTEMA AUXILIADO POR COMPUTADOR PARA DETERMINAR O DESGASTE DAS FERRAMENTAS NA USINAGEM DA MADEIRA / *A COMPUTER AIDED PROCESS TO DEFINE THE TOOL WEAR IN WOOD MACHINING*

WIILI JOHANN GOTTLOB & ROSALVO TIAGO RUFFINO
Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia - UNESP - Bauru CEP17033-360 Bauru, Brasil - E - mail : gottlob@bauru.unesp.br
Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos - USP - São Carlos CEP 3560-970 São Carlos, Brasil - E- mail : rruffino@sc.usp.br

Abstract

Because of the difficulty in measuring the wear of the saw teeth and other wood cutters and because of the inaccuracy of the use of an optical measuring projector for that purpose, we developed a tool holder with twelve holes to hold the tools in the same direction of the axis, forming an end mill, which would be applied at a molding machine. We also built up a system to measure the tool wear using a coordinate table, two digital electronic measuring instruments, a multiplexer and a computer constituting a profile analyzer. The tool wears were measured for tool machining definite cutting length, for instance 10 km, 25 km, 40 km, and so on. After having obtained the wears which took place along the cutting edge from the vertex with a step of 0,1 mm until its useful length (3,0 to 3,5 mm), we built the edge wear graphs showing the evolution of the tool edge wear. We concluded that the built tool holder and the wear measurement system used were accurate and suitable. With such a system, it is possible to have a great amount of information, in regard to the tool wear inside a computer.

Keywords

Wood working, Wood machining, Tool wear / Processamento da madeira, Usinagem da madeira, Desgaste de ferramentas.

1. INTRODUÇÃO

Devido às dificuldades para medição do desgaste dos dentes de serras e de outras ferramentas de corte usadas na usinagem da madeira e devido à perda da linha de referência inicial, construiu-se um porta-ferramenta em forma de fresa de corte misto, frontal e tangencial, para ser montado numa tupia. Com esse porta-ferramentas, pode-se ensaiar simultaneamente dois, três ou mais materiais de ferramentas, com a garantia das ferramentas cortarem a mesma porção de madeira simultaneamente.

Devido à imprecisão do uso de um projetor de perfis na medida do desgaste das ferramentas e devido também ao alto custo de um analisador de perfis, montou-se um sistema de medida dos desgastes das ferramentas, usando-se: uma mesa de coordenadas, dois comparadores eletrônicos digitais, um coletor de dados como interface entre os comparadores digitais / computador, constituindo um analisador de perfis.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

2.1 Construímos um porta-ferramentas com doze alojamentos, como podemos ver na figura 1, com forma de fresa frontal. As ferramentas são presas radialmente em seus alojamentos, por um sistema de abraçadeiras múltiplas e travadas por baixo para evitar o giro das mesmas.

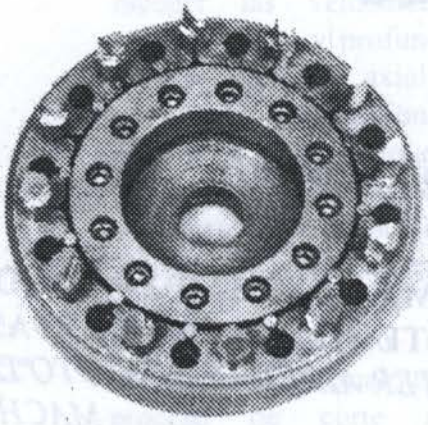


Figura 1- Fotografia do porta-ferramentas.

Este porta-ferramentas foi construído visando-se universalidade e fez-se uso de ferramentas de corte misto, tangencial e frontal, a fim de consumir menor quantidade de madeira na realização dos ensaios, eliminando-se perdas de madeira que ocorreriam, caso fosse usada uma serra.

2.2 Mesa de coordenadas X e Y, com tambores micrométricos, que foi usada para sustentar o porta-ferramentas para possibilitar as medições, figuras 2 e 3.

2.3 Mesa de precisão de granito, para apoiar a mesa de coordenadas e o suporte do relógio eletrônico para realizar a medida do desgaste.

2.4 Relógios de medida eletrônicos digitais, um, marca Starrett, com resolução de 0,005 mm para medir o deslocamento horizontal (cota x) da mesa de coordenadas e outro, milesimal, marca Mitutoyo, para medir deslocamento na vertical (cota z), permitindo o levantamento do perfil, a cunha cortante da ferramenta e seu desgaste.

Os procedimentos experimentais para as medidas dos desgaste foram os seguintes:

1° - Alinhamento da superfície de folga das ferramentas, segundo a direção do deslocamento horizontal, cota **x** (transversal), apenas com o medidor Mitutoyo, que era colocado na direção da cota horizontal **y** (longitudinal).

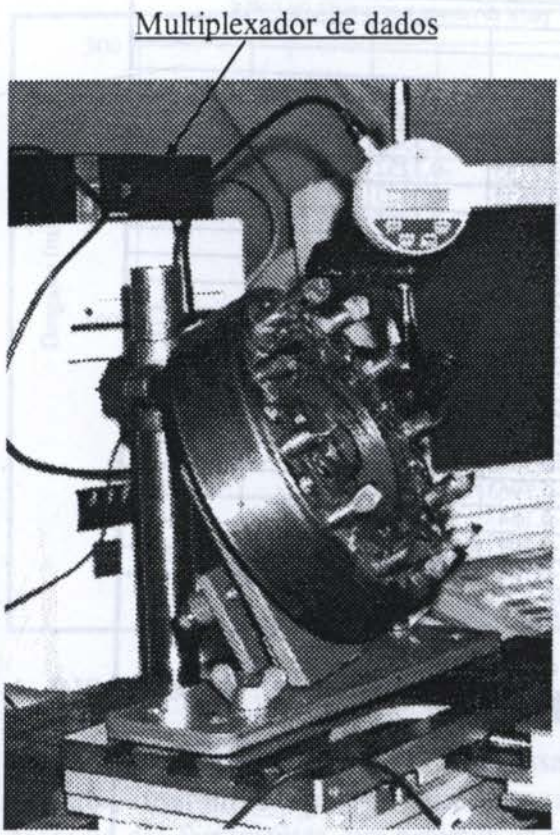
2° - Alinhamento da aresta de corte segundo o plano horizontal, paralelo à mesa de coordenadas, variando a cota **x**, dessa vez com o relógio Mitutoyo posicionado na vertical, como é mostrado na figura 2.

3° - Determinação da cota **x** igual a zero. Para obter-se a cota **x** igual a zero, efetuava-se o deslocamento transversal da mesa de coordenadas cota **x** até a coincidência do centro da esfera do apalpador do relógio de medida vertical cota **z** (Mitutoyo) com a ponta da ferramenta. Essa operação era efetuada com auxílio de uma lupa de aumento 10 X. Nessa posição, o relógio da cota **x** era zerado.

4° - Após a determinação da cota **x** igual a zero, deslocava-se a mesa de coordenadas até a posição de início de medida das cotas **z** (x = 3,5 mm). Nessa posição, era zerado o relógio de medida vertical, cota **z**.

5° - Após a zeragem do dois medidores de coordenadas, passava-se a coletar simultaneamente as cotas **x** e **z**, apertando-se um pequeno botão existente no relógio comparador Starrett (cota x). Após cada coleta de **x** e **z**, recuava-se 0,1 mm a mesa de

coordenadas na direção **x**, através do fuso micrométrico e, assim, sucessivamente, até a posição zero.



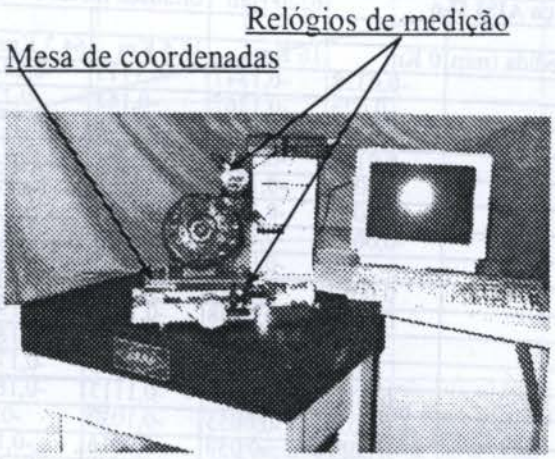


Figura 3 - Fotografia mostrando: o computador, o sistema de medição, a mesa de coordenadas, a mesa de precisão e o porta-ferramentas.

Figura 2 - Fotografia mostrando a mesa de coordenadas, o suporte do porta-ferramentas junto com o porta-ferramentas, o relógio medidor milesímal e o multiplexador de dados.

2.5 Multiplexador de dados modelo 741, marca Starrett com programa de aquisição de dados, que permite coletar dados diretamente dos relógios de medição e gravá-los em arquivo de um Microcomputador (figura 2).

2.6 Um microcomputador 486 DX2 (figura 3).

2.7 Equações de calibração dos medidores digitais eletrônicos.

Para determinar as equações de calibração dos medidores eletrônicos, foi usado um jogo de blocos padrões MATRIX de 79 peças, jogo M 79 classe 1, com progressão de 0,01 mm.

Para o relógio Starret, resultou a equação de calibração ($y = 1{,}0091x + 0{,}0001$) mm, com coeficiente de correlação $r^2 = 0{,}999$. Considerando um deslocamento de 1,000 mm, o valor indicado será 1,009 mm. Para o relógio Mitutoyo, resultou a equação de calibração ($y = 0{,}9988x + 0{,}0002$) mm com coeficiente de correlação $r^2 = 1$. Num deslocamento de 1,000 mm o valor indicado será 0,999 mm, sendo **x** o valor indicado pelo instrumento.

3. RESULTADOS

Tabela 1 - Dados dos valores medios dos desgastes (mm) de todos os dentes para diversos percursos de corte.

Material	Aço AISI D-6		6220 rpm	Umidade média 33%			
Posição de medida (mm)	0 Km	16 Km	37.5 Km	64.3 Km	96.5 Km	128.6 Km	
0	-0,0328	-0,1347	-0,1713	-0,2442	-0,2837	-0,3362	
0,1	-0,025	-0,1267	-0,163	-0,238	-0,2755	-0,3252	
0,2	-0,0183	-0,116	-0,1608	-0,2282	-0,2632	-0,3123	
0,3	-0,0122	-0,1095	-0,1542	-0,224	-0,2557	-0,3005	
0,4	-0,0077	-0,1052	-0,1508	-0,2202	-0,2513	-0,2937	
0,5	-0,005	-0,1027	-0,1483	-0,2145	-0,2482	-0,2887	
0,6	-0,0017	-0,1015	-0,1447	-0,2102	-0,2445	-0,287	
0,7	0	-0,0978	-0,1407	-0,206	-0,2408	-0,2843	
0,8	0,0012	-0,0937	-0,1358	-0,2012	-0,2382	-0,2817	
0,9	0,0017	-0,0908	-0,1325	-0,1945	-0,2327	-0,2763	
1	0,002	-0,0848	-0,127	-0,1882	-0,2268	-0,2693	
1,1	0,002	-0,0773	-0,1192	-0,1778	-0,2183	-0,2618	
1,2	0,0022	-0,0708	-0,1113	-0,1688	-0,2075	-0,2485	
1,3	0,0022	-0,0655	-0,1032	-0,16	-0,1963	-0,2343	
1,4	0,0022	-0,059	-0,0915	-0,146	-0,1847	-0,2242	
1,5	0,0023	-0,05	-0,0812	-0,1308	-0,1697	-0,2032	
1,6	0,002	-0,0428	-0,0688	-0,1158	-0,1528	-0,1857	

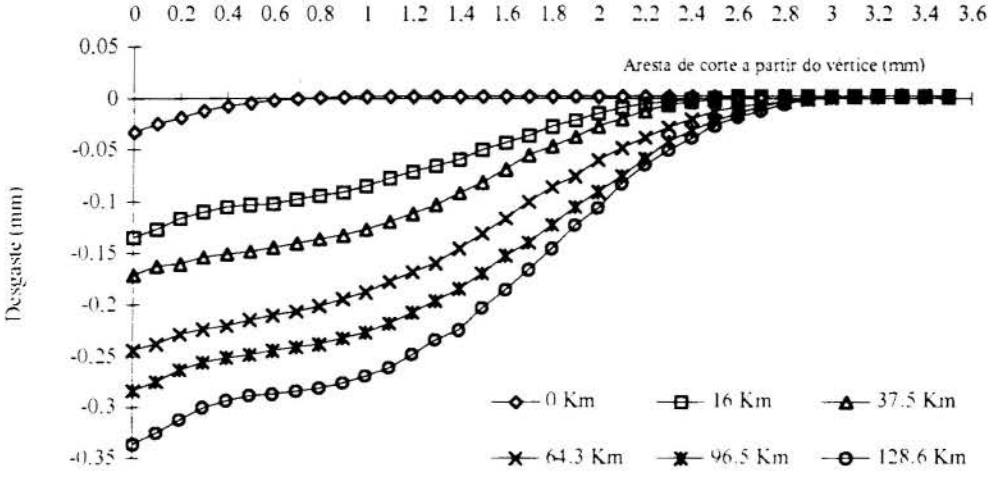


Figura 4- Desgaste das ferramentas de aço AISI D-6 a 6220 rpm, usinando madeira saturada

Na tabela 1, são apresentadas as seqüências de medidas obtidas com o processo proposto. Nessa tabela apresenta-se o deslocamento médio medido das arestas de corte recém-afiadas (0 km) e também figuram os desgastes das arestas de corte após o processamento de um determinado número de quilômetros.

Essas colunas, que apresentam os desgastes, medidos a partir da ponta (vértice) das ferramentas, são oriundas da média dos desgastes medidos de seis ferramentas de aço AISI classe D-6, na usinagem da madeira Eucalytus Grandis com umidade média de 33 %. Na parte central dessa mesma folha, encontra-se a figura 4, mostrando em diversos gráficos, a progressão do desgaste nessas ferramentas.

A figura 5 mostra o aumento do desgaste dessas ferramentas, em função do percurso efetivo de corte.

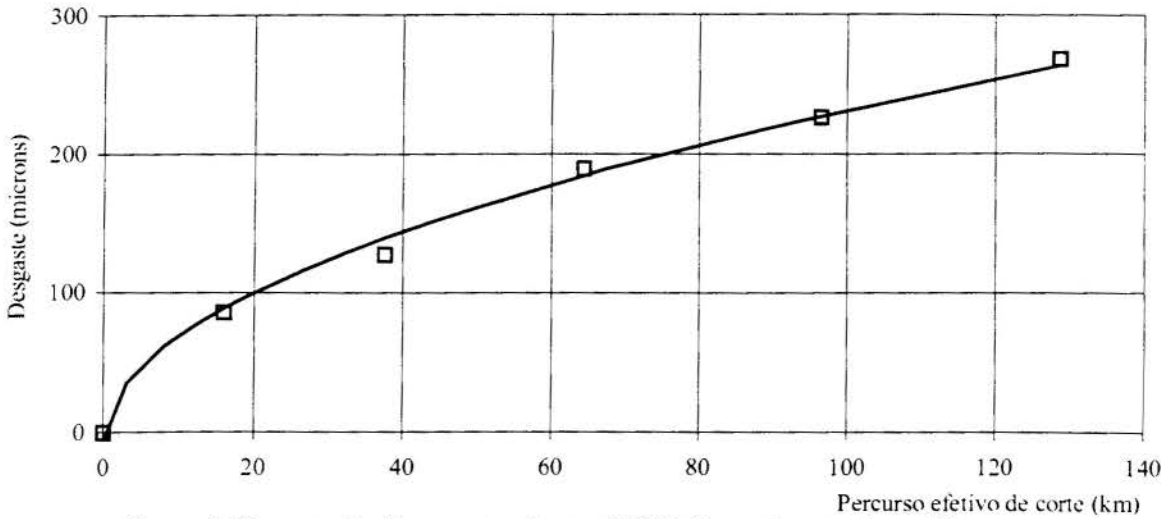


Figura 5- Desgaste das ferramentas de aço AISI D-6 na usinagem da madeira saturada

4. DISCUSSÃO

Em 1995, os autores, realizando ensaios de desgaste de ferramenta, em quatro materiais distintos, usaram o mesmo porta-ferramentas mencionado, mas utilizaram, para medir o desgaste das ferramentas, um projetor de perfis com ampliação de 50X e perceberam como era difícil medir com precisão o desgaste das ferramentas, com esse aparelho.

Com o projetor de perfis, acabava-se sempre medindo o desgaste das pontas das ferramentas, que, devido à sua própria geometria e maior aquecimento, sofria um desgaste maior que a média dos desgastes dos dentes. Uma outra dificuldade era a necessidade de obter-se o vértice da cunha de corte (referência), desenhando-o, sobre um papel translúcido, fixado sobre a tela do projetor de perfis, através dos prolongamentos das retas tangentes às superfícies que formam a cunha de corte.

Na literatura, encontramos diversos métodos de medir o desgaste que foram usados por pesquisadores: Pahlitzsch & Sandvoβ, em 1970, produziram marcas de referência na superfície de saída da ferramenta com o penetrador piramidal de um durômetro Vickers. Essas marcas passaram a ser a referência para as medidas iniciais e finais dos elementos da cunha de corte, que foram medidos com auxílio do microscópio do durômetro; Stefaniak, em 1971, para medir o desgaste dos dente de serra, usou um sistema ótico para ampliar e projetar o perfil dos dentes de serra novos e desgastados, sob diversos ângulos, sobre um anteparo; Mckenzie & Karpovich, em 1975, para medir o desgaste das ferramentas, usaram fotografias tiradas através de um microscópio metalográfico; Klamecki, em 1977 e 1978, usou, para medir o desgaste das ferramentas, um microscópio com ocular graduada; em 1981 e 1982, Kirbach & Bonac usaram, para medir o desgaste dos dentes de serra, a impressão dos dentes na borda de uma chapa fina de estanho. (o perfil negativo era então fotografado através de um microscópio); Lemaster, em 1984, usou um perfilômetro para medir o desgaste das ferramentas.

A figura 4 mostra passo a passo a evolução do desgaste das ferramentas. Como se pode observar, a ponta da ferramenta (vértice), desde o início (0km), encontra-se abaixo da linha zero devido a dificuldades no processo de afiação, diferença essa que se apresenta em todas as demais curvas representadas.

Para efeito do cálculo do desgaste, considerou-se a média aritmética dos desgastes que ocorreram entre as posições 0,4 a 1,4 mm sobre a aresta de corte. Com esse desgaste médio, para cada quilometragem considerada, obtiveram-se os pontos para construir o gráfico da figura 5.

Todas as curvas de regressão traçadas entre os pontos, considerando todos os ensaios realizados, possuem coeficiente de correlação (**r**) acima de 0,98 e coeficiente **F** com nível de confiabilidade de 99 %. As curvas de regressão são do tipo $d = a + b\sqrt{p}$, sendo **d** o desgaste, **a** e **b** constantes e **p** o percurso efetivo de corte.

Os resultados experimentais obtidos, com baixa dispersão em torno da curva de regressão, comprovam que o método de medida é preciso.

5. CONCLUSÕES

1- O porta-ferramentas construído é adequado para ensaios de desgaste de ferramentas usadas na usinagem da madeira.

2- O método de medida de desgaste desenvolvido é preciso e confiável.

3- Esse método de medida de desgaste é de baixo custo, se comparado com o custo de um analisador de perfis.

4- O método de medida usado não considera apenas um ponto de medida particular do desgaste, mas a média de desgaste de 11pontos, no intervalo 0,4 a 1,4 mm da aresta de corte das ferramentas.

5- Esse método de medida de desgaste pode ser usado também em dentes de serra, desde que tenha uma pequena cavidade ou sulco de referência, sobre suas superfícies de saída, longe da zona de desgaste.

6. BIBLIOGRAFIA

GOTTLOB, W. J. , RUFFINO, R. T. Ensaios comparativos de desempenho dos materiais de ferramenta ABNT -01, T5 (HSS), D6 (AISI) e metal duro no processamento da madeira. *XIII Congresso Brasileiro e II Congresso Ibero Americano de Engenharia Mecânica*, 1995.

KIRBACH, E. & BONAC, T. Influence of grinding direction and wheel translation on microsharpness of cemented tungsten- carbide tips. *Holz als Roh-und Werkstoff* ,39: 265-270, 1981.

_____Alloy tipping for reduce sawtooth dulling. *Forest Products Journal*, 32, nº 4: 36-40, 1982.

KLAMECKI, B. E. The effect of extractives on tool wear in the turning of incense cedar. In: *Proceedings of the Fifth Wood Machining Seminar*. Richmond. *1977*, California, Forest Products Laboratory, University California, 5-14, 1977.

_____Electrical effects in woodcutting tool wear. *Holz als Roh - und Werkstoff*, 36: 107-110, 1978.

LEMASTER, R.L. Saw blade tooth wear reduction by electrically insulating the saw blade. *Forest Products Journal*, 34, 7/8: 62-66, 1984.

MCKENZIE, W.M. & KARPOVICH, H. Wear and blunting of the tool corner in cutting a wood-based material. *Wood Science and Technology*, 9: 59-73, 1975.

PAHLITZSCH, G. SANDVOβ, E. Verschleißuntersuchung beim Fräsen von Faserhartplatten (Investigations Phenomena of Wear during Moulding of Hardboards). *Holz als Roh-und Werkstoff* 28, 7: 245-254, 1970.

STEFANIAK, V.W. Einfluβ der Schnittgeschwindigkeit auf das Abstumpfen hartmetallbestückter Sägeblätter beim Schneiden von Spanplatten. *Holztechnologie*, 12, 1: 9-15, 1971.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB130

MONITORAMENTO DO TORNEAMENTO DE AÇOS ENDURECIDOS USANDO EMISSÃO ACÚSTICA E CORRENTE DO MOTOR / *MONITORING OF HARD TURNING USING ACOUSTIC EMISSION AND MOTOR CURRENT*

HIDEKASU MATSUMOTO [1] E ANSELMO EDUARDO DINIZ[2]

(1) Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia - UNESP - Ilha Solteira - CEP: 15.385-000, Ilha Solteira - SP, Brasil - E-mail:hidekasu@feis.unesp.br

(2) Departamento de Engenharia de Fabricação, Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP - Campinas-SP, Brasil - E-mail: anselmo@fem.unicamp.br

Abstract

Several turning experiments were carried out in quenched AISI E52100 steel with average hardness of 60 HRc, using blended ceramic tool material. A 22 kW CNC lathe was used and acoustic emission and electrical current of the main machine motor were monitored in real time, aiming to indirectly determine the end of tool life. When the workpiece surface roughness reached Ra = 0.6 μm, the experiment finished and the tool was replaced. This value of Ra was used because it is a typical surface roughness value for grinding and the main goal of hard turning process is to replace grinding process. The results point out that, due to the low value of flank wear allowed to the tool in order to not pass this surface roughness, the 2 monitoring methods used are not suitable for establishing the end of tool life without further signal conditioning.

Keywords

Hard Turning, Ceramic Tools, Tool Wear, Tool Monitoring, Sensor, Machining.
Torneamento de Aços Endurecidos, Monitoramento, Usinagem, Sensores, Ferramentas Cerâmicas.

1. INTRODUÇÃO

O torneamento de materiais endurecidos é definido como sendo o torneamento com ferramentas monocortantes de materiais com dureza superior a 55 Rc. Algumas peças de aço necessitam serem usinadas após o endurecimento para manter a qualidade em termos de acabamento superficial, precisão dimensional e forma. No passado estas peças eram usinadas exclusivamente pelo processo de retificação. Porém, com o desenvolvimento dos materiais para ferramenta de corte como o nitreto de boro cúbico policristalino (PCBN) e ferramentas

cerâmicas, que apresentam alta dureza e grande resistência ao desgaste e a altas temperaturas, e também do desenvolvimento de máquinas-ferramentas mais rígidas e com maior rotação, tornou-se possível o torneamento de aços endurecidos. O torneamento de aços endurecidos tem, em muitos casos, substituído com vantagens o processo de retificação, principalmente na indústria automobilística. As principais vantagens do torneamento de aços endurecidos em relação à retificação é a maior produtividade, máquinas-ferramentas mais simples e de menor custo, possibilidade de realização de operações múltiplas em uma só fixação da peça, mantendo as características geométricas da peça e reduzindo o tempo de montagem. Além disso, o custo das ferramentas de corte é menor, uma vez que é possível realizar várias operações com a mesma ferramenta, tornando viável a usinagem de pequenos lotes de peças (Tönshoff, et al., 1995).

Apesar das evidentes vantagens do torneamento de aços endurecidos, as aplicações industriais têm sido pequenas se comparadas com as possibilidades de aplicações. O principal motivo da relutância das indústrias em adotar o torneamento de aços endurecidos, é o pouco conhecimento em relação às características das superfícies usinadas e da precisão dimensional e geométrica que se pode obter no processo. Além disso, cada aplicação precisa ser analisada individualmente, levando em consideração o tipo e a condição da peça, requisitos de projeto do componente, os equipamentos disponíveis e suas condições, os custos de ferramental e mão de obra, tamanho do lote de peças, etc (Abrão, et al., 1996).

No torneamento de aços endurecidos, a ferramenta de corte é um fator de suma importância, pois além do seu elevado custo, a dispersão da vida é muito grande. Assim, além da escolha adequada, é desejável que se saiba o momento certo para se fazer a substituição. Uma maneira de se determinar o momento exato da troca é adotar um critério de vida da ferramenta, como por exemplo a rugosidade das peças, e medir a rugosidade até que se atinja o valor adotado como critério de vida, efetuando-se a substituição neste momento. Porém, este é um método muito demorado e dispendioso, pois as peças precisam ser medidas individualmente fora da máquina. Além disso, não permite detectar a quebra ou o lascamento da aresta de corte que são, geralmente, processos catastróficos e aumentam a quantidade de peças recusadas na produção. Uma forma de contornar este problema é o monitoramento do processo de usinagem, que pode indicar ao comando da máquina o momento exato da interrupção da operação para a troca da ferramenta.

Existem vários métodos de monitoramento do processo de usinagem, sendo normalmente divididos em dois grandes grupos: monitoramento direto onde a grandeza estudada é medida diretamente e monitoramento indireto, onde um outro parâmetro é medido e relacionado com o parâmetro estudado para a tomada de decisão. Como principais métodos diretos pode-se citar a análise de partículas e radioatividade, medidas óticas, resistência elétrica da junção peça/ferramenta, mudanças dimensionais da peça, distância peça/ferramenta e outros. Dentre os métodos de monitoramento indireto tem-se a medida da força de corte, do som, da vibração, da temperatura de corte, da rugosidade, dos parâmetros elétricos do motor, da emissão acústica e outros.

As principais características de um bom sistema de monitoramento são: confiabilidade, baixo custo, simplicidade, suportar o ambiente industrial, não ser influenciado por ruídos externos, o parâmetro medido deve ser dependente somente do que se quer monitorar, tempo de resposta e ser pouco intrusivo, ou seja, o sensor não deve interferir na operação de usinagem (Dornfeld, 1988). Geralmente os métodos indiretos são mais fáceis de serem empregados, pois a instrumentação é mais simples, de menor custo e menos intrusiva do que nos métodos diretos. Neste trabalho serão utilizados dois métodos descritos a seguir:

1.1. Medida dos Parâmetros Elétricos do Motor

É um método bastante simples, de baixo custo e pouco intrusivo, pois o mesmo fica instalado perto do motor e longe da região de corte. Segundo Dan, et al.(1990), durante o processo de corte, a potência consumida pelo motor principal da máquina aumenta com o desgaste da ferramenta de corte. Assim, quanto maior o desgaste da ferramenta, maior o esforço de corte e consequentemente maior a corrente necessária ao processo. Então, pode-se monitorar a vida da ferramenta através da análise do comportamento dos sinais elétricos do motor da máquina.

Os sinais de corrente elétrica são captados pelo sensor de efeito "Hall", que é instalado circundando um fio condutor de corrente próximo ao motor, e transformados em tensão elétrica proporcional a ela para a entrada no conversor A/D, que é uma placa de expansão que tem por objetivo a integração do microcomputador com o meio externo, que neste caso, tem a função de transformar os sinais analógicos em digitais para serem armazenados e analisados no microcomputador.

1.2. Emissão Acústica

A emissão acústica (E.A.), pode ser definida como sendo ondas de tensão elástica geradas como resultante da liberação rápida da energia de deformação dentro de um material submetido a um estímulo externo. Estas ondas de tensão produzem deslocamentos na superfície do material, podendo então ser detectados por sensores piezoelétricos, que transformam estes deslocamentos em sinais elétricos. As principais fontes de E.A. no processo de usinagem são: o atrito cavaco - ferramenta, o atrito ferramenta - peça, a deformação da peça e a deformação e a quebra do cavaco. Como o desgaste da ferramenta influencia todas estas fontes, seu crescimento pode ser medido indiretamente pela medição da emissão acústica (Dornfeld, 1988).

Os sinais de E.A. classificam-se em dois tipos: sinal contínuo e sinal de pico. O sinal de pico é caracterizado por um pico de alta amplitude e pequena duração, enquanto que o sinal contínuo está associado à deformação plástica de materiais dúteis.

No torneamento, os sinais de pico são observados quando ocorre a quebra do cavaco e o lascamento e a quebra da ferramenta, enquanto os sinais contínuos são devidos à deformação plástica do material da peça e do cavaco.

O monitoramento da vida da ferramenta via emissão acústica vem sendo bastante utilizado devido a algumas vantagens importantes, tais como (Liang et al., 1987):

- custo relativamente baixo;
- dimensões reduzidas do sensor, o que o torna de fácil instalação e pouco intrusivo;
- faixa de frequência de 50 a 1000 kHz aproximadamente, que é muito acima da frequência de vibrações mecânicas ou outros ruídos que estão envolvidos em um ambiente de manufatura. Devido a isso, o sinal pode ser descontaminado dos ruídos com uma certa facilidade através da utilização de um filtro passa-alta. Por outro lado, a alta frequência dificulta a amostragem e o armazenamento do sinal digitalizado durante o processo, pois em um pequeno intervalo de tempo, uma quantidade muito grande de pontos deve ser captada para que a amostra do sinal seja confiável. Por exemplo, um sinal com frequência de 500 kHz deve ser digitalizado a uma frequência de, pelo menos, 1000 kHz para que o sinal amostrado seja representativo do sinal real, e isto significa 1 milhão de pontos armazenados em 1 segundo de tempo de corte.

A instrumentação necessária para captar e tratar o sinal de emissão acústica no processo de torneamento, é basicamente um sensor piezoelétrico, que capta o sinal e transforma em sinal elétrico, um pré-amplificador de ganho fixo, normalmente de 40 - 60 dB (amplificando 100 - 1000 vezes respectivamente), e se necessário, um amplificador de ganho variável. É aconselhável a instalação de um osciloscópio para acompanhar o comportamento do sinal durante o monitoramento. Devem ser utilizados também, um filtro de frequência passa bamda para filtrar os sinais de frequência indesejáveis e um voltímetro RMS para transformar o sinal de entrada, de altíssima frequência, em um sinal de saida proporcional à raiz quadrada da média do sinal de entrada, cuja frequência depende da constante de tempo usada no voltímetro. São necessários ainda uma placa de conversão A/D e um microcomputador.

O objetivo deste trabalho foi verificar a possibilidade de se obter um acabamento dimensional e superficial equivalente ao da operação de retificação no torneamento de aços endurecidos, utilizando um torno CNC convencional (sem guias e mancais hidrostáticos) e, procurar determinar o fim da vida das ferramentas de corte através do monitoramento indireto em tempo real, uma vez que, pouco se tem feito em termos de monitoramento do torneamento de aços endurecidos (Costa, 1993). Usinou-se o aço AISI E52100, temperado e revenido, com dureza média de 60 Rc, usando ferramentas de cerâmica mista (Al_2O_3 + TiC) de geometria triangular e quadrada. Utilizou-se um torno CNC de 22 kW de potência e monitorou-se o processo através da emissão acústica e da medição da corrente elétrica do motor principal. O critério de vida adotado foi o da rugosidade da peça, interrompendo-se o processo quando a rugosidade média atingia o valor Ra = 0,6 μm (valor tipico de uma operação de retificação).

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A máquina-ferramenta utilizada foi um torno CNC, modelo Cosmos, marca ROMI, fabricado em 1985, potência do motor principal de 22 kW, mancais e guias convencionais (não hidrostáticos).

Utilizou-se ferramentas cerâmicas de Al_2O_3 + TiC (CC 650 da Sandvik) de geometria triangular com furo para fixação (TNGA 16 04 08 T01020), raio de ponta de 0,8 mm, chanfro de 0,1 mm x 20°, ângulo deposição χ_r = 90°, ângulo de saída γ_n = -6° , ângulo de inclinação λ_s =-6°, e ferramentas de Al_2O_3 + TiC (CC650 da Sandvik) de geometria quadrada sem furo para fixação (SNGN 12 04 08 T01020), raio de ponta de 0,8 mm, chanfro de 0,1 mm x 20°, ângulo de posição χ_r =75° e ângulo de saida γ_n = -6°. As ferramentas quadradas foram utilizadas porque as triangulares quebraram várias vezes durante os ensaios.

Os corpos de prova usinados foram peças cilindricas de aço ABNT 52100 (AISI E52100), temperados e revenidos com dureza na faixa de 58 a 62 HRc (Rockwell C), com diâmetro de 60 mm por 60 mm de comprimento e sem furo de centro. Todas os corpos de prova foram pré-usinados com tolerância h8.

Os valores da rugosidade foram medidos com um rugosímetro Mitutoyo Surftest 211, ajustado para um "cut-off" de 0,8 mm.

Todos os ensaios foram realizados com avanço f = 0,08 mm/volta, profundidade de usinagem a_p = 0,4 mm e foram repetidos pelo menos três vezes. As velocidades de corte utilizadas foram 108 e 130 m/min. para ferramenta triangular e 130 m/min. para ferramenta quadrada.

O critério de vida adotado foi o da rugosidade média, sendo o ensaio interrompido quando se atingia Ra = 0,6 μm.

Para o monitoramento via corrente elétrica do motor principal, foi utilizado um sensor de efeito Hall, marca LINX de 0,1 V/A de precisão, uma placa A/D CAD 12/13 da LYNX e um microcomputador PC-AT 486. Os sinais foram adquiridos com a leitura de 500 pontos e frequência de 200 Hz no meio da peça. Os pontos plotados nas figuras representam a média desses pontos.

Para o monitoramento via emissão acústica, foi utilizado um sensor do tipo banda larga diferencial da Phisical Acoustics, calibrado para trabalhar numa faixa de frequência de 100 a 1000 kHz, um pré amplificador, modelo 1220A, para 40 ou 60 dB, um filtro passa banda de 100 a 300 kHz da Phisical Acoustic, um voltímetro RMS projetado e construído no Laboratório de Usinagem do DEF/FEM/UNICAMP, um osciloscópio modelo PM 3200 PHILIPS, uma placa A/D CAD 12/13 da LYNX e um microcomputador PC-AT486. Os sinais foram adquiridos no meio da peça, com a leitura de 4096 pontos e frequência de 5000 Hz. Os pontos plotados nas figuras representam a RMS (V_{Rms}) desses pontos.

O esquema da instrumentação utilizada pode ser visto na figura 1.

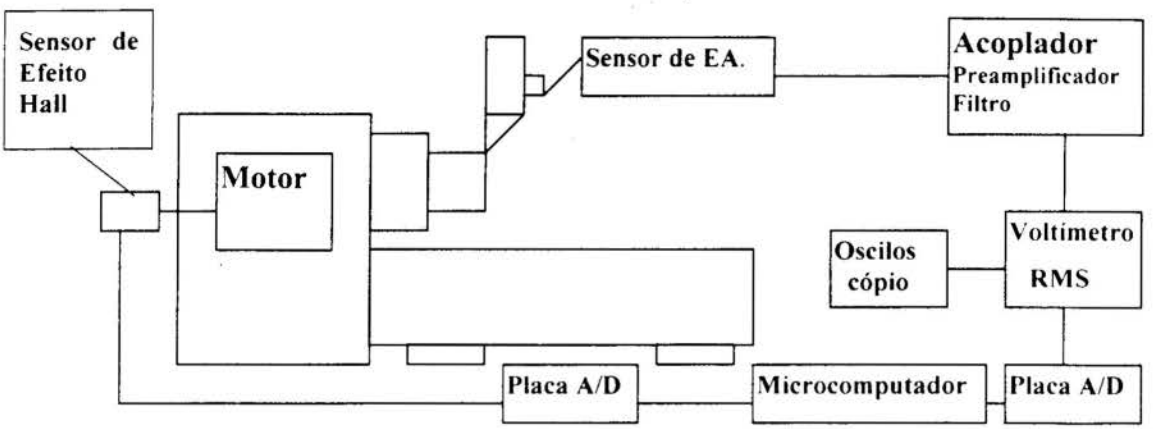


Figura 1. Esquema do Monitoramento Via Corrente Elétrica do Motor Principal e Via Emissão Acústica.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Inicialmente analisou-se o acabamento superficial das peças usinadas em função do comprimento de corte e da geometria da ferramenta de corte. Conseguiu-se manter as dimensões dentro da tolerância h5 (-13 μm para diâmetros de 50 a 80 mm) e rugosidade média abaixo de 0,6 μm (Ra), tanto para as ferramentas triangulares como para as quadradas.

Pelos resultados obtidos, pode-se dizer que o processo de torneamento consegue obter uma qualidade dimensional e superficial equivalente ao processo de retificação com uma vida da ferramenta razoavelmente longa, mesmo utilizando um torno com projeto mecânico convencional (sem guias lineares ou hidrostáticas e sem mancais hidrostáticos) de mais de 10 anos de idade.

Quanto ao monitoramento, a figura 2 mostra a influência da velocidade de corte na corrente do motor principal. Pode-se observar que para v_c = 130 m/min. o valor da corrente elétrica do motor principal foi aproximadamente 8% maior do que para v_c = 108 m/min., ou seja, para um aumento de 20% na velocidade de corte houve um aumento de aproximadamente 8% na potência de corte. Como $Wc = Pc.v_c$, sendo Wc a potência de corte proporcional à corrente do motor principal, Pc a força de corte e v_c a velocidade de corte, verifica-se que houve uma diminuição na força de corte com o crescimento da velocidade. Esta é uma tendência verificada por outros autores e a causa da diminuição de Pc com o aumento de v_c se explica pelo aumento da temperatura que faz cair a dureza do material na

região de corte, facilitando assim, o corte do material. A variação brusca nos valores da corrente do motor verificado para v_c =108 m/min. a partir de Lc = 3800 m, se deve à correção inadequada do diâmetro final da peça que deixou maior a profundidade de usinagem e consequentemente aumentou a potência de corte.

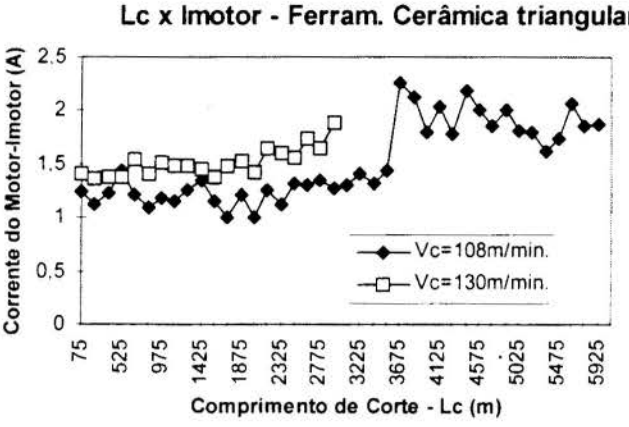


Figura 2. Influência da Velocidade de Corte na Corrente do Motor Principal.

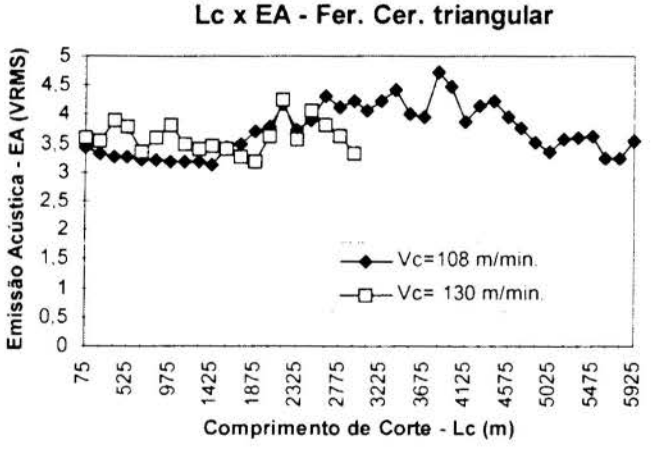


Figura 3. Influência da Velocidade de Corte nos sinais de Emissão Acústica.

Na figura 3, observa-se que a velocidade de corte não influenciou significativamente os sinais de emissão acústica. No início, os sinais foram ligeiramente maiores para v_c = 130 m/min., porém a partir de Lc = 1600 m os sinais tiveram variações aleatórias. A provável explicação para isso é que até aproximadamente Lc = 1600 m, o desgaste da ferramenta foi regular, ou seja, sem lascamentos e os sinais de E.A. apresentaram um comportamento regular. A partir daí, o desgaste da ferramenta se tornou irregular devido aos lascamentos da ponta da ferramenta que se conformou adquirindo formas semelhantes às iniciais, causando variações aleatórias nos sinais de emissão acústica. Neste caso, não ocorreu a variação brusca nos sinais de E.A. para v_c = 108 m/min. como observado nos sinais da corrente do motor, o que segundo Lan et al. (1986) é coerente, pois segundo os mesmos, a profundidade de usinagem nem sempre influi nos sinais de emissão acústica.

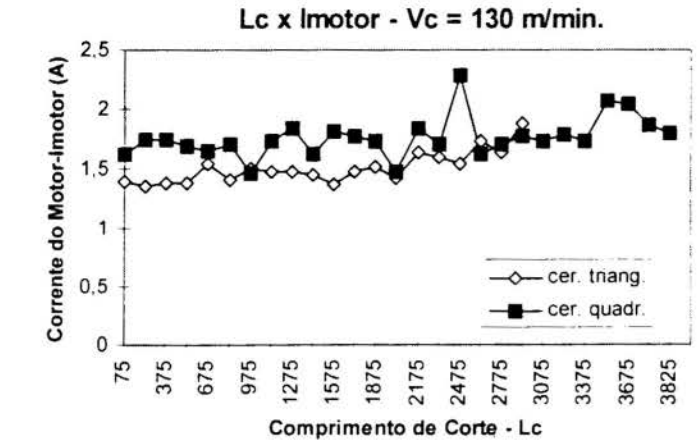


Figura 4. Influência da Geometria e do Desgaste da Ferramenta na Corrente do Motor principal.

Pela figura 4 nota-se que os sinais da corrente do motor principal para a ferramenta cerâmica quadrada foi um pouco maior do que para a ferramenta triangular, devido provavelmente ao menor ângulo secundário de posição que aumentou o atrito entre a ferramenta e a peça e, consequentemente, a força de corte.

Quanto ao desgaste, o aumento da corrente do motor com o comprimento de corte foi muito pequeno e além disso, bastante instável. Isto pode ter ocorrido devido à presença conjunta dos desgastes de flanco e de cratera, uma vez que segundo Braga (1992), o desgaste de flanco aumenta a força de corte, enquanto o desgaste de cratera diminui a força de corte. Além disso, os lascamentos da ponta da ferramenta e a sua conformação, como já citado anteriormente, contribuiram para instabilidade da corrente. Assim, pode-se dizer que a corrente do motor principal não se mostrou viável para estabelecer o fim de vida da ferramenta de cerâmica mista, principalmente porque o limite de fim de vida adotado foi muito estreito (Ra = 0,6 μm), o que fez com que o desgaste ocorrido também fosse pequeno e não influenciasse fortemente o sinal.

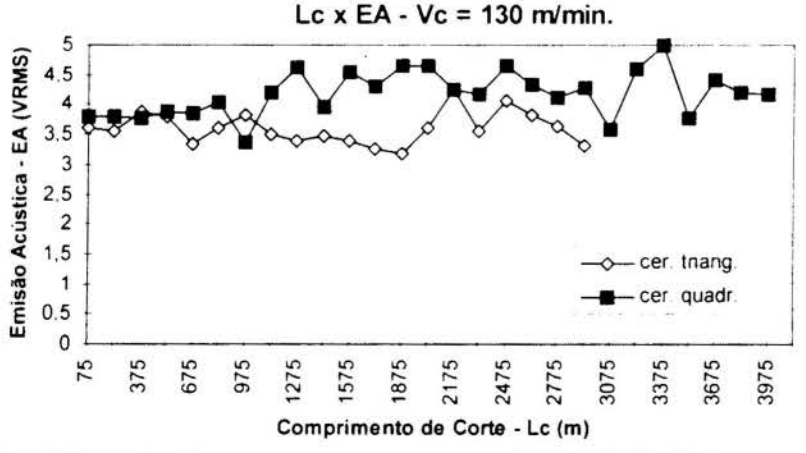


Figura 5. Influência da Geometria e do Desgaste da Ferramenta nos Sinais de Emissão Acústica.

Como na corrente do motor principal, os sinais de emissão acústica também foram ligeiramente maiores para a ferramenta quadrada e também, devido ao menor ângulo secundário de posição (figura 5). Os sinais de E.A. para ambas as ferramentas foram bastante instáveis e não se verificou nenhuma variação significativa com o aumento do comprimento de corte. As causas disso, são as mesmas do caso da corrente do motor. Com o método de análise de sinais utilizado, os sinais de emissão acústica também não se mostraram viáveis para o monitoramento em tempo real da vida da ferramenta de cerâmica mista.

4. CONCLUSÕES

- O torneamento consegue substituir a retificação em operações de acabamento de peças endurecidas, no que diz respeito ao acabamento superficial e à qualidade dimensional, mesmo quando a máquina utilizada tem projeto mecânico convencional.
- Os sinais da corrente do motor principal (potência de corte), aumenta com o aumento de v_c;
- A força de corte diminui com o aumento de v_c;
- v_c não influi significativamente nos sinais de E.A. (para ferramentas de cerâmica mista);
- Os sinais da corrente do motor principal e da emissão acústica são maiores para a ferramenta quadrada do que para a triangular, devido ao menor ângulo secundário de posição, que causa maior atrito entre a ferramenta e a peça;
- Tanto o monitoramento via corrente do motor principal como via emissão acústica, não se mostraram viáveis para monitorar em tempo real, a vida da ferramenta, principalmente na faixa de desgaste adotado nos ensaios (critério de vida - Ra = 0,6 μm).

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRÃO, A. M. & ASPINWALL, D. K. The Surface Integrity of Turned and Ground Hardened Bearing Steel, *Wear* , vol. 196, pp. 279-284, 1996.

BRAGA, D. U. Monitoramento do Processo de Torneamento Via Parâmetros Elétricos do Motor da Máquina, *Dissertação de Mestrado*, UNICAMP/FEM, Campinas, 1992.

COSTA, D. D. Análise dos Parâmetros de Torneamento de Aços Endurecidos, *Dissertação de Mestrado*, UNICAMP/FEM, Campinas, 1993.

DAN, L. & MATHEW, J. Tool Wear and Failure Monitoring Techiniques for Turning - A Review, *Int. Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 30, pp. 579 - 598, 1990.

DORNFELD, D. A. Monitoring of the Cutting Process by Means of AE Sensor, *Proceedings of the 3rd International Machine Tool Engineering Conference*, 1988.

LAN, M. S. & DORNFELD, D. A. Acoustic Emission in Machining - Process Analysis and Control, *Advanced Manufacturing Processes*, Vol. 1, pp. 1 - 21. 1986.

LIANG, S. Y. & DORNFELD, D. A. Detection of Cutting Tool Wear Using Adaptive Time Series Modeling of Acoustic Emission Signal, *ASME Winter Annual Meeting*, Boston, 1987.

TÖNSHOFF, H. F. et. al., Potential and Limitation of Hard Turning, *1st International Machining and Grinding Conference*, pp. 963 - 978, Michigan, 1995.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1009

CARACTERÍSTICAS DE DESGASTE E AVARIAS EM FERRAMENTAS CERMET NO TORNEAMENTO DE AÇO ABNT 1045

WEAR AND BREAKAGE CHARACTERISTICS ON CERMET CUTTING TOOLS IN TURNING AISI 1045 STEEL

LOURIVAL BOEHS, LUIZ AIRTON CONSALTER & RODRIGO PANOSSO ZEILMANN
Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, UFSC - CEP 88.040-900 Florianópolis, Brasil
E-mail: lb@grucon.ufsc.br, lac@grucon.ufsc.br, zeilmann@labmat.ufsc.br

Abstract

In spite of the technological evolution of the cutting tool materials which took place in the last years, and their greater range of application, as is the case of CERMET tools, it still occurs some breakage and wear that contradict the usual expectations concerning their application, which reduces the reliability of the recommended data obtained through wear measurements. The present work is concerned with turning of ABNT 1045 steel with last generation CERMET tools, and it reveals the presence of permanent adhesion on the tool part interface, and the occurrence of macrochipping of the tool edges. In the first case, it is estimated that there is a source that intensifies the temperature, whereas in the second case it is believed that there is a disintegrating effect of the unused tool edges due the mechanical action of the chips. Based on physical, metallurgical and mechanical analyses of these occurrences, this work aims to contribute for the elucidation of apparently non-typical characteristics of wear and breakage, as well to discuss the risk of incorrect selection of cutting tools based on generalized recommendations.

Keywords: CERMET, Turning, Cutting Tools, Wear. *Torneamento, Ferramentas de Corte, Desgaste.*

1. INTRODUÇÃO

Os modernos processos de fabricação por usinagem têm exigido trabalhos cada vez mais abrangentes de otimização das ferramentas de corte, associados a requisitos fundamentais como: reduzidos tempos efetivos de corte, baixas taxas de desgaste da ferramenta com comportamento previsível, e produção em larga escala com precisão dimensional e com qualidade superficial da peça. Tipicamente, o atendimento destes requisitos geralmente conflitantes, tem sido pesquisado através do desenvolvimento dos materiais para ferramentas de corte, a exemplo do CERMET, com propriedades combinadas de resistência ao desgaste e tenacidade, a fim de suportar solicitações mecânicas, térmica e químicas, associadas a condições severas de usinagem, e com avaliação de performance através de ensaios sistemáticos de usinabilidade.

Devido as suas propriedades mecânicas, o aço ABNT 1045 apresenta uma grande aplicação na indústria metal-mecânica, sendo ele o responsável pela construção de um incontável número de componentes mecânicos, que vão desde aplicações simples e de baixo risco, até aplicações que exigem elevada segurança, como é o caso de certos componentes na indústria automobilística. É sabido que a maioria desses componentes exige a intervenção de

um ou até mais processos de usinagem para a sua obtenção, fato que coloca o setor industrial numa busca permanente para melhoria desses processos; isto tanto sob o aspecto qualidade dos componentes produzidos quanto sob o aspecto redução de custos de usinagem.

No que se refere a custos, busca-se continuamente a redução dos tempos de usinagem, tornando-se necessário um contínuo aumento da velocidade de corte. Isto, por sua vez, exige ferramentas cada vez mais resistentes ao desgaste e ao mesmo tempo mais tenazes, para poder suportar as solicitações mecânicas, térmicas e químicas resultantes dos processos de usinagem.

Fazendo-se uma retrospectiva da evolução dos processos de usinagem, verifica-se que ao longo de uma centena de anos a velocidade de corte para a usinagem dos metais aumentou da ordem de 100 vezes (10m/min x 1000m/min), isto tomando-se o velho aço ferramenta e as novas gerações de cerâmica como elementos de composição. No entanto, tem-se constatado, na prática industrial, que as cerâmicas ainda apresentam uma série de restrições quando aplicadas na usinagem de aços e, por isso, os metais duros na maioria das aplicações ainda proporcionam a melhor resposta, ou seja, mais abrangente e menos restritiva.

Novas alternativas continuam sendo perseguidas, dentre elas a utilização do CERMET (fases cerâmica + metálica) com composição e propriedades que são sucessivamente melhoradas pelos fabricantes. Busca-se com este tipo de material, por um lado superar as propriedades do metal duro e, por outro lado encontrar uma aplicação mais abrangente em relação a cerâmica.

É comum na prática da usinagem que as condições de corte (velocidade de corte v_c, espessura do cavaco h e largura de usinagem b) especificadas durante o planejamento do processo não possam ser efetivadas durante todo o tempo efetivo de corte, quer por limitação da máquina-ferramenta quanto à variação contínua da rotação, quer pelas inúmeras variações da seção de corte devidas às geometrias cada vez mais complexas das peças usinadas. Certamente, estas variações irão influir sobre as condições recomendadas de trabalho da ferramenta de corte, causando avarias geralmente não previstas pelos processistas.

Dentro deste panorama que foi apresentado, o presente trabalho tem como objetivo discutir a utilização de ferramentas CERMET para o torneamento do aço ABNT 1045, concentrando-se na análise do desgaste e das avarias dessas ferramentas quando aplicadas em diferentes condições de usinagem

2. BREVE REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE CERMET

CERMET é um acrônimo usado para designar um composto formado por fases metálica e cerâmica. Segundo definição adotada pela ASME, o material CERMET é "uma combinação heterogênea de metal ou ligas metálicas com uma ou mais fases cerâmicas, que apresentam solubilidade relativamente baixa na temperatura de preparação (Goetzel, 1972).

As expectativas nos anos 50 eram de que os CERMETS combinariam as propriedades da fase cerâmica, como a refratariedade e as resistências mecânica e à corrosão, com as características de tenacidade e condutividade térmica da fase metálica. No entanto, a realidade dos anos 80-90 mostrou, por um lado, a limitação na abrangência quanto ao uso esperado dos CERMETS e, por outro lado, evidenciou a eficácia destes materiais para aplicações específicas. A tabela 1, a seguir, sintetiza os diferentes grupos de CERMETS com as respectivas aplicações específicas principais.

2.1 Os CERMETS como ferramentas de corte

Os CERMETS à base de carbonetos, além de predominantes, são os mais utilizados para ferramentas de corte. Os componentes químicos usuais destas ferramentas, mostrados na tabela 2, podem ser combinados em tipos e em quantidades diferenciadas, proporcionando classes de CERMET com diferentes propriedades térmicas, químicas e mecânicas (Porat & Ber, 1990). Mais recentemente, adições complementares de Ti_2AlC e Ti_2AlN, juntamente com o refinamento da microestrutura, têm proporcionado uma melhor performance do CERMET, principalmente quanto à dureza a quente e à tenacidade (Tönshoff et al, 1994b).

Tabela 1: Classificação e aplicações dos CERMETS.

GRUPO DE BASE	COMPOSTO BÁSICO	APLICAÇÕES TÍPICAS
Óxidos	ThO_2	Indústria eletrônica
	UO_2	Reatores nucleares
	Al_2O_3	Ferramentas de corte para acabamento; protetores de equipamentos ao calor
	Al_2O_3+TiC	Usinagem a altas velocidade de corte
	SiO_2	Elementos de fricção (freios aeronáuticos)
Boro	ZrB_2+SiC	Componentes dos sistemas de propulsão de foguetes
	TiB_2	Eletrodos para refino de
	TiB_2+TiC	Ferramentas de corte
	Cr_2B	Palhetas e tubos de escapamento de turbinas de aviões; insertos em motores automotivos
Carbonetos	WC	Ferramentas de corte; peças em atrito
	TiC	Ferramentas de corte; peças em atrito; mancais; matrizes de conformação; sistemas de propulsão
	Cr_3C_2	Obturadores de válvulas; mancais; instrumentos de medição; matrizes de extrusão
Grafite	Carbono	Contatores elétricos; freios e embreagens
	Diamante	Ferramentas de corte especiais (retificação, lapidação)

Tabela 2: Componentes usuais das ferramentas de CERMET

Componentes básicos	Ni + Co + MoC + TiCN
Aditivos	TiC + WC + TaC + NbC + VC
Ligantes	(Ni) : Ni + Co

Experiências realizadas por Porad & Ber (1990) no torneamento de aço AISI 1045 (ABNT 1045), utilizando velocidades de corte de 200, 250 e 300 m/min, avanço de 0,25 mm/rot e profundidade de corte de 2 mm, mostraram que a vida da ferramenta de CERMET foi 1,5 a 2 vezes maior que a vida de uma ferramenta de metal duro M15 revestida com TiC+TiCN+TiN.

Tönshoff et al (1994a), estudaram as características de desgaste das ferramentas de CERMET no torneamento dos aços DIN Ck45 e DIN 42CrMoS4, com velocidades de corte de 315 e 400 m/min, avanços de 0,2 e 0,25 mm/rot e profundidade de corte de 2 mm. Entre as principais constatações deste estudo, estão as seguintes: (a) o desgaste da ferramenta e sua dispersão aumentam com o esforço de corte, ou seja, com o aumento da velocidade de corte e do avanço e com a redução do ângulo de saída de cavacos; (b) o ângulo de saída de cavacos

positivo reduz a estabilidade do gume, provocando lascamentos no flanco; (c) o uso de fluido refrigerante provoca trincas térmicas de maiores proporções que no caso do corte a seco, causando fratura intergranular; (d) a difusão dos elementos químicos do CERMET é apenas superficial (inferior a 2 μm) com exceção do cobalto (até 15 μm), o que conduz a uma baixa craterização da ferramenta de corte.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para o presente estudo foi realizado o torneamento cilíndrico externo de um aço ABNT 1045 com a seguinte composição química (% em peso): C = 0,44; Si = 0,19; Mn = 0,70; S = 0,019; N = 0,06; C r= 0,06.

A identificação e a caracterização da ferramenta de CERMET utilizada nos experimentos estão mostradas na tabela 3.

Tabela 3: Análise química, propriedades e identificação da ferramenta de corte.

Composição química (% em peso)	WC = 18,57; Mo_2C = 14,25; TiC + TiN = 56,61; Ni + Co = 10,56
Densidade (g/cm^3)	6,89
Elementos magnéticos (%)	0,24
Dureza HV3	1600
Classe (código Kennametal)	KT-175 (Equivalência ISO: P10-P20 e M10-M20)
Chave de código ISO	SNMG 120408
Geometria de quebra-cavacos	MG-P (código Kennametal)

A ferramenta de corte foi fixada em um porta-insertos código ISO MSBNR 2020R, especificações estas que proporcionavam a geometria de corte dada pela tabela 4.

Tabela 4: Geometria de corte

Ângulo de incidência efetivo, α_{ne}	5^0
Ângulo de saída de cavacos efetivo, γ_{ne}	0^0
Ângulo efetivo de inclinação do gume, λ_{se}	0^0
Ângulo efetivo de direção do gume, K_{re}	75^0

A máquina-ferramenta usada foi um torno universal com 30 kW de potência instalada, e equipado com variador contínuo de rotações.

A análise de desgaste e avarias das ferramentas de corte foram realizadas com auxílio de microscópio eletrônico de varredura e de estereo-microscópio, sendo que o primeiro também foi utilizado para realização de análises química por micro-sonda.

A usinagem foi realizada a seco e nas condições de corte apresentadas na tabela 5.

Tabela 5: Condições de corte utilizadas nos experimentos.

Condição	Velocidade de corte, v_c (m/min)	Avanço, f (mm/rot)	Profundidade de corte, a_p (mm)
A	315	0,10	2,0
B	355	0,25	2,5.
C	450	0,25	2,5
D	560	0,25	2,5

3. APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Para a condição de corte A da tabela 5 (v_c=315m/min; f=0,10mm/rot; a_p=2mm),verificou-se um desgaste médio de flanco VB_B inferior a 0,20 mm com um tempo efetivo de corte de 47 min. O valor de VB_B não pôde ser determinado com exatidão, uma vez que as extremidades das marcas de desgaste no flanco e na face da ferramenta apresentavam adesão de material da peça, conforme pode ser constatado na figura 1.

Considerando apenas o desgaste, constata-se que a ferramenta apresentou comportamento muito satisfatório, o que, segundo este critério a conduziria a uma vida útil elevada. No entanto, a ferramenta apresentou intensos lascamentos no gume secundário e na parte não ativa do gume principal, como pode ser observado nas figuras 1 e 2.

Figura 1: Aspecto geral do desgaste da ferramenta de corte

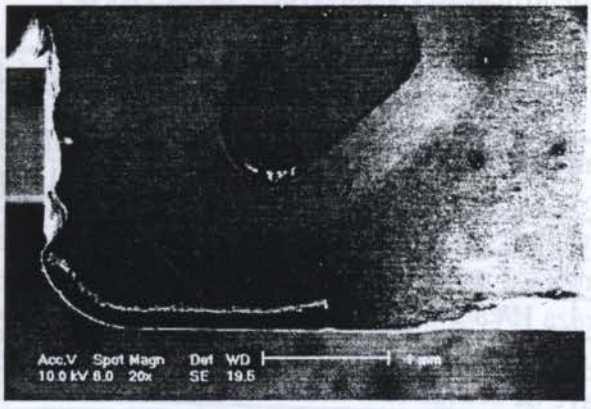


Figura 2: Avarias nos gumes principal e secundário da ferramenta de corte

Verificou-se alguns lascamentos no gume que fica localizado abaixo daquele que estava efetivando o corte, ou seja, no gume da face de apoio da pastilha em contato com o calço do porta pastilha. Estas avarias são atribuídas à ação mecânica do cavaco em forma de fitas retorcidas, causado por uma seção de corte relativamente pequena, principalmente pelo baixo avanço. Cabe salientar que esta é uma situação real que ocorre na prática dos processos de usinagem que utilizam máquinas CNC, nos quais as seções de corte tornam-se freqüentemente variáveis em função da geometria da peça e do percurso da ferramenta e, consequentemente a forma do cavaco sofre alterações na usinagem de materiais suscetíveis a gerar cavacos longos.

O lascamento do gume secundário, além de provocar o enfraquecimento da quina da ferramenta e, portanto, a redução de sua vida útil, também deteriora a curvatura da quina, prejudicando o acabamento superficial da peça. Além disso, o lascamento de gumes novos adjacentes àquele que está efetivando o corte representa um custo adicional extraordinário, pois o consumo de ferramentas aumenta na mesma proporção da quantidade de gumes novos avariados. As avarias em gumes novos ocorrem porque estes ficam projetados além do flanco do calço no porta pastilha e ao mesmo tempo ficam suspensos em relação à face do calço, uma vez que o apoio se dá exclusivamente sobre os quebra-cavacos da ferramenta que são sobressalentes em relação à posição dos gumes, conforme pode-se observar na figura 3. Nestas condições os gumes inativos ficam altamente suscetíveis à ação mecânica dos cavacos.

Constatou-se, também, nos experimentos, a concentração de alumínio nas camadas de material aderidas ao flanco e à face da ferramenta. Após repetir-se o experimento e ter-se constatado a persistência do fenômeno, foram feitas análises química localizadas sobre as seções transversais das adesões do flanco e da face da ferramenta, tendo sido constatado um teor de 89% de alumínio em cada uma. A figura 4 mostra o perfil das adesões onde foi

aplicada a micro-sonda para análise química. Esta ocorrência é atípica e inesperada, uma vez que aparentemente não existe fonte de procedência do alumínio nos componentes do processo de usinagem, ou seja, tanto a peça quanto o material da ferramenta estão isentos deste elemento químico, conforme constatações de análises química replicadas.

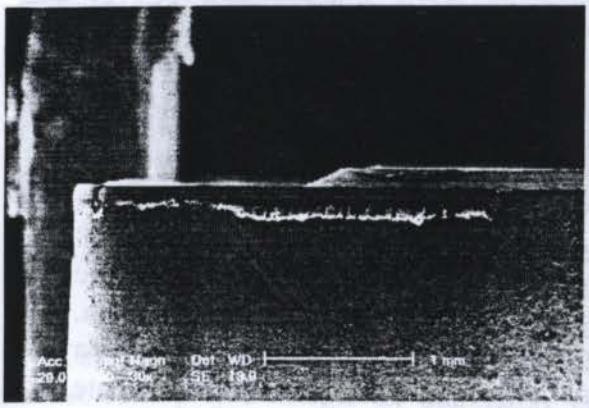


Figura 3: Posicionamento vertical do quebra-cavacos em relação ao gume

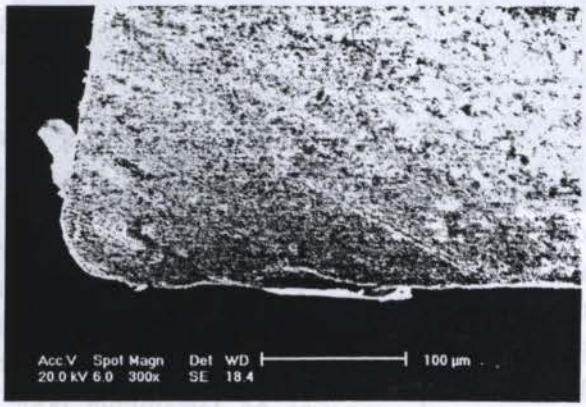


Figura 4: Perfil das adesões no flanco e na face da ferramenta de corte

Entretanto, sabe-se que o alumínio em contato com o oxigênio na presença das elevadas temperaturas da interface ferramenta-peça, pode gerar compostos sólidos de elevada dureza que passam a interferir no acabamento superficial da peça e na vida da ferramenta. Assim, considera-se relevante que este fenômeno seja melhor explorado em estudo metalúrgico.

Com a condição B da tabela 5 (v_c=355m/min; f=0,25mm/rot; a_p=2,5mm), o tempo efetivo de corte foi de 23 minutos com desgaste VB_B = 0,30 mm. A marca de desgaste, embora revestida com material aderido da peça, apresentou-se com intensas estrias na direção de corte. Além disso, o gume principal, na região da quina, ficou rebaixado em relação a sua posição original, conforme constatação feita a partir de 4 minutos de corte. Esta situação, que está mostrada na figura 5, caracteriza o lascamento do gume no início do corte e a intensificação do desgaste da ferramenta devido ao aumento do atrito e, conseqüentemente, da temperatura. Aos 22 minutos de corte, a ferramenta entrou em colapso com fraturas no gume principal e no flanco, e com macrolascamentos na face, conforme está mostrado na figura 6.

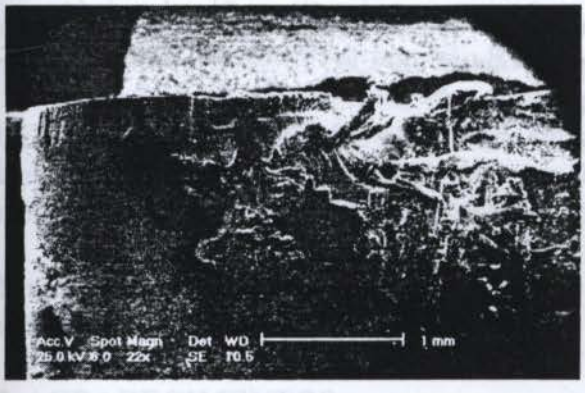


Figura 5: Desgaste e avarias no flanco da ferramenta de corte, com v_c=355m/min

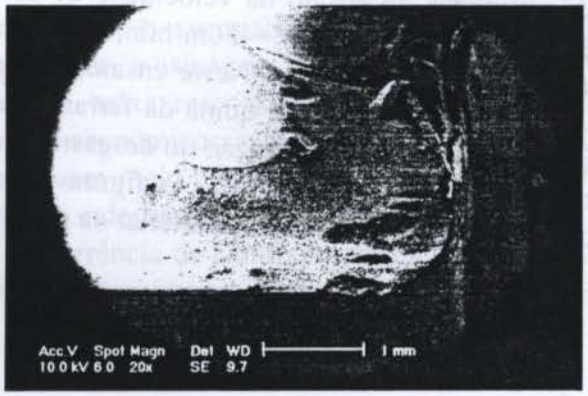


Figura 6: Estado da ferramenta de corte em colapso, com v_c=355m/min

Com base nas constatações acima mencionadas, deduz-se que a ferramenta não apresenta resistência de gume suficiente para uma condição de semi-desbaste, embora a seção de corte utilizada esteja situada próxima ao limite inferior da faixa de utilização indicada pelo

fabricante e a velocidade de corte esteja dentro da faixa de valores adotados em experimentos confiáveis (Tönshoff et al, 1994a).

Neste experimento (condição B), a exemplo da condição A, verificou-se a ocorrência de lascamentos em gumes adjacentes àquele que estava efetivando o corte, porém em menor intensidade. Esta atenuação de lascamentos se justifica pela presença de cavacos relativamente mais curtos, embora ainda em forma de fitas, devidos ao aumento do avanço.

Para a usinagem com velocidade de corte de 450 m/min (condição C), verificaram-se comportamentos de desgaste e avarias semelhantes à condição com velocidade de corte de 355 m/min, porém com significativa intensificação, representada por um desgaste VB_B = 0,40 mm para apenas 8 minutos de usinagem e por um péssimo acabamento superficial da peça. Isto indica que a velocidade de corte acima de 350 m/min exerce uma drástica influência sobre a usinabilidade do aço ABNT 1045 com ferramentas de CERMET, e cujos mecanismos predominantes de desgaste são ativados pelo lascamento de gumes, para as condições de corte utilizadas neste trabalho. Este, por sua vez, provoca o aumento significativo da temperatura, conforme foi detectado visualmente através de cores de revenido na superfície usinada da peça. O aspecto das avarias na ferramenta pode ser observado na figura 7. Novamente constatou-se o lascamento de gumes novos inativos, conforme está mostrado na figura 8.

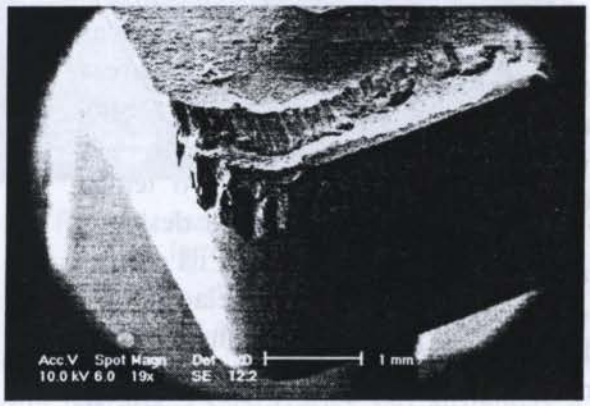


Figura 7: Desgaste e avarias da ferramenta de corte com v_c=450m/min

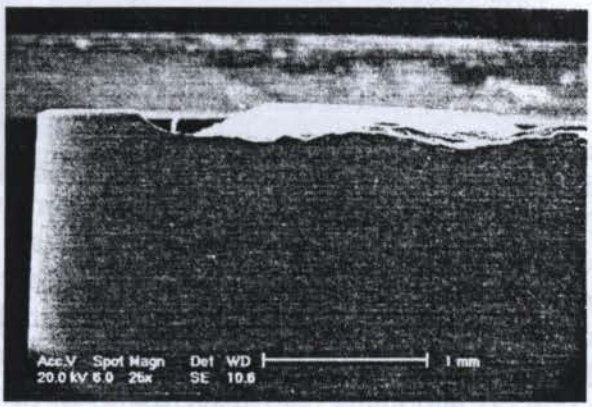


Figura 8: Lascamento do gume inativo da ferramenta na face oposta ao gume cortante

Os resultados do ensaio na velocidade de corte de 560 m/min (condição D) reforça as ocorrências detectadas com v_c=450m/min, bem como as tendências dos efeitos da velocidade de corte acima de 350 m/min. Neste ensaio, o desgaste VB_B atingiu 0,18 mm em apenas 4 minutos de corte, sendo que a quina da ferramenta quebrou aos 5 minutos. Destaca-se nesta velocidade de corte a intensificação do desgaste de cratera, típico de altas temperaturas onde o mecanismo de difusão é facilitado. As figuras 9 e 10 mostram os aspectos dos desgastes de flanco e de cratera com adesão de material da peça.

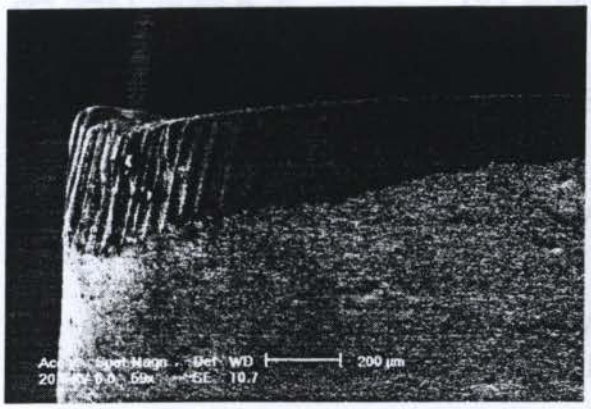


Figura 9: Desgaste de flanco com adesão, em v_c=560m/min

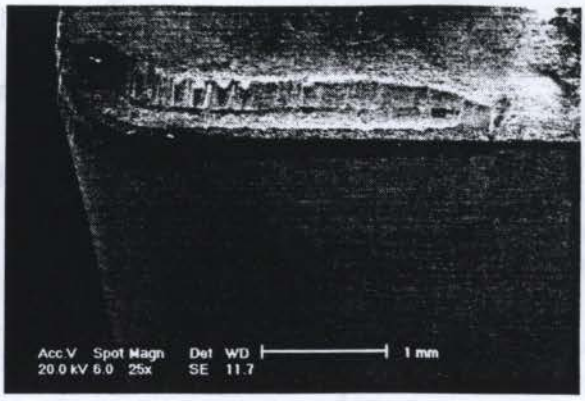


Figura 10: Desgaste de cratera com adesão, em v_c=560m/min

Cabe ainda colocar que, embora não tenha sido utilizado fluido de corte, estima-se que o seu uso seria prejudicial para a vida da ferramenta, considerando a predominância de avarias na forma de lascamentos e a suscetibilidade do CERMET à formação de trincas térmicas na usinagem.

4. CONCLUSÕES

Com base nos resultados experimentais, referentes ao torneamento do aço ABNT 1045 com ferramenta de corte de CERMET especificados neste trabalho, tem-se as seguintes conclusões:

A ação mecânica dos cavacos em forma de fita danifica os gumes da ferramenta de corte adjacentes àquele que efetiva a usinagem. Esta situação implica na necessidade de atenção especial na seleção das condições de corte e na determinação da geometria da ferramenta e de seus quebra-cavacos, de maneira a se obter cavacos curtos e reduzir a exposição desprotegida dos gumes inativos.

O lascamento do gume cortante no início da usinagem implica na ativação prematura dos mecanismos de desgaste pelo aumento da temperatura e de tensões, e representa a principal causa da limitação da vida útil da ferramenta de CERMET no torneamento de aços-carbono de baixa resistência, em operações de semi-desbaste e desbaste. O aumento da velocidade de corte agrava esta situação, sendo que acima de 350 m/min as partes ativas da ferramenta ficam aderidas com material da peça em estado pastoso e, então, a usinagem fica impraticável.

Operações de torneamento de aços-carbono de baixa resistência com ferramentas de CERMET podem apresentar resultados técnicos e econômicos satisfatórios, desde que as condições sejam para acabamento e que seja usado um meio eficaz de quebrar o cavaco. O mesmo não se aplica para condições de semi-desbaste e desbaste destes aços.

Por fim, sugere-se um estudo apurado para a ocorrência de alumínio nas adesões sobre a ferramenta de corte, pois este fato pode ter implicações importantes sobre o processo de usinagem.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem as empresas Kennametal e Sandvik-Coromant pelo fornecimento das ferramentas de corte e pelo suporte técnico, respectivamente.

6. REFERÊNCIAS

GOETZEL, C., *Cermets*, Metals Handbook, Vol.7, ASM, pp.798-815, 1972.

PORAT, R .& BER, A. New Approach of Cutting Tool Materials - CERMET (Titanium Carbonitride-Based Material) for Machining Steels Annals of The CIRP, Vol.39/1/90, pp.71-75, 1990.

TÖNSHOFF, H.K., WOBKER, H.G.& CASSEL, C. Wear Characteristics of Cermet Cutting Tools, Annals of The CIRP, Vol. 43/1/94, pp.89-92, 1994a.

TÖNSHOFF, H.K., SPINTIG, W., KÖNIG, W. & NEISES, A., Machining of Holes - Developments in Drilling Technology, Annals of The CIRP, Vol.43/2/94, pp.551-561,1994b.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1026

ESTUDOS PARA DETERMINAÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DE UMA GUIA E SEU DIMENSIONAMENTO / *Studies for Determination of the Guideways' Characteristics and Its Design*

Hugo Marcelo B. de Carvalho, Noemia Gomes de M. de Mesquita
Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologia e Geociência - UFPE -Recife
CEP 50740 - 530 Recife, Brasil - E-mail:hugombc@npd1.ufpe.br, ngmm@npd1.ufpe.br

Abstract

The guideways are elements that influence directly the precision of manufacturing. This paper recommends techniques to increase this precision, using guideways combing sliding/rolling to the turn process. It's necessary to know the error that occur in this process and also to specify the profile of the surface of the guideways to decrease the wear and the probability of surface fatigue.

Keywords

Machining, precision, guideways, tribology,. wear

1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos com a tendência da globalização da economia, a concorrência industrial aumentou muito. Acompanhando a mesma, aumentou também a procura por peças mais precisas. Uma das maneiras de se alcançar estes novos patamares de precisão é pela otimização das exigências funcionais das guias, visto que elas são usadas, na maioria das máquinas operatrizes, como mecanismo para orientar o posicionamento das ferramentas e peças durante o processo de fabricação. Dentre estes processos de fabricação o torneamento é um que tem aumentado muito sua aplicação em usinagem de precisão.

No processo de torneamento constata-se que a variação da velocidade de avanço está intimamente ligada com a variação da força de atrito entre o carro porta - ferramenta e a guia, com a variação da força de avanço, resultante da não homogeneidade do material que está sendo usinado, e com a vibração da máquina ferramenta.

As guias são elementos que têm como exigência funcionais: alta precisão de movimento; alta capacidade de transporte de carga; mínimo coeficiente de atrito; mínimo desgaste; alta rigidez; alta capacidade de amortecimento de vibração; durabilidade e baixo consumo de potência, Castro (1987), Mesquita (1992).

O objetivo deste trabalho é caracterizar e dimensionar uma guia para o processo de torneamento no sentido de melhorar seu desempenho funcional.

2. GUIA COMBINADA DESLIZAMENTO/ROLAMENTO

Para aumentar a rigidez do sistema máquina - ferramenta e com isso diminuir os erros devido as suas deformações e vibrações. A guia idealizada foi estabelecida como uma combinação deslizamento/rolamento, Carvalho(1996).

A princípio a guia idealizada deverá ser pré-carregadas de modo que as partes que trabalham com deslizamento se toquem aumentando com isso a sua rigidez.

3. CONDIÇÕES DE ROLAMENTO DAS ESFERAS

O atrito entre as esferas e as suas contra-superfícies tem que ter um valor mínimo para evitar que a esfera posterior escorregue e com isso a esfera anterior comprima a primeira esfera criando uma superfície que prejudica o rolamento das esferas, gerando assim maiores atrito. As empresas que fabricam este tipo de guia têm como uma das soluções técnicas manter as esferas com uma certa distância entre si, evitando assim este problema. Com esta solução de diminuir o número de esferas para mante-las distanciadas há consequentemente uma diminuição da capacidade de carga da gaiola (casquilho).

Uma outra solução para resolver o problema de deslizamento das esferas, proposto neste trabalho, é obtida através da determinação da máxima aceleração do carro porta - ferramenta que não provocará o deslizamento das superfícies das esferas. Esta solução ao contrário da que é usada nas empresas não diminui a capacidade de carga dos casquilhos, pois estes podem circular com mais esferas em relação a solução anterior.

Esta solução porém tem sua aplicabilidade restrita a casos onde a condição do aumento da capacidade de carga da gaiola ser mais importante que a perda de aceleração do carro porta - ferramenta.

A superfície em contato com as esferas poderá ser dividida em vários blocos. Nos quais para que a região central da superfície superior da esfera não deslize, é necessário que, $\partial F \leq \partial F_{at1}$ e que $\partial F \leq \mu_e.\partial N$, onde ∂F é a parcela da força de acionamento que atua em uma esfera, ∂F_{at1} é parcela da força de atrito entre uma esfera e a guia, μ_e é o coeficiente crítico de atrito para que não haja deslizamento na região central (região de stick), e ∂N é a parcela da força normal que atua em uma esfera. Na figura 1 é mostrado as forças atuantes no rolamento.

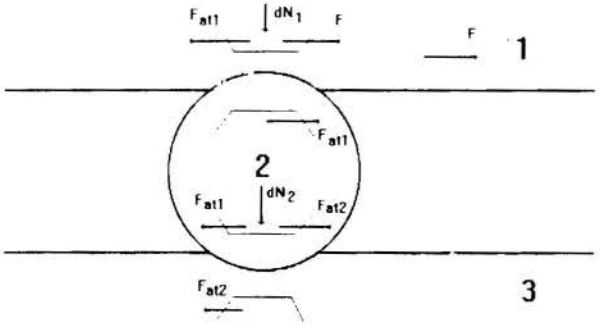


Figura 1: Forças atuantes no rolamento

Se as superfícies 1 e 3 são iguais, então $F_{at1} = F_{at2}$, onde F_{at1} é a força de atrito entre a esfera e a contra-superfície superior (superfície 1) e F_{at2} é a força de atrito entre a esfera e a contra-superfície inferior (superfície 3). Isto é a condição mínima para não haver deslizamento das esferas. Então para garantir o não deslizamento é necessário que $\partial F_{at2} \geq \partial F_{at1}$, e por analogia $\mu_2 > \mu_1$ onde μ_1 é o coeficiente de atrito entre a superfície 1 e a esfera e μ_2 é o coeficiente de atrito entre a superfície 3 e a esfera.

A diferença entre ∂N_1 e ∂N_2, é o peso da esfera, que aumenta a diferença entre ∂F_{at2} e ∂F_{at1}, favorecendo assim a segurança. Por isso esferas maiores favorecem a segurança.

Sabendo que $\mu_2 > \mu_1$ partiu-se para determinar μ_1. Como a força que empurra o casquilho é F_s, e esta é igual a massa do carro porta-ferramenta vezes a aceleração deste, então:

$$Z.F_{at1} \geq m.a_c \qquad (01)$$

onde:
Z é o número de esferas em contato com as superfícies 1 e 3;
m é a massa do carro porta-ferramenta e demais acessórios que se encontre nele e
a_c é a aceleração do carro porta-ferramenta para atingir a velocidade de avanço que o material será usinado.

Simplificando a equação (01), tem-se:

$$z.\mu_1.N_1 \geq m.a_c \qquad (02)$$

onde:
μ é o coeficiente de atrito médio de todas as esferas e
N_1 é a parcela do peso do carro porta - ferramenta em cada esfera, com qualquer acessório que aumente o seu peso. Com isso a equação (02) reduz-se a:

$$z \cdot \mu_1 \cdot \frac{m \cdot g}{z} \geq m \cdot a_c \qquad (03)$$

simplificando a equação (03), tem-se:

$$a_c \leq \mu_1.g \qquad (04)$$

O coeficiente de atrito pode ser expresso por, Montmitonnet et al. (1993):

$$\mu_1 = \frac{\tau}{\sigma} \qquad (05)$$

onde,
τ tensão de cisalhamento na região do contato e
σ tensão normal na região do contato.

A relação $\frac{\tau}{\sigma}$ no centro da superfície de contato é igual a 0,1. Medeiros et al. (1996).

Substituindo (05) em (04), tem-se:

$$a_c = 0,1.g \qquad (06)$$

Esta é a aceleração máxima para que não ocorra deslizamento nas superfícies de contato das esferas.

4. DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE INFLUÊNCIA DO ERRO DIMENSIONAL NAS PEÇAS USINADAS

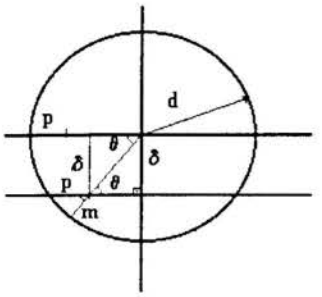


Figura 02: Ilustração dos parâmetros de usinagem nas peças a serem usinadas.

Devido as deformações do sistema máquina-ferramenta, há um desalinhamento da ferramenta com o centro da peça, promovendo um erro nas dimensões das peças usinadas.

Os parâmetros que influenciam este erro dimensional é ilustrado pela figura 02. Nesta figura m é a profundidade de corte real, p é a profundidade de corte teórica, d é o diâmetro da peça a ser usinada e δ é a deformação das esferas devido a ação das forças de usinagem.

Da figura 02 tem-se:

$$\text{sen}(\theta) = \frac{\delta}{(d-m)} \tag{07}$$

e

$$\cos(\theta) = \frac{2 \cdot m \cdot d - p^2 - m^2}{(2 \cdot p \cdot d - 2 \cdot p \cdot m)} \tag{08}$$

Sabendo que:

$$\text{sen}^2(\theta) + \cos^2(\theta) = 1 \tag{09}$$

e substituindo as equações (07) e (08) na equação (09) obtém-se:

$$\frac{\delta^2}{(d-m)^2} + \frac{(2 \cdot m \cdot d - p^2 - m^2)^2}{(2 \cdot p \cdot d - 2 \cdot p \cdot m)^2} = 1 \tag{10}$$

Desenvolvendo esta expressão tem-se:

$$\delta^2.(2.p.d - 2.p.m)^2 + (2.m.d - p^2 - m^2)^2 . (d-m)^2 - (d-m)^2 . (2.p.d - 2.p.m)^2 = 0 \tag{11}$$

O erro no diâmetro da peça devido as deformações das esferas é dado por:

$$\text{Erro} = 2(p - m) \tag{12}$$

A partir da equação (11) determina-se m, que substituindo na equação (12), encontra-se o erro devido as deformações do sistema máquina - ferramenta. A determinação da influência de cada parâmetro neste erro foi obtida pela atribuição de valores a cada um destes parâmetros.

5. DETERMINAÇÃO DAS DISTÂNCIAS MÉDIAS DAS IRREGULARIDADES DAS DUAS SUPERFÍCIES

No contato entre uma esfera e o eixo na guia de rolamento, há uma grande variação da área de contato entre as rugosidades centrais das duas superfícies. Esta variação é ocasionada devido ao processo de fabricação das esferas que produz uma superfície sem orientação preferencial dos sulcos. Assim, a variação desta área vai desde uma área máxima que ocorre quando os sulcos são paralelos até uma área mínima que ocorre quando os sulcos são perpendiculares entre si, figura 04.

O equacionamento para a determinação das distância entre os sulcos para a condição deles serem paralelos foi apresentado na referência Carvalho et al.(1996), pois esta é a condição ideal para o rolamento das esferas. Assim as esferas podem com está condição ideal aumentar sua capacidade de carga e rigidez estática. Mas para que as esferas tenham os seus sulcos paralelos é ainda necessário um avanço tecnológico na sua fabricação. Sendo assim foi estabelecido a condição crítica de direção dos sulcos nas esferas admitindo-se que sua superfície é obtida pela fabricação atual.

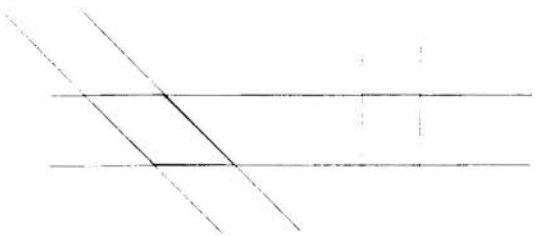


Figura 03: Variação da área de contato em função das direções dos sulcos

Pela figura 03 vemos que a direção que fornece a área mínima e com isso uma pressão máxima média acontece quando estas direções são perpendiculares entre si. Assim se determinarmos a distância entre os sulcos para esta direção tentando diminuir a deformação plástica e a probabilidade de haver falha por fadiga superficial, determinaremos também para as outras direções, pois a pressão máxima média nesta região será bem menores nas outras direções.

Para obter a determinação das direções entre os sulcos para o caso deles serem perpendiculares foram feitas as mesmas considerações de Greenwood e Williamson, Sadeghi et al.(1993):

- todas as asperezas são cilíndricas;
- o contato do material é rígido e
- não há interações entre as asperezas.

Estas condições acima permitem que o material seja deformado elasticamente.

Com estas considerações verifica-se que a área formada pelo contato entre as duas asperezas perpendiculares é a mesma formada pelo contato de dois semi cilindros perpendiculares, na qual é representada por uma elipse.

Os estudos para impedir a deformação plástica das rugosidades e a probabilidade de ocorrer fadiga, para o caso das direções dos sulcos serem perpendiculares, são desenvolvidos com o mesmo raciocínio do caso delas serem paralelas, na qual determinou a máxima tensão cisalhante na condição crítica do contato seco entre estes elementos em função de vários parâmetros.

A máxima tensão cisalhante deve ser considerada pois verifica-se que a severidade do desgaste dos materiais está relacionada com a relação entre a máxima tensão cisalhante ($\tau_{máx}$), que ocorre na região de contato, e a tensão de escoamento sob cisalhamento do material (τ_e). Se a relação $\tau_{máx.} / \tau_e$ for igual ou maior que um, ocorrerá um grande dano, associado com a geometria do elemento mais duro do par em escorregamento. De um modo geral, esse dano ocorre ou devido à riscagem do elemento mais duro, ou associado com grande deformação plástica Bayer et al.(1969).

Usando a equação de Palmegren:

$$P_1^3.L_1 = P_2^3.L_2 \qquad (13)$$

a qual relaciona a carga (P_1) que um mancal de rolamento pode suportar para uma dada vida (L_1) com outra vida (L_2) sob outra carga (P_2). Considerando que o contato esfera-pista é um contato Hertziano, a máxima tensão cisalhante ($\tau_{max.}$) está relacionada com a raiz cúbica da carga P, e os valores de P_1^3 e P_2^3 na equação (13) poderão ser substituídos por $\tau_{max1.}^9$ e $\tau_{max2.}^9$, obtendo-se a seguinte expressão:

$$\tau_{máx.}^9.L_2 = \tau_{max.}^9.L_1 \qquad (14)$$

Podemos com esta equação mostrar que ao diminuirmos a tensão cisalhante, a vida das esferas aumenta. Assim este trabalho diminuirá ao máximo a tensão cisalhante sem diminuir a carga que nela é aplicada, aumentando com isso o tempo de vida das esferas. Com a diminuição da tensão cisalhante teremos uma menor probabilidade de haver fadiga superficial, uma vez que esta está relacionada com a mesma.

A tensão cisalhante (τ) que foi determinada em estudos anteriores, Arnell et al (1991), Montmitonnet et al.(1993) para o contato seco entre a esfera e o eixo é expressa por:

$$\tau = ((\sigma_z - \sigma_y)^2 / 4+\tau_{xy}^2)^{1/2} \qquad (15)$$

onde:

$\sigma_z = p_m$

$\sigma_y = 0$

$\tau_{xy} = \mu.\sigma_z$.

Para que esta tensão cisalhante seja mínima é necessário que a tensão normal (p_m) seja mínima no contato entre as duas rugosidades centrais, figura 04. Esta pressão é expressa por Carvalho (1996):

$$p_m = F / A \qquad (16)$$

onde,

"A" é a da rugosidade central do contato da esfera e

"F" é a força atuante neste contato.

Os parâmetros b_1 e b_2 são a metade da espessura de contato devido a deformação das duas rugosidades centrais.

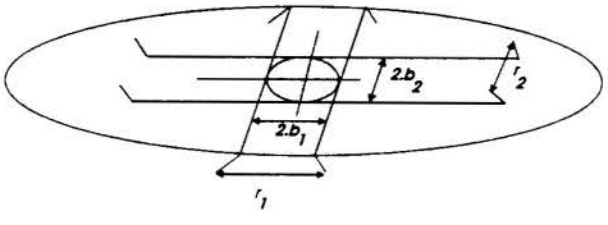


Figura 04: Área de contato para o caso das rugosidades serem perpendiculares.

Fazendo-se dois cortes na região central do contato das duas rugosidades, representados na figura 04 pelas duas linhas azuis, verifica-se que o perfil formado se assemelha ao contato de um cilindro com um plano. 0 r_1 e r_2 são as distâncias médias das irregularidades das duas superfícies.

Para este tipo de contato a sua espessura de contato é dada por, Sandeghi et al.(1993):

$$b = \sqrt{\frac{8.N_1}{\pi \cdot E'} \cdot r_1} \qquad (17)$$

$$b = \sqrt{\frac{8 \cdot N_2}{\pi \cdot E'} \cdot r_2}$$

onde:

$$N_1 = \frac{F}{2 \cdot b_1} \qquad (18)$$

$$N_2 = \frac{F}{2 \cdot b_2}$$

Substituindo (18) em (17) obtém-se:

$$b_1 = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot E'} \cdot r_1} \qquad (19)$$

$$b_2 = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot E'} \cdot r_2}$$

A área do contato uma elipse é dada pela equação (20)

$$A = \frac{1}{2} \cdot (\sqrt{d^2 - b^2} \cdot b + d^2 \cdot asin(\frac{b}{d})) \cdot \frac{b}{d} \qquad (20)$$

E a força F é obtida resolvendo a seguinte integral apartir da equação de distribuição de pressão para o contato entre duas esferas iguais, apresentada por Arnell et al.(1991):

$$F = \int_0^b \int_0^{\sqrt{\frac{c^2(a^2 - c^2 x^2)}{a^2}}} \sqrt{1 - \frac{x^2}{c^2} - \frac{y^2}{a^2}} dx dy \qquad (21).$$

Resolvendo-se as equações (15) e (14) e substituindo-se os resultados na equação (10), verifica-se que a tensão será mínima quando a área for máxima, visto que a força não aumenta na mesma proporção da área. Esta área será máxima quando as distância entre as irregularidades dos perfis das esferas e do eixo forem as maiores possíveis. Estas distâncias porém não podem aumentar muito, pois prejudicaria a lubrificação do mecanismo de rolamento que deve ser levada em consideração para se evitar o perigo de gripagem.

6. CONCLUSÕES

A partir do modelo matemático utilizado por Greewood e Willianson foi definida uma expressão matemática que equacionou os parâmetros para o cálculo da distância entre os sulcos de rugosidade das superficies para o caso de um contato seco e sulcos perpendiculares, de modo a evitar a deformação plástica e diminuir a probabilidade de haver fadiga superficial.

Verificou-se que devido as deformações no plano de trabalho, em uma direção perpendicular ao eixo de rotação do sistema máquina - ferramenta, surge um erro que:
- aumenta quando a profundidade de corte aumenta ou/e o diâmetro da peça que esta sendo usinada diminui ou/e a deformação do sistema máquina - ferramenta aumenta.

Com isto conclui-se que no torneamento o máximo erro ocorre quando utiliza-se a maior profundidade de corte, quando o diâmetro da peça é mínimo e quando ocorre uma deformação máxima do sistema máquina - ferramenta.

A máxima aceleração que o carro porta - ferramenta deve ter para que não ocorra deslizamento das zonas de "stik" das superficies de contato das esferas é igual a 10% da aceleração da gravidade (0,1.g). Com o carro porta - ferramenta trabalhando neste intervalo pode-se aumentar o número de esfera da gaiola aumentando assim a sua capacidade de carga sem precisar manter uma distância maior entre as esferas.

7. REFERÊNCIAS

Arnell, R. D., Davies, P. B., Halling, J. and Whomes, T. L., *Tribology - Priciples and Desing Aplications, First edcion*, 1991. Ed. Macmillan.

Bayer, R. G., Shalkey, A. T., Wayson, A. R., Designing for Zero, *Machine Design* 41, Janeiro, 1969, Systems Development Div. IBM Corp. Endicott, N. Y.

Castro, H., Orientação para Seleção e Projeto de Guias de Máquinas - ferramenta, Tese de Mestrado, UFSC, Florianópolis, 1987.

Carvalho, H. M. B. & Mesquita, N. G. M., Considerações para a caracterização da superficie de uma guia e para seu dimensionamento, *IV Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste*, vol. 1, pp. 347 - 352, Recife, 1996.

Medeiros, P. M., Rade, D. A., Mello & J. D. B., Utilização do método dos elementos finitos na determinação de campos de tensões em indentação de corpos homogêneos, *IV Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste*, Vol. 2, pp. 929 a 934, Recife, 1996.

Mesquita, N.G.M., Avaliação e Escolha de uma Superficie Segundo sua Função e Fabricação, tese de doutorado defendida na UFSC, Florianópolis 1992

Montmitonnet P., Edlingler, M.L. & Felder, E. Finite Element Analysis of Elastoplastic Indetation: Part 1 - Homogeneous Media, *Journal of Tribology*, vol.115, pp. 10-14, january,1993.

Sadeghi, F. & Lance, B. J., The Normal Approach and Stick-Slip Phenomena at the Interface of Two Rough Bodies, *Journal of tribology*, Vol. 115, pp. 445-452, July 1993.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1027

ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE REBOLOS DIAMANTADOS, COM LIGANTE RESINÓIDE, NA RETIFICAÇÃO DE CERÂMICAS AVANÇADAS PELA GEOMETRIA DO CAVACO GERADO / *STUDY OF THE BEHAVIOR OF DIAMOND GRINDING WHEELS WITH BONDED RESIN, IN THE GRINDING OF MODERNS CERAMICS BY THE GEOMETRY OF THE CHIP GENERATED.*

Eduardo Carlos Bianchi [*], Carlos Elias da Silva [**], Galdino Ferreira de Souza [***], Carlos Alberto Fortulan [****], Odilson Coimbra Fernandes [*], Ivan De Domenico Valarelli [*], Paulo Roberto de Aguiar [*]

[*] UNESP – Faculdade de Engenharia e Tecnologia - Bauru - Av. Eng. Luiz Edmundo Carrijo Coube, S/Nº ,17033-360 - Bauru - SP - E-mail: bianchi@bauru.unesp.br

[**] Mestrando em Engenharia Mecânica pela EESC - USP

[***] Diretor presidente da empresa Master Diamond Ferramentas Diamantadas

[****] Doutorando em Engenharia Mecânica pela EESC – USP

Abstract

The aim of this work is to study the behavior of the plan tangential grinding process with diamond grinding wheels. The analysis of the grinding performance was done regarding the cutting surface wear behavior of the grinding wheel for ceramics workpieces. The results discussion emphasized the wear mechanism of the grinding wheel cutting surface and the cutting phenomenology of the grinding process.

Palavras-chave

Retificação de cerâmicas avançadas, rebolos diamantados, desgaste de rebolos, relação **G**

1. INTRODUÇÃO

De acordo com a Associação Brasileira de Cerâmica, "materiais cerâmicos ou cerâmicas compreendem todos os materiais de emprego em engenharia ou produtos químicos inorgânicos, excetuados os metais e suas ligas, que são utilizáveis geralmente pelo tratamento em temperaturas elevadas".

As cerâmicas tradicionais geralmente são fabricadas a partir de matérias-primas naturais, sendo processadas através de métodos convencionais tais como o torneamento, extrusão, colagem etc. Estas englobam muitos produtos familiares tais como tijolos, telhas, porcelanas, azulejos e cimento.

Na década de 50 os ingleses aplicaram o termo "special ceramics" para os novos materiais elétricos e novos materiais para altas temperaturas desenvolvidos na época. Recentemente, os termos "fine ceramics" e "new ceramics" passaram a ser divulgados pelos japoneses, enquanto os norte-americanos introduziram os termos "advanced ceramics", "high performance

ceramics" e "high technology ceramics". São utilizados como sinônimos os termos cerâmicas especiais, cerâmicas finas, novas cerâmicas, cerâmicas avançadas, cerâmicas de alto desempenho, cerâmicas de alta tecnologia, cerâmicas modernas ou cerâmica técnica avançada.

Os produtos feitos em cerâmica são normalmente obtidos de uma composição de matérias-primas cerâmicas (formulação cerâmica) que, uma vez misturadas e combinadas por tratamento térmico, conferem ao produto propriedades desejadas quanto à aplicação a que se destina. Inúmeras são as matérias-primas e suas procedências, algumas são obtidas sinteticamente, outras são naturais, "in natura" ou beneficiadas (purificada, tratada termicamente etc.).

Neste trabalho é apresentado um estudo sobre a influência das condições de usinagem na retificação de cerâmicas avançadas, de acordo com as variações na espessura equivalente de corte $\mathbf{h_{eq}}$, no comportamento de rebolos diamantados com ligante resinóide.

2. DESCRIÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS.

Para a realização dos ensaios de avaliação do comportamento do rebolo diamantado com ligante resinóide, fez-se necessária a construção de um banco de ensaios composto por duas partes com funções definidas. A parte eletrônica faz a interligação da parte mecânica com o microcomputador e a parte computacional faz o tratamento os dados recebidos e apresenta os resultados que posteriormente serão analisados.

A potência do motor de indução é transmitida à polia de acionamento, que está ligada ao eixo árvore da máquina retificadora. Um torquímetro, posicionado entre o motor e a polia de acionamento, faz a leitura do torque total instantâneo necessário para a realização da operação de retificação. Acoplado ao eixo árvore, que suporta o rebolo, é fixado um "encoder" que faz a leitura da rotação instantânea deste. Esta rotação é alterada, de acordo com as necessidades de cada condição de ensaio, por um inversor de freqüência. Os valores de tensão, proporcionais ao torque e rotação, são recebidos, simultaneamente, pelo microcomputador através de uma placa A/D de aquisição de dados. A potência total instantânea solicitada pela operação é obtida através do produto: torque total x rotação. A potência de corte instantânea ($\mathbf{P_{ci}}$), em cada ponto da peça, é obtida subtraindo-se da potência total instantânea, a potência média em vazio. Esta última é obtida determinando-se os valores da rotação e torque em vazio, por um determinado tempo, e calculando-se o valor médio dos produtos de ambos. A potência de corte média ($\mathbf{P_{cm}}$), em cada passada, é obtida pela média dos valores da potência de corte instantânea em cada ponto. O "software" desenvolvido para o gerenciamento do banco de ensaios, é responsável pela determinação dos valores da potência de corte ($\mathbf{P_c}$) instantânea e média, por passada.

3. METODOLOGIA DE ENSAIOS

Buscando estabelecer as condições de usinagem a ser utilizadas nos ensaios, foram realizados alguns ensaios preliminares. Seguindo a recomendação da literatura sobre rebolos diamantados, adotou-se para a velocidade de corte o valor $\mathbf{v_s}$ = 35 m/s, constante para todos os ensaios. Feito isto, notou-se que com valores pequenos para a penetração do rebolo na peça, cerca de 10 μm, a força de corte obtida apresentava-se com tal magnitude que não possível de ser medida. Assim, foram realizados vários ensaios com valores crescentes de penetração do rebolo até a verificação de que a partir de 80 μm era possível a leitura da força tangencial de corte. Posteriormente, este valor foi mantido constante em todos os ensaios.

Em seguida, definiu-se três valores para a velocidade da peça $\mathbf{v_w}$, a saber: 65,63 mm/s; 87,50 mm/s e 109,40 mm/s respectivamente. Estes valores (penetração do rebolo na peça, velocidade de corte e velocidade da peça) correspondem aos três valores de espessura equivalente de corte $\mathbf{h_{eq}}$: 0,15 μm; 0,20 μm e 0,25 μm.

Os corpos de prova foram confeccionados no formato retangular, nas dimensões padronizadas, para este trabalho, de 120 mm de comprimento x 5 mm de espessura x 50 mm de altura, a partir de Alumina 96%, ou seja, 96% corresponde à Alumina-α (Al_2O_3-α) e os restantes 4% são constituídos de fundentes, tais como: SiO_2, K_2O, Na_2O, MgO e CaO. Estes fundentes são aditivos que têm a função de diminuir a temperatura de sinterização, aumentar a densificação e limitar o crescimento do tamanho dos grãos.

O rebolo diamantado utilizado é especificado por D 107 N 115 C50, sendo que a letra D indica o tipo de grão utilizado (diamante), 107 o tamanho do grão utilizado (107 μm), a letra N a dureza do rebolo (dureza média), o valor 115 indica o tipo de diamante e o designação C50 à concentração dos grãos.

4. ALGUNS CONCEITOS SOBRE A RETIFICAÇÃO DE CERÂMICAS.

Para a retificação das cerâmicas, a remoção do material vai envolver uma formação de cavaco do tipo escoamento plástico ou uma fratura (lascamento), à medida que a profundidade de corte do grão aumenta. Caso a profundidade de corte seja suficientemente grande para provocar o aparecimento de trincas, a remoção se dará predominantemente pela fratura do material. Quando a fratura ocorre, a energia de retificação é menor do que na formação do cavaco, mas a superfície acabada é altamente fragmentada e a resistência após a retificação é menor.

Para a operação de retificação do tipo retificação tangencial plana de mergulho, a energia específica de retificação μ é dada por:

$$\mu = \frac{\mathbf{Ft_c}.\ \mathbf{v_s}}{\mathbf{w}.\ \mathbf{v_w}\ .\ \mathbf{a}} = \frac{\mathbf{Ft_c}}{\mathbf{w}} \cdot \frac{1}{h_{eq}} \qquad (1)$$

sendo $\mathbf{Ft_c}$ é a força de corte, $\mathbf{v_s}$ é a velocidade periférica do rebolo, $\mathbf{v_w}$ é velocidade da peça, **a** é a profundidade de corte e **w** é a largura de retificação. A energia específica de retificação é um parâmetro importante para a retificação de materiais frágeis, uma vez que a sua dimensão provém dos mecanismos associados às interações grão abrasivo-peça. Pode-se observar que o parâmetro espessura equivalente de corte está implícito nesta teoria fórmula, ou seja, a energia específica de retificação é inversamente proporcional a este parâmetro. Sendo assim, quanto maior o valor de $\mathbf{h_{eq}}$, espera-se um menor valor para a energia específica de retificação.

Segundo Malkin et al. (1989), o mecanismo de fratura por indentação compara as interações grão abrasivo/peça na retificação de materiais cerâmicos aos eventos de indentação localizados de pequena escala. O padrão de fratura e deformação observado no contato de cerâmicas com um indentador do tipo Vickers está representado na figura 1. Nesta figura, C_R é a dimensão da trinca radial R e C_L é a dimensão da trinca lateral L.

Pode-se observar que diretamente abaixo do indentador existe uma zona de deformação plástica (irreversível). Foram identificados dois sistemas principais de trincas que se originam da zona plástica: trincas médias/radiais e trincas laterais. O comportamento dos dois tipos de trincas é afetado pelas tensões residuais oriundas da deformação plástica não uniforme do material.

As trincas radiais iniciam-se durante o carregamento e podem continuar a se propagar durante o descarregamento, devido às tensões residuais de tração atuantes na extremidade da trinca. As trincas laterais iniciam e se propagam por meio das tensões residuais somente quando a carga de indentação é retirada.

Enquanto as trincas médias/radiais são associadas com a degradação da resistência, as trincas laterais são responsáveis principalmente pela remoção de material na abrasão. A figura

2 apresenta uma ilustração da zona plástica, da trinca média e da trinca lateral, devido ao deslocamento de um grão abrasivo sobre a peça na retificação de materiais frágeis. Pode-se verificar que existe uma região nos arredores da zona plástica onde é mais propicia a ocorrência do lascamento do material.

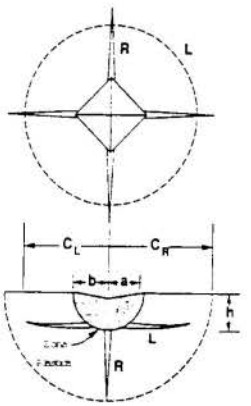


Figura 1: Trincas formadas numa indentação do tipo Vickers em materiais frágeis.

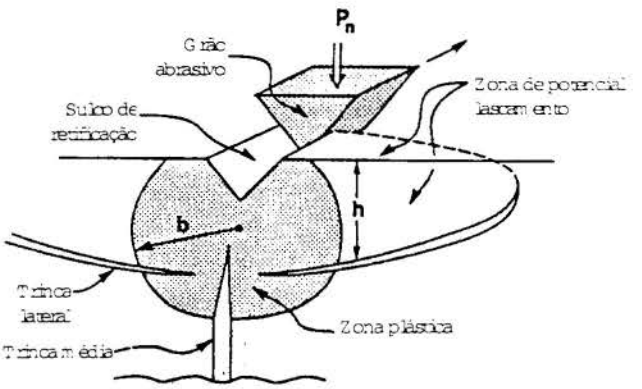


Figura 2: Ilustração das trincas na retificação de material frágil.

Os mecanismos de remoção de material para a retificação das cerâmicas têm sido investigados geralmente através de observações microscópicas das superfícies usinadas. Segundo Malkin et al. (1989), a remoção de material da alumina policristalina retificada com diamante ocorre principalmente através de mecanismos de fratura, embora exista deformação plástica também. Esta deformação ocorre antes que o material frature. Portanto, nas primeiras passadas do rebolo abrasivo sobre a peça cerâmica, originam-se tensões internas na subsuperfície do material. Estas tensões dão origem às trincas, as quais por sua vez fragilizam o material resultando no lascamento. Assim, nas passadas seguintes do rebolo sobre a peça, a maior parte da energia de retificação não será gasta no arrancamento, ou melhor dizendo, no corte do material pois este já se acha fragilizado, isto é, as suas ligações já estão rompidas (as trincas já existem). O rebolo apenas vai realizar a expulsão deste material. Por isso obtem-se um valor relativamente baixo para as forças de corte, quando comparadas com a retificação de materiais metálicos (dúcteis) para as mesmas condições de ensaio.

Com relação a influência da velocidade da peça (v_w) nos resultados dos ensaios, esta é diretamente relacionada aos impactos grão abrasivo/peça uma vez que, se ela for aumentada, os impactos dos grãos abrasivos sobre a peça serão maiores, favorecendo a fragilização do material.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Resultados de força tangencial de corte

Os resultados de força tangencial de corte obtidos nos ensaios são apresentados na figura 3. Pode-se observar que os maiores valores de força tangencial de corte foram obtidos no ensaio que utilizou o menor valor de h_{eq} (0,15 μm). Como nos ensaios foram mantidos constantes os valores de penetração do rebolo (**a**) e velocidade de corte do mesmo (v_s), o menor valor de h_{eq} significa que a velocidade da peça (v_w) utilizada foi a menor. Como a velocidade da peça é um fator diretamente relacionado aos impactos entre grão abrasivo/peça, um menor valor para v_w significa, na prática, menores impactos ou impactos menos intensos no contato grão/peça.

Como na retificação de material cerâmico podem ocorrer os dois tipos de mecanismos de remoção de material (fratura frágil ou dúctil), espera-se que para um menor valor de $\mathbf{h_{eq}}$ haja predominância do mecanismo dúctil de remoção de material. Isto porque devido aos menores impactos grão/peça, o material da peça apresenta uma menor porcentagem de lascamento, isto é, porções do material que desprendem-se sem que haja o correspondente aumento da força de corte para a remoção. Como o lascamento é menor, significa que, comparativamente aos outros ensaios, o mecanismo de remoção se dá com uma parcela maior de corte dúctil, ou seja, não há formação intensa de trincas tanto radiais (relacionadas à diminuição da resistência do material) quanto laterais (responsáveis pela remoção de material na abrasão) na região de retificação; portanto o material exige um maior esforço de corte por parte do rebolo que, juntamente com a parcela de forças dissipativas (calor proveniente do atrito, emissão acústica etc.), resulta em valores maiores para a força tangencial de corte. Sendo assim, a peça apresenta um acabamento superficial comparativamente melhor. Caso fosse possível uma analogia com a retificação de materiais metálicos (dúcteis) e guardadas as devidas proporções, o cavaco resultante neste ensaio seria do tipo curto e grosso.

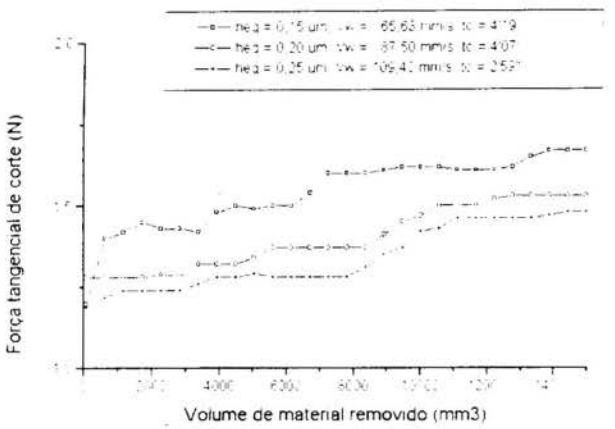


Figura 3: Resultados de força de corte em função do volume de material removido.

Os menores valores de força tangencial de corte foram obtidos no ensaio realizado com o maior valor do parâmetro $\mathbf{h_{eq}}$ (0,25μm). Isto equivale a dizer que o valor da velocidade da peça ($\mathbf{v_w}$) também foi o maior, resultando em maiores impactos entre o grão abrasivo e a peça. Assim, espera-se que o mecanismo de remoção de material seja predominantemente frágil pois o lascamento superficial do material é mais intenso, uma vez que a peça está altamente fragilizada. Sendo assim, comparativamente, ocorre uma maior formação de trincas laterais (responsáveis pela remoção de material) e radiais (diminuição da resistência). Portanto, com o material já fragilizado (ligações rompidas), o rebolo realiza apenas a expulsão deste material, o que resulta em uma força tangencial de corte menor. As parcelas de forças dissipativas também são menores, visto que um menor esforço de corte significa uma menor quantidade de calor gerado por atrito. Assim, o acabamento superficial obtido na peça neste caso é, comparativamente, de menor qualidade pois a superfície apresenta uma grande quantidade de lascamento. Caso fosse possível a analogia com a retificação de materiais dúcteis, o cavaco obtido neste ensaio seria do tipo fino e alongado.

Para o ensaio em que foi utilizado o valor intermediário de $\mathbf{h_{eq}}$ (0,20 μm), ocorreram as duas situações já comentadas antriormente, ou seja, também houve a formação de trincas (radiais e laterais) mas em uma proporção intermediária às duas condições já mencionadas.

5.2 Resultados de emissão acústica.

Segundo Harris, et al. (1972), a emissão acústica (EA) pode ser definida como a tensão ou a variação de tensão gerada durante processos dinâmicos em materiais. De uma forma mais convencional, a emissão acústica pode ser tão alta que pode ser ouvida sem a necessidade de

aparelhos. Um dos campos que se expandiu consideravelmente durante a década passada é a aplicação da emissão acústica no monitoramento do processo e do estado da ferramenta na usinagem dos metais (Kannatey, et al., 1987).

Segundo Inasaki (1990), as ondas acústicas estão sujeitas a vários efeitos como amortecimento, freqüência dependente da velocidade, reflexão, e outros devido à sua propagação através do material.

A emissão acústica (EA) é caracterizada como uma energia resultante da interação entre o grão abrasivo e a peça, que se propaga através da estrutura do material. Sendo assim, ela pode ser relacionada com a energia específica de retificação (μ), a qual também é uma forma de energia associada ao processo de retificação. Como já foi mencionado, no cálculo de μ concorrem os parâmetros força tangencialde corte ($\mathbf{Ft_c}$), largura de retificação (**w**) e espessura equivalente de corte ($\mathbf{h_{eq}}$). Uma vez que para todos os ensaios foi utilizado um mesmo rebolo e a mesma largura de retificação, influirão no cálculo da energia específica de retificação somente os valores de $\mathbf{Ft_c}$ e de $\mathbf{h_{eq}}$.

A partir da análise dos resultados obtidos para a força tangencial de corte, vê-se que no ensaio realizado com o menor valor de $\mathbf{h_{eq}}$ (1° ensaio) resultou a maior força tangencial de corte. Logo, no cálculo de μ para este ensaio, serão divididos uma força $\mathbf{Ft_c}$ maior por um valor menor de $\mathbf{h_{eq}}$, resultando num maior valor para μ. A remoção de material ocorre com predominância do modo dúctil. Assim, o atrito e o riscamento durante a formação do cavaco são maiores, fazendo com que as parcelas de energias dissipativas do processo (calor, atrito etc.) resultem maiores. Neste caso, os valores obtidos de emissão acústica foram maiores, conforme pode ser verificado na figura 4.

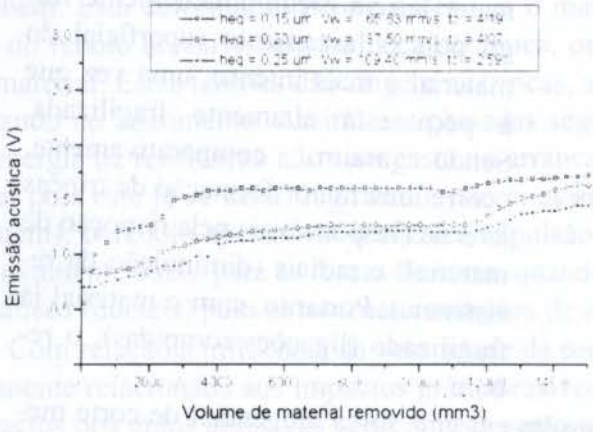


Figura 4: Resultados de emissão acústica em função do volume de material removido.

No outro extremo, isto é, no ensaio realizado com o maior valor de $\mathbf{h_{eq}}$, a força $\mathbf{Ft_c}$ resultou a menor. Sendo assim, no cálculo de μ divide-se um valor baixo de $\mathbf{Ft_c}$ por um valor maior de $\mathbf{h_{eq}}$, produzindo o menor valor de μ. Em termos de mecanismos de remoção de material, neste caso tem-se uma predominância do modo frágil. Assim, existe uma grande quantidade de lascamento do material. Por isso, as parcelas de energias dissipativas (atrito, calor, emissão acústica etc.) são menores, pois o material já se encontra fragilizado. Desta forma, a energia total resulta menor. Assim, os valores de EA. foram menores (figura 4).

No caso intermediário ($\mathbf{h_{eq}}$ = 0,20 μm) tem-se um processo misto de remoção de material (modo dúctil e frágil), mas com ligeira predominância ao modo frágil, devido à influência da velocidade da mesa ($\mathbf{v_w}$) que aumentou, passando de $\mathbf{v_w}$ = 65,63 mm/s (no 1° ensaio) para $\mathbf{v_w}$ = 87,50 mm/s neste ensaio, num tempo de corte ($\mathbf{t_c}$) aproximadamente igual (4'19'' no 1° ensaio e 4'07'' no 2° ensaio). Assim, tem-se uma parcela de lascamento do material comparativamente maior do que no 1° ensaio, fazendo com que a energia de emissão acústica resulte menor, com valores próximos aos do 3° ensaio, onde a fragilização (lascamento) do material foi a mais intensa de todas.

5.3 Resultados de desgaste volumétrico (relação G).

Os resultados obtidos para o desgaste volumétrico do rebolo (relação **G**) são apresentados na figura 5. Pode-se notar que o maior valor para a relação **G** foi obtido no 3° ensaio, o qual utilizou o maior valor de $\mathbf{h_{eq}}$, isto é, o maior valor de velocidade da peça ($\mathbf{v_w}$). Isto porque um valor maior para $\mathbf{v_w}$ significa uma maior quantidade de impactos entre os grãos abrasivos do rebolo e a peça. Assim, comparativamente, a superfície da peça resulta mais fragilizada (maior quantidade de trincas) e o processo de remoção de material se dá predominantemente através do regime frágil. Logo, os esforços de corte resultam menores, pois os grãos abrasivos são solicitados principalmente para realizar a expulsão de uma camada de material que já se encontra com suas ligações rompidas. Sendo assim, esses menores esforços de corte provocam um menor desgaste do ligante do rebolo, resultando em um menor volume de rebolo gasto no ensaio.

Para o 1° ensaio, que utilizou o menor valor de $\mathbf{h_{eq}}$, o valor da relação **G** também foi o menor. Analogamente, para um menor valor de $\mathbf{h_{eq}}$ (menor $\mathbf{v_w}$) ocorrem menos impactos na unidade de tempo entre os grãos abrasivos e a peça. Portanto, a superfície da peça não é tão danificada em termos de quantidade de trincas quanto no caso de maior $\mathbf{h_{eq}}$. Assim, ainda existe uma parcela de material sendo removida através do regime dúctil.

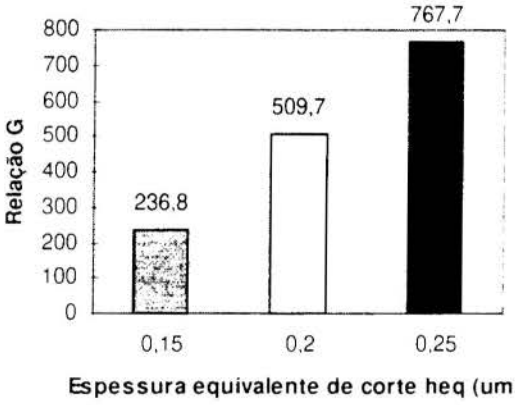


Figura 5: Resultados obtidos para a relação G.

Por isso os esforços de corte resultam maiores, pois há uma parcela maior de energias dissipativas oriundas do atrito e riscamento durante a formação do cavaco, causando um maior desgaste do ligante do rebolo e, consequentemente, um volume maior de rebolo gasto no ensaio.

No 2° ensaio a relação **G** resultou num valor intermediário porque nesta situação tem-se os dois modos de remoção de material (frágil e dúctil), fazendo com que haja desgaste do ligante do rebolo devido à remoção dúctil mas em uma proporção menor do que no 3° ensaio, onde a remoção é predominantemente frágil e o desgaste do ligante é mínimo.

6. CONCLUSÕES

A partir dos estudos realizados e dos resultados obtidos nos ensaios, pode-se tirar as seguintes conclusões do presente trabalho:

O mecanismo de remoção de materiais cerâmicos ocorre principalmente por fratura frágil do material. Com isso, a força tangencial de corte requerida pelo processo pode ser reduzidas.

Tendo em vista as condições de usinagem utilizadas, isto é, profundidade de corte do rebolo (**a**) e velocidade periférica de corte ($\mathbf{v_s}$) constantes, os resultados obtidos para a força tangencial de corte indicam que à medida que se aumenta o valor do parâmetro $\mathbf{h_{eq}}$, através do aumento da velocidade da peça ($\mathbf{v_w}$), a força tangencial de corte resulta menor. Isto porque à medida que se aumenta o valor de $\mathbf{v_w}$, aumenta-se também a freqüência de impactos entre os grãos de diamante do rebolo e a peça. Estes impactos crescentes intensificam o processo de fratura da peça cerâmica. Surgem então as chamadas trincas laterais e trincas radiais, respon-

sáveis respectivamente pela remoção do material e pela degradação da sua resistência. Assim, de uma maneira geral para todos os ensaios, após as primeiras passadas do rebolo sobre a peça, a superfície desta apresenta um contínuo processo de fragilização (aparecimento de trincas), tendo como conseqüência o lascamento do material da peça. Isto acaba por facilitar o processo de remoção do material, diminuindo a exigência de esforços de corte, uma vez que nas passadas subseqüentes o rebolo realiza mais propriamente um trabalho de expulsão do material já fragilizado do que efetivamente o corte. Este fenômeno se dará em maior (remoção predominantemente frágil) ou em menor grau (remoção predominantemente dúctil) dependendo das condições de usinagem utilizadas no ensaio.

No ensaio realizado com o menor valor de $\mathbf{h_{eq}}$ (menor $\mathbf{v_w}$), os impactos grão/peça são comparativamente menores (em menor freqüência), fazendo com que a remoção de material seja predominantemente dúctil.

No ensaio realizado com o maior valor de $\mathbf{h_{eq}}$ (maior $\mathbf{v_w}$), os impactos são comparativamente maiores (ocorrem numa freqüência maior), resultando em uma remoção predominantemente frágil do material.

No ensaio feito com o valor intermediário de $\mathbf{h_{eq}}$ tem-se os dois modos de remoção de material presentes, sendo difícil de se afirmar qual dos dois predomina.

Em termos de emissão acústica (EA), os resultados obtidos permitem concluir que com o aumento de $\mathbf{h_{eq}}$ ocorre uma diminuição do nível de emissão acústica. Isto porque com freqüências de impactos crescentes entre grão abrasivo e peça, ocorre a fragilização do material cerâmico e a predominância do mecanismo de remoção vai passando de dúctil (no caso de menor $\mathbf{h_{eq}}$) para frágil (no caso de maior $\mathbf{h_{eq}}$). Sendo assim, as parcelas de atrito e riscamento (energias dissipativas) no processo de formação do cavaco vão diminuindo, pois o material que antes era deformado (remoção dúctil) passa a ser fraturado (remoção frágil). Com isso a emissão acústica também vai diminuindo.

Observa-se que mantendo constante a velocidade de corte, ocorre um aumento praticamente linear (relação direta) do sinal de EA com a força de corte. Isto significa que o sensor de EA pode ser utilizado para medir e monitorar as forças de corte.

Os resultados obtidos para a relação **G** indicam que no ensaio onde se utilizou o maior valor de $\mathbf{h_{eq}}$ os impactos mais freqüentes entre grão/peça provocaram uma fragilização maior do material da peça, gerando esforços de corte menores. Estes esforços por sua vez, desgastaram menos o ligante do rebolo, resultando num menor volume de rebolo gasto, e por conseqüência, num valor maior para a relação **G**;

No ensaio com menor valor de $\mathbf{h_{eq}}$ a fragilização foi menos intensa e os esforços de corte foram maiores. Assim, o desgaste do ligante do rebolo foi comparativamente maior, resultando num volume maior de rebolo gasto. Logo, a relação **G** obtida foi menor.

No que diz respeito às observações realizadas em microscópio eletrônico, os resultados servem para confirmar as conclusões obtidas, pois as fotos referentes ao ensaio com menor valor de $\mathbf{h_{eq}}$ apresentam marcas (saliências longitudinais) de retificação indicativas de remoção dúctil, ou seja, o material foi comprimido durante a formação do cavaco.

8. BIBLIOGRAFIA

HARRIS, D.O.; TATRO, C.A.; LIPTAI, R.G. A Introduction to Acoustic Emission. *American Society for Testing and Materials.*, p.3-10, 1972.

KANNATEY, E; ASIBU, Jr; DORNFELD, D.A. Quantitative relationships for acoustic emission for orthogonal metal cutting. *International Journal on Production Rsearch*, v. 25, n. 5, p. 703-719, 1987.

MALKIN, S.; RITTER, J. E. Grinding Mechanisms and Strength Degradation for Ceramics. *Journal of Engineering for Industry.*, v.111, p.167-174, 1989.

INASAKI, I. *Monitoring and optimization of griding process*. Annals of the CIRP, 1990, v. 40.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1028

ESTUDO DA RUGOSIDADE SUPERFICIAL DE EIXOS DE LIGAS LEVE PARA UTILIZAÇÃO EM MANCAIS AEROSTÁTICOS / STUDY OF AXLES SURFACE FINISH OF LIGHT ALLOY FOR UTILIZATION IN AEROSTATICS BEARING

LUIZ DARÉ NETO, EDUARDO CARLOS BIANCHI & ODILSON COIMBRA FERNANDES
Depto. de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia e Tecnologia – UNESP – Bauru
CEP 17033-360 Bauru, Brasil – E-mail: ldaren@bauru.unesp.br

Abstract

The objective of this work is to study the possibility of producing aluminum axles in order to utilize thim in aerostatic bearings, using the turning process. Therefore it analysis the roughness produced by the two types of insert tungsten carbide, in several condition of machining.

Keyword

Aerostatic Bearing; Surface Finish, Surface Roughness on Turned Aluminum
Mancais Aerostáticos, Acabamento Superficial, Rugosidade Superficial no Torneamento de Aluminio

1 - INTRODUÇÃO

Os mancais aerostáticos apresentam aplicações crescentes na indústria de precisão, onde é necessário elevadas velocidades angulares aliadas à grande precisão de giro.

Entre as vantagens dos mancais aerostáticos, destaca-se a sua capacidade de trabalhar desde rotação zero até rotações muito elevadas.

Seu acionamento pode ser feito pór meio de turbinas com palhetas entalhadas em seu próprio eixo.

Estas turbinas proporcionam rotações elevadas mas com baixo torque de acionamento; desta forma é interessante ter peças móveis com a menor massa possível, para reduzir sua inércia, reduzindo-se assim o tempo para se atingir a rotação de regime.

Devido às caracteristicas construtivas destes mancais, seus eixos apresentam diâmetro elevado em relação a sua capacidade de carga.

Atualmente os mancais aerostáticos existentes são confeccionados em aço; este material é utilizado devido a sua facilidade de trabalho em máquinas retificadoras e à facilidade de obtenção.

A massa de um eixo confeccionado em aço, apresenta grande inércia para o acionamento da turbina, ocasionando um tempo de resposta muito elevado para se chegar na rotação de trabalho.

Desta forma, pensou-se em produzir este eixo de um material com menor densidade, como por exemplo, de alumínio. Como o alumínio tem aproximadamente 1/3 (um terço) da densidade do aço, isto é, para o mesmo volume, o alumínio possui 1/3 do peso do aço. Um eixo produzido em alumínio atingirá a rotação de regime em um tempo menor do que aquele eixo produzido em aço.

Outro fator importante é que pelas características físicas dos mancais aerostáticos, os seus eixos não necessitam de elevada resistência mecânica, isto é, as tensões atuantes nestes eixos, apresentam valores pequenos quando comparadas com as tensões admissíveis do alumínio.

Contudo, devido à precisão construtiva e à baixa rugosidade superficial destes mancais, tanto a superfície do mancal, como a de seu eixo, são submetidas ao processo de retificação.

A retificação em aço é feita com algum critério, mas quando se trata de alumínio, este processo se torna mais complexo, requerendo condições especiais, utilizando rebolos de diamante, tornando este processo de fabricação mais oneroso.

Desta forma procurou-se determinar procedimentos e parâmetros para um processo de usinagem mais econômico e alternativo, em substituição ao processo de retificação, viabilizando e popularizando a produção de eixos de alumínio para utilização em mancais aerostáticos.

As aplicações deste trabalho restringem-se as operações de torneamento em acabamento e verificação da precisão do eixo usinado, em função da máquina utilizada para o processo de torneamento.

Escolheu-se estudar a dispersão dos valores de rugosidade superficial para poder determinar a confiabilidade de se fazer uma estimativa das condições de usinagem baseada nos seguintes parâmetros: velocidade de corte, avanço de corte, profundidade de corte e raio da ponta da ferramenta.

Para a realização dos ensaios, foram utilizadas duas pastilhas de metal duro, ambas indicadas pelo fabricante das pastilhas, como específicas para o corte de alumínio. Uma tendo forma quadrada e outra tendo forma circular (redonda).

2 - OBJETIVO

Este trabalho estuda parâmetros e condições de usinagem que viabilizem a produção de eixos de alumínio para sua utilização em mancais aerotáticos, tendo como processo de fabricação o torneamento.

Para tanto, foram utilizados nos ensaios dois tipos de pastilhas de metal duro, uma com forma arredondada, possuindo um grande raio de ponta, e outra com forma quadrada, possuindo um raio de ponta pequeno, normalmente encontrado em ferramentas destinadas ao processo de torneamento.

Para cada forma de pastilha foram ensaiadas: quatro velocidades de corte, três profundidades de corte, três velocidades de avanço.

Os ensaios visam determinar quais parâmetros apresentam maior influência no acabamento superficial e dentro de cada parâmento qual valor é mais recomendável, objetivando sempre a melhor rugosidade superficial para construção de eixos de mancais aerostáticos

3 – MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 – Material do Eixo

Como a proposta deste trabalho é estudar a possibilidade de se produzir eixos de alumínio para utilização em mancais aerostáticos, tendo como processo de fabricação o torneamento.

O alumínio comercialmente puro é facilmente encontrado, no mercado, em diversos diâmetros, acrescentando a vantagem de possuir custo inferior às ligas de alumínio. Desta forma, o material utilizado neste trabalho é o alumínio, comercialmente puro.

3.2 - Máquina Ferramenta

Para a realização dos ensaios foi utilizado um torno de controle e comando numérico (CNC), marca EMCO, modelo T1, de origem Austríaca.

3.3 - Pastilhas de Metal Duro Para Usinagem

Os ensaios foram realizados com dois tipos de pastilhas de metal duro; uma com forma quadrada, com raio da ponta da ferramenta igual a 0,4 mm, designada por SCMT 09 T3 08-UR, P3, K20; A outra pastilha possuia forma circular, com raio da ponta igual a 4,0 mm, sendo esta pastilha redonda, o seu raio de ponta é igual a metade de seu diâmetro, e sua designação é RCGX 08 03 MO - AL, H10, K10.

Todos ensaios foram executados com fluido de corte, recomendado fornecedor.

A influência do desgaste da ferramenta não será estudado devido a grande diferença de dureza e resistência existente entre o material da pastilha de metal duro e o material a ser usinado (alumínio). Esta diferença de dureza e resistência, combinada com a utilização de fluido de corte, proporciona uma vida muito longa da pastilha de corte.

3.4 - Aparelho para Medição da Batida Radial

A fabricação de mancais aerostáticos necessita de tolerâncias geométricas apertadas. Neste trabalho optou-se por medir-se o erro geométrico (batida radial), que engloba os erros de circularidade e concentricidade.

Entende-se por tolerância de batida radial, o campo de tolerância determinado por um plano perpendicular ao eixo de giro, composto de dois círculos concêntricos, distantes entre si.

No caso específico da determinação da batida radial deste experimento, a peça ficou fixa pela placa do torno, em uma extremidade, e pela contra ponta na outra extremidade. A medição foi feita diretamente sobre a superfície da peça;. nesta medição, foi utilizado um relógio comparador eletrônico, marca TESA, denominado "Tesatronic". O fundo de escala utilizado foi 50 μm, proporcionando um escalonamento e uma precisão de 1,0 μm; sendo que este relógio comparador foi ligado a um microcomputador 486-DX2, que registrou a leitura automaticamente.

Um software auxiliar foi desenvolvido para que os valores da leitura do Tesatronic pudessem ser manipulados e armazenados via microcomputador. Desta forma a análise das grandezas envolvidas é realizada com maior confiança, precisão e rapidez.

O desenvolvimento do "software" para aquisição de dados emitidos pelo "Tesatronic", através da porta serial do microcomputador, possibilitou uma análise mais precisa sobre os erros geométricos do eixo, após a operação de usinagem.

Os valores do perfil são registrados no microcomputador por meio deste software. Para isto foi necessário que uma interface fosse criada para a realização da operação.

O processo de leitura dos valores, consiste em girar o eixo para que seja medido o valor de cada dimensão em vários pontos do diâmetro usinado, reproduzindo o perfil através de números. A figura 1 ilustra a idéia.

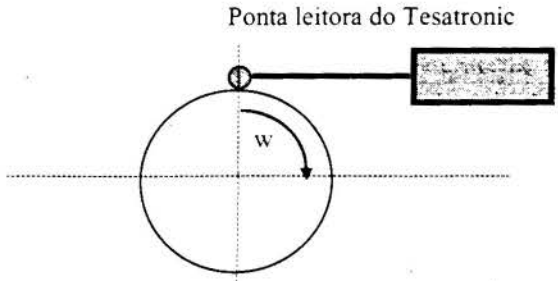


Figura 1 – Esquema da tomada de medição da ovalização ao longo do diâmetro do eixo

3.5 - Metodologia

Como o estudo em questão tem como objetivo analisar a influência das condições da usinagem no acabamento superficial na produção de eixos utilizados em mancais aerostáticos radiais, as condições para a remoção de material serão aquelas utilizadas nas operações de acabamento final, isto é, pequenos avanços de corte, pequenas profundidades de corte e altas velocidades de corte.

O ensaios visam encontrar condições de usinagem que proporcionem superficies aceitáveis para eixos de mancais aerostáticos.

Para a determinação das condições de usinagem que produz o melhor acabamento superficial, analisaram-se três velocidades de avanço, 3 profundidades de corte e 4 velocidades de corte.

As 3 velocidades de avanço escolhidas foram: 0,05; 0,1 e 0,2 mm/volta. Estas velocidades foram escolhidas levando-se em conta a operação de acabamento, que será a operação final no processo de produção do eixo de alumínio, para utilização em mancais aerostáticos.

As 3 profundidades de corte, foram adotadas com base em ensaios preliminares, onde o melhor resultado foi obtido com profundidade de corte igual a 0,1 mm, embora este valor não apresentasse um destaque significativo; Assim, este trabalho utilizou valores acima e abaixo do encontrado; os valores das profundidades de corte foram: 0,05; 0,10 e 0,20 mm.

Para se determinar as 4 velocidades de corte, partiu-se do seguinte principio: Os diâmetros dos eixos comumente utilizados em mancais aerostáticos variam de 25 a 50 mm. A rotação máxima atingida pela castanha dos tornos convencionais estão ao redor dos 3800 rpm, e todas as castanhas dos tornos convencionais atingem, pelo menos, 1000 rpm; assim fazendo quatro escalonamentos de rotações desta faixa, tira-se 4 rotações da castanha: 1000, 2000, 3000 e 3800 rpm.

Para se encontrar a velocidade de corte, foi utilizado como base o diâmetro de 40 mm, obtendo-se as seguintes velocidades de corte:

$$Vc_{1000} = 2094{,}4 \text{ mm/seg} = 125.663 \text{ mm/min} \cong 126 \text{ m/min}$$
$$Vc_{2000} = 4188{,}8 \text{ mm/seg} = 251.327 \text{ mm/min} \cong 251 \text{ m/min}$$
$$Vc_{3000} = 6283{,}0 \text{ mm/seg} = 376.990 \text{ mm/min} \cong 377 \text{ m/min}$$
$$Vc_{3800} = 7959{,}0 \text{ mm/seg} = 477.521 \text{ mm/min} \cong 487 \text{ m/min}$$

Estas velocidades foram utilizadas na programação do torno CNC.

Os erros de forma e erros geométricos são importantes mas dependem principalmente da precisão da máquina ferramenta utilizada; enquanto que as condições de usinagem, uma vez determinadas, teoricamente variam com menor intensiadade de uma máquina para outra.

3.6 - Medição da Rugosidade Obtida

Para efetuar a comparação da rugosidade entre as superficies obtidas pelas várias combinações de condições de usinagem, foi utilizado um rugosímetro , marca MITUTOYO, modelo Surftest-211. As possibilidades de escalas de medição são: desvio médio aritmético - Ra, altura máxima das rugosidades - Rmax, e altura das irregularidades dos 10 pontos - Rz.

Sendo este rugosímetro eletrônico e possibilitando a medição da rugosidade em várias escalas, apresenta a vantagem de dispensar ábacos de conversão de escalas.

A escala de rugosidade mais utilizada no Brasil é a média aritmética - Ra., escala esta, adotada neste trabalho.

Como uma escala de rugosidade isolada não tráz todas as informações necessárias para a análise do ensaio, foi utilizada também a escala de rugosidade máxima - R_{max}. A vantagem desta escala é detectar riscos mais profundos que possam surgir no comprimento de medição.

4 - RESULTADOS

Os resultados obtidos podem ser vistos nas tabelas 1 e 2; na tabela 1 são mostrados os resultados decorrentes da usinagem obtida utilizando-se a pastilha com forma quadrada e a tabela 2 os resultados decorrentes da usinagem utilizando-se a pastilha com forma redonda.

Os resultados foram trabalhados utilizando-se o método da análise de variância.

Tabela 1 - Valores de rugosidades obtidos decorrentes de várias condições de usinagem, utilizando a pastilha com forma quadrada.

Condição de Usinagem	Escala de Rugosidade [μm]	Velocidade de Corte [m min]			
		126	251	377	478
Av = 50 μm vol. Prof = 50 μm	Ra Rmax	0,5 4,5	0,55 3,5	0,67 4,1	0,7 4,4
Av = 50 μm Prof. = 100 μm vol.	Ra Rmax	0,48 3,5	0,55 4,1	0,63 4,2	0,7 4,8
Av = 50 μm Prof = 200 μm vol.	Ra Rmax	0,54 4,0	0,6 5,0	0,6 4,4	0,64 4,6
Av = 100 μm Prof = 50 μm vol.	Ra Rmax	0,76 5,0	0,79 4,7	0,91 6,1	0,88 5,8
Av = 100 μm Prof = 100 μm vol.	Ra Rmax	0,65 4,2	0,74 4,8	0,69 4,3	0,85 5,9
Av = 100 μm Prof = 200 μm/vol	Ra Rmax	0,65 4,4	0,81 5,2	0,96 6,7	0,98 6,0
Av = 200 μm Prof = 50 μm/vol.	Ra Rmax	1,78 8,5	1,85 9,3	1,85 9,8	1,9 10,5
Av = 200 μm Prof = 100 μm/vol.	Ra Rmax	1,13 7,5	1,35 7,5	1,45 8,8	1,47 9,1
Av = 200 μm Prof = 200 μm/vol.	Ra Rmax	1,24 7,3	1,34 7,2	1,4 8,4	1,45 10,3

Tabela 2 - Valores de rugosidades obtidos decorrentes de várias condições de usinagem, utilizando a pastilha com forma arredondada.

Condição de Usinagem	Escala de Rugosidade [μm]	Velocidade de Corte [m min]			
		126	251	377	478
Av = 50 μm/vol. Prof = 50 μm	Ra Rmax	0.27 1.8	0.42 2.3	0.41 2.3	0.37 2.5
Av = 50 μm Prof. = 100 μm/vol.	Ra Rmax	0.27 1.8	0.36 2.0	0.35 2.3	0.30 1.8
Av = 50 μm Prof = 200 μm vol.	Ra Rmax	0.25 1.6	0.33 1.9	0.42 2.3	0.37 2.2
Av = 100 μm Prof = 50 μm/vol.	Ra Rmax	0.3 1.7	0.33 2.1	0.34 2.1	0.45 2.8
Av = 100 μm Prof = 100 μm/vol.	Ra Rmax	0.32 1.9	0.3 1.9	0.34 2.1	0.46 2.7
Av = 100 μm Prof = 200 μm/vol	Ra Rmax	0.25 1.7	0.31 1.8	0.35 2.0	0.43 2.7
Av = 200 μm Prof = 50 μm vol.	Ra Rmax	0.39 2.3	0.42 2.6	0.46 2.8	0.61 4.0
Av = 200 μm Prof = 100 μm/vol.	Ra Rmax	0.4 2.5	0.52 2.8	0.52 2.9	0.67 3.9
Av = 200 μm Prof = 200 μm vol.	Ra Rmax	0.39 2.2	0.43 2.6	0.47 2.8	0.60 3.9

5 - DISCUSSÃO

Pelos resultados, nota-se que a maior influência na rugosidade superficial é a forma da pastilha de metal duro utilizada no processo de usinagem. Isto se deve ao fator geométrico do raio da ponta da ferramenta, pois quanto maior a relação raio da ponta/avanço de corte, menor as ondulações deixadas pela ponta da ferramenta na superfície da peça. Estas ondulações são irregularidades de 3ª ordem.

Para uma mesma pastilha de metal duro, a variável que apresenta influência é o avanço de corte. Este efeito também é ocasionado pela ponta da ferramenta, comprovação esta que pode ser notada pelos valores obtidos com as duas formas de pastilha de metal duro, onde a pastilha redonda apresenta valores inferiores da rugosidade superficial, em relação à pastilha quadrada.

A velocidade de corte apresentou pouca influência na rugosidade superficial, mas, pelos valores expostos, pode-se afirmar que: dentro da faixa de velocidade de corte estudada, quanto menor a velocidade de corte melhor a rugosidade superficial.

Esta melhora na rugosidade com a redução da velocidade de corte, deve-se à formação de gume postiço de corte, que pode ocorrer a pequenas velocidades de corte, fator que desaparece com o emprego de velocidades de corte mais altas.

A profundidade de corte, na faixa estudada, não apresenta influência na rugosidade superficial.

O valor da medição da batida radial foi idêntico para quase todas as medições, sendo o valor modal de 15 μm; poucos valores foram inferiores e nenhum valor foi superior a este.

Para o propósito de substituição da operação de retificação pela operação de torneamento, usando como parâmetro a rugosidade superficial, deve-se comparar os valores encontrados, com valores obtidos no processo de retificação.

Baseando-se no trabalho de BIANCHI, E. C. e OLIVEIRA, J.F.G., 1993, onde apresentaram a influência da variação do grau de recobrimento de dressagem (afiação) na rugosidade da peça, utilizando-se rebolo 38A 46LVS com aço ABNT 1020 e o

comportamento do rebolo superabrasivo com o aço ABNT1045, isto é, estudaram a influência do grau de recobrimento de dressagem com dois tipos diferentes de rebolos. Observa-se que os valores de rugosidade encontram-se entre 1,0 e 2,5 μm Ra.

Utilizando-se a pastilha de metal duro, com forma redonda, conseguiu-se valores de rugosidade entre 0,25 e 0,67 μm Ra, demostrando ser este procedimento de usinagem bastante eficiente, no tocante a rugosidade da peça.

Com a pastilha de forma quadrada, obtiveram-se valores entre 0,48 e 1,9 μm Ra, valores estes que não deixam de ser interessantes, mas apresentam sua média quase três vezes superior ao valor médio conseguido com a pastilha de forma redonda.

Pelos dados acima pode-se notar que o objetivo foi atingido para as duas formas de pastilhas de metal duro, quando o parâmetro é a rugosidade superficial da peça usinada; ressalte-se que a pastilha de metal duro de forma redonda apresentou valores de rugosidade inferiores aos obtidos pelos processos de retificação e torneamento com a pastilha de metal duro de forma quadrada.

Outro fator de importância na construção de eixos para mancais aerostáticos é o erro de forma produzido pela máquina ferramenta. Pode-se afirmar que cada máquina ferramenta apresenta uma precisão de fabricação e cada processo de fabricação apresenta sua precisão característica, conforme FERRARESI, 1977.

Este trabalho não tem o propósito de discutir a precisão característica das máquinas-ferramentas, e sim, verificar a possibilidade da construção de eixos de alumínio para aplicação em mancais aerostáticos, utilizando um torno marca ENCO, modelo T1, de controle e comando numérico.

No caso em estudo, a máquina ferramenta utilizada provocou um erro de forma máximo de 15 μm. Este erro se deve a folga de rolamentos, erro de montagem da castanha do torno e rigidez da estrutura.

Na medição da batida radial o valor encontrado de 15 μm, está dentro do limite admissível para a fabricação de mancais aerostáticos que executem trabalhos convencionais, não estando submetidos a trabalhos onde sejam exigido limites rígidos de precisão de giro.

Como o estudo não especifica uma aplicação, podem-se construir mancais aerostáticos com a ovalização encontrada, isto é, 15 μm.

A conicidade do eixo foi determinada utilizando-se micrômetro e um projetor de perfil, sendo esta conicidade inferior a 1 μm por 100 mm,em todas as medições, mantendo-se mesmo com a ovalização do eixo. Com este erro constante, pode-se concluir que o alinhamento das guias da torre de suporte da ferramenta é adequado.

Um problema encontrado na usinagem do alumínio foi a formação do cavaco contínuo, em forma de fita, mesmo com a ferramenta possuindo quebra-cavaco; este quebra-cavaco mostrou-se ineficiente, pois o alumínio é um material bastante tenaz. O problema da formação do cavaco em fita deve-se ao fato desta fita enrolar-se na peça danificando a superfície acabada e, conseqüentemente, aumentando a rugosidade final.

Para evitar que a fita do cavaco enrolasse na parte usinada da peça, aumentou-se a vazão do fluido de corte e posicionou-se o jato de fluido de modo a empurrar o cavaco em forma de fita para a superfície da peça que será usinada, evitando que o cavaco danifique a superfície em sua forma final.

Outro artifício que poderá ser utilizado para diminuir o comprimento da fita de cavaco é a introdução, no programa de usinagem, da interrupção da seqüência de usinagem, por, aproximadamente, meio segundo; isto é suficiente para quebrar a continuidade da fita, embora provoque marcas na superfície usinada.

O processo de interrupção da usinagem não foi utilizado na produção das superfícies destinadas à medição da rugosidade, que compõem o objetivo deste trabalho.

6 - CONCLUSÃO

O propósito deste trabalho é a substituição da operação de retificação pela operação de torneamento em eixos de alumínio, para utilização em mancais aerostáticos, usando como parâmetro a rugosidade superficial.

Concluiu-se que o objetivo é, plenamente, atingido quando se utiliza a pastilha com forma redonda, pois, com este tipo de pastilha de metal duro foram obtidos baixos valores de rugosidade superficial Ra e Rmax, para todos valores estudados de velocidade de corte, velocidade de avanço e profundidade de corte. Nos ensaios feitos com a pastilha de metal duro com forma quadrada, o resultado foi satisfatório somente para avanço de corte igual a 50 μm/volta, podendo ser utilizada qualquer das profundidades de corte ensaiada, procurando ficar com a velocidade de corte dentro da faixa de 126 a 377 m/min, a velocidade de corte de 478 m/min produziu uma rugosidade superficial mais elevada, o que acarretaria uma perda da capacidade de carga em mancais aerostáticos.

A substituição do processo de retificação pelo processo de torneamento só será, efetivamente, eficiente se a máquina operatriz (torno) apresentar a precisão necessária para a produção destes eixos; no caso em análise, o torno não apresentou as condições necessárias, provocando uma ovalização diametral que variou entre 10 e 19 μm, e, sendo aceitável sua conicidade que foi de 1,0 μm no comprimento de 100 mm.

7 - REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Rugosidades das Superfícies; NBR 6405/88, Rio de Janeiro, 1988.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Tolerância de Forma e Tolerância de Posição; P-NB 273/76, Rio de Janeiro, 1976.

BIANCHI, E. C.; OLIVEIRA, J. F. G. Modificações na topografia de rebolos convencionais pela operação de dressagem. Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica, 1, Madrid/Espanha, de 21 a 24 de setembro de 1993, Volume 3, p. 139 - 144

FERRARESI, D.; Fundamentos da Usinagem dos Metais; Editora Edgard Blucher, São Paulo, 1977; 751 p.

MITAL, A.; MANISH, M.; Surface Finish Prediction Model for Fine Turning; Int. Journal Prod. Research, London, 6 (12); 1988; p. 1861 - 1876.

SATA T. et alii; Analysis of Surface Roughness Generation in Turning Operation and its Applications; Annals of the CIRP, Great Britain, 1985, 34; p. 473 - 476.

VAJPAYEE, S.; Analytical study of Surface Roughness in Turning; Wear, Lausanne, 1981; p. 165 - 175.

PAPER CODE: COB1030

INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA TEÓRICA DO CAVACO NA POTÊNCIA DE CORTE, NO ACABAMENTO SUPERFICIAL E NO DESGASTE DE REBOLOS / *INFLUENCE OF THE TEORICAL GEOMETRY OF THE CHIP IN THE CUTTING POWER, IN THE SURFACE FINISH AND IN THE WHEEL WEAR*

Odilson Coimbra Fernandes, Eduardo Carlos Bianchi, Carlos Elias da Silva
UNESP – Faculdade de Engenharia e Tecnologia - Bauru - Av. Eng. Luiz Edmundo Carrijo Coube, S/Nº ,17033-360 - Bauru - SP

Abstract

Grinding operations are influenced by a large number of variables. These make it difficult for the operator to choose the ideal working conditions in order to attain the desired objective. An experimental study of the influence of geometry of the generated chip, with respect to the cutting power, surface finish and wear of the grinding wheel manufactured using three types of vitrified bonding material and two types of abrasive grain, was made. Six types of grinding wheel and sample ground work pieces made of ductile steel (ABNT 1020) and fragile steel (ABNT 1045 quenched) were used. By using a tangential grinding process, the cutting speed parameter was maintained constant and the work piece speed and the grinding wheel penetration were varied, in order to work with two constant values of the equivalent chip thickness. Also, for all the cases the same grinder dressing was used. The results are presented in tables which consider different entry parameters, varying the type of grinding wheel and test piece material. The wear of the grinding wheel is discussed based on tables of the G ratio. Finally, a comparison was made between output variables, involving the six tests simultaneously, for each value of the equivalent chip thickness.

Keywords

Grinding; Chip geometry; Grinding wheel wear, Vitrified bond; Abrasive grain

1. INTRODUÇÃO

Na fabricação de máquinas e equipamentos de precisão são utilizadas peças com tolerâncias controladas (dimensionais e de forma) e acabamento superficial de pequena magnitude. Um dos processos de acabamento mais utilizado na fabricação de peças de precisão é o processo de retificação, o qual pode ser estruturado a partir das grandezas do sistema e dos parâmetros de entrada. As grandezas do sistema são: características da máquina (rigidez, precisão, comportamento dinâmico), tipo de rebolo (tipo de grão abrasivo, granulometria, ligante, dureza, estrutura), material e forma da peça (tipo de material, características mecânicas, dureza, resistência a abrasão), tipo de dressador (dressador de ponta única, placa adiamantada, etc.), refrigeração (lubrificação, tipo do fluido de corte, concentração, posição do jato de fluido), dentre outros. Os

1560

parâmetros de entrada são: penetração do rebolo na peça, velocidade da peça, velocidade de corte, condições de dressagem, pressão e vazão do fluido de corte. Como conseqüência da interação das grandezas do sistema com os parâmetros de entrada, tem-se as variáveis de saída: potência de corte, acabamento superficial da peça, desgaste do rebolo e temperatura.

O objetivo deste trabalho foi estudar experimentalmente a influência da geometria teórica do cavaco gerado, na potência de corte média ($\mathbf{P_{cm}}$), no acabamento superficial e no desgaste de rebolos fabricados com três tipos de ligantes vitrificados (V40W, V10W e V11 e dois tipos de grãos abrasivos: AA (Óxido de Alumínio branco) e PA (Óxido de Alumínio rubino). Utilizando-se o processo de retificação tangencial plana foi mantido constante o parâmetro velocidade de corte V_s [m/s] e foram variados os parâmetros velocidade da peça V_w [mm/s] e penetração do rebolo na peça a [μm], de modo a se trabalhar com dois valores da espessura equivalente de corte h_{eq} [μm].

Foram utilizados 06 tipos de rebolos e corpos de prova (cp) de aço dúctil (ABNT 1020) e aço frágil (ABNT 1045 temperado); também foi utilizada apenas uma condição de dressagem.

2. CONSIDERAÇÕES TEÓRICAS

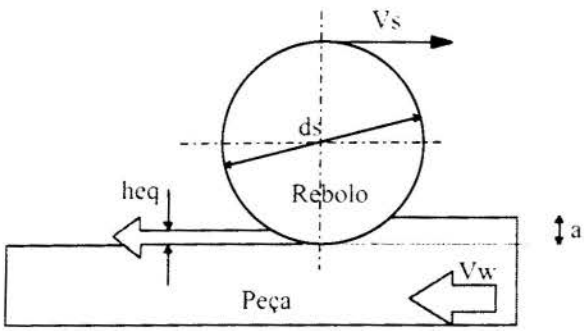


Figura 1: Espessura equivalente de corte

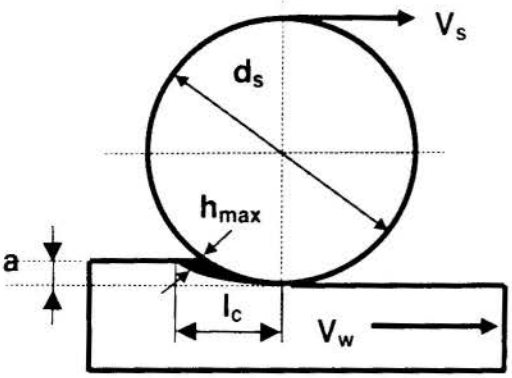


Figura 2: Espessura teórica máx. do cavaco

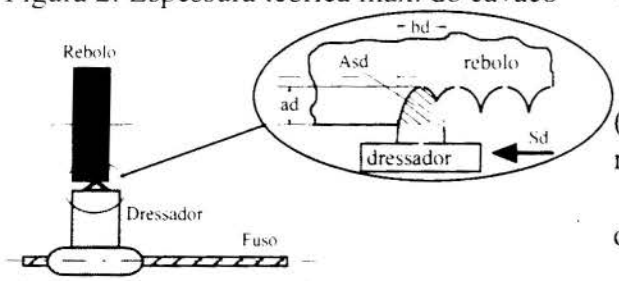


Figura 3: Operação de dressagem de rebolos

A espessura equivalente de corte h_{eq} representa a espessura da camada de metal que é arrancada pelo rebolo numa volta completa. Trata-se de um parâmetro que permite quantificar uma condição de trabalho, a partir dos parâmetros de entrada (V_s, V_w, a), definida como sendo a relação entre a taxa de remoção específica de metal no tempo e a velocidade de corte, h_{eq} é expressa por (Peters e Decneut, 1975):

$$h_{eq} = Q'_w/V_s = a \cdot V_w/V_s \qquad (1)$$

A espessura teórica máxima do cavaco h_{max} [μm] é diretamente proporcional ao parâmetro h_{eq}, conforme a equação (Bianchi, 1992):

$$h_{max} = h_{eq} \cdot (2 \cdot L/l_c) \qquad (2)$$

onde:

L [mm] = espaçamento médio entre os grãos Abrasivos.

l_c [mm] = comprimento de contato entre o rebolo e o cp.

O grau de recobrimento de dressagem (Ud) é definido (König e Messer 1972), como a relação:

$$Ud = bd/Sd \qquad (3)$$

onde:

bd [mm] = largura de atuação do dressador

Sd [mm/volta] = passo de dressagem

Quanto aos ligantes, as informações fornecidas pelo fabricante foram as seguintes: V40W (mais friável), V10W (menos friável) e V11 (menos friável, porém com aproveitamento total do grão). O ligante V40W, sendo o mais friável dentre os três fratura-se com menor absorção de energia. Desta forma o aumento da intensidade dos impactos entre os grãos e o cp provoca a formação de trincas e microfissuras no ligante, diminuindo sua capacidade de retenção sobre o grão abrasivo. Assim, com a liberação dos grãos abrasivos ainda em condições de utilização o rebolo passa a ter um comportamento tipicamente mole. O ligante V10W sendo menos friável que o V40W apresenta maior resistência para absorver impactos, retendo por mais tempo o grão abrasivo na superfície de corte do rebolo, apresentando um comportamento mais duro. De modo similar ao ligante V10W o ligante V11 é também menos friável; entretanto apresenta maior tenacidade absorvendo mais os impactos e retendo mais os grãos, o que possibilita seu maior aproveitamento.

Os tipos de grãos utilizados para a realização deste trabalho foram:

Grão AA – Cor branca, forma geométrica ponteaguda, pouco resistente ao atrito e ao impacto; altamente friável (capacidade do grão abrasivo em fraturar-se gerando novas arestas cortantes).

Grão PA – Coloração rosada, propriedades semelhantes as do grão AA, porém com maior grau de friabilidade.

3. METODOLOGIA

Para se atingir o objetivo proposto neste trabalho foi necessária uma experimentação que, permitindo a variação dos parâmetros de entrada, possibilitasse a obtenção e análise das variáveis de saída.

São apresentadas, a seguir, informações relativas ao procedimento adotado no que se refere à experimentação desenvolvida, dentro das limitações disponíveis no Laboratório de Usinagem por Abrasão do Departamento de Engenharia Mecânica da UNESP-Bauru.

3.1 Desenvolvimento do Banco de Ensaios

As atividades pertinentes à montagem do Banco de Ensaios foram divididas em várias etapas, a saber:

a) Adequação de uma Máquina Retificadora
- para medição da potência de corte em tempo real
- para controle da operação de dressagem

b) Desenvolvimento de um software composto de três Gerenciadores (de Arquivos, de Dressagem e de Ensaios) e de dois blocos secundários: um responsável pelas informações sobre a execução do software e sobre os conceitos básicos mais utilizados nas operações de retificação e outro que gera um quadro informativo, contendo dados autorais e de elaboração de software.

c) Desenvolvimento de um método para medição do desgaste radial do rebolo e de um procedimento para o cálculo do volume de material removido

3.2 Experimentação

Conforme já citado, foram executados ensaios, em operação de Retificação Tangencial Plana de Mergulho, mantendo-se constante a velocidade de corte (V_s) e a condição de dressagem

(U_d) e variando-se: a geometria do cavaco (V_w e a), o material do cp (dúctil e frágil), o ligante dos rebolos (V40W, V10W e V11) e o tipo de grão (AA e PA).

4. BANCO DE ENSAIOS

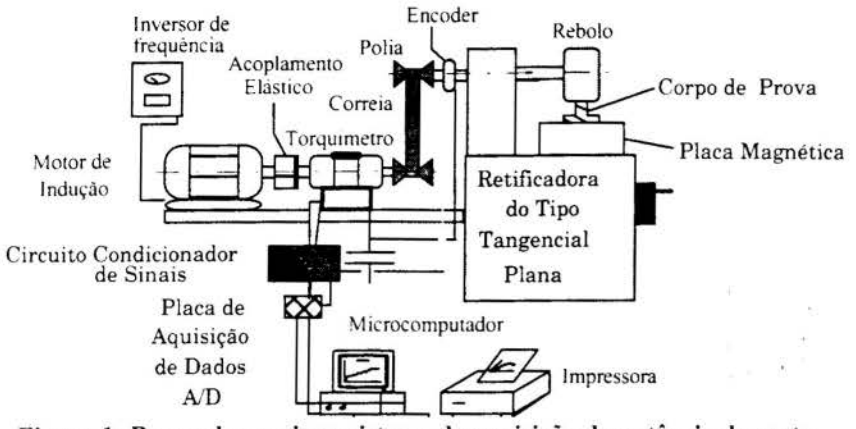


Figura 1: Banco de ensaios e sistema de aquisição da potência de corte

Para a realização dos ensaios laboratoriais foi utilizada uma retificadora do tipo tangencial plana (marca Ret-Lite), adaptada para as necessidades desta pesquisa, conforme é apresentado na figura 1.

Por se tratar de uma máquina antiga, foram realizadas várias adequações para deixá-la em condições de realizar ensaios com rebolos convencionais.

5. EXPERIMENTAÇÃO

O estudo da influência de cada uma das variáveis que compõem o parâmetro h_{eq} faz parte do objetivo deste trabalho. Para realizar experimentalmente este estudo, montou-se tabelas envolvendo os tipos de materiais e de rebolos, condições de usinagem e condição de dressagem, procurando-se utilizar valores extremos dentro das condições de trabalho permitidas pelos equipamentos, possibilitando assim uma melhor análise dos resultados. Tendo sido fixado o parâmetro velocidade de corte em V_s = 30 m/s, os ensaios foram realizados para dois valores de h_{eq} obtidos a partir de:

	a [μm]	V_w [mm/s]
h_{eq} = 0,02 μm	5	120
	15	40
h_{eq} = 0,06 μm	15	120
	45	40

Quanto à condição de dressagem, foi utilizado um grau de recobrimento de dressagem (Ud) igual a unidade por ser a condição que propicia a máxima agressividade na superfície de corte do rebolo (Oliveira, 1988).

Os rebolos utilizados tinham granulometria média (46 mesh), dureza J (macio) e estrutura 8 (aberta).

Quanto aos materiais, utilizou-se um aço dúctil e um aço frágil. O aço dúctil foi o ABNT 1020 com 63 HR_b de dureza e o aço frágil foi o ABNT 1045 temperado com 58 Hr_c. Os rebolos utilizados foram: AA 46 J8 V40W; AA 46 J8 V10W; AA 46 J8 V11; PA 46 J8 V40W; PA 46 J8 V10W e PA 46 J8 V11.

Em intervalos regulares que dependiam do número total de passadas do ensaio, efetuou-se a medição do acabamento superficial do cp, com auxílio de um rugosímetro; em cada intervalo foram efetuadas três medições e calculado o valor médio entre elas. O parâmetro R_{af} [μm] corresponde ao valor médio das medidas efetuadas após a última passada do rebolo sobre o cp em cada ensaio.

6. CONCLUSÕES

6.1 Influência da Geometria Teórica Média do Cavaco Gerado na Potência de Corte Média

Os valores experimentais permitiram a montagem da Tabela 1. A análise da Tabela 1 permite concluir que:

- a geometria teórica média do cavaco gerado, correspondente a h_{eq} = 0,02 μm, tanto para o material dúctil quanto para o material frágil, levou a valores crescentes da Potência Média de Corte quando se passou do rebolo V40W para os rebolos V10W e V11, para os dois tipos de grãos utilizados.
- para h_{eq} = 0,06 μm, nos casos em que ocorreu a interrupção dos ensaios por ter sido alcançado o valor máximo da potência, permitida pelas condições do equipamento, o volume de material removido $\mathbf{Z_w}$ [mm^3] resultou sempre superior quando foram utilizados rebolos com grãos PA. O fato do rebolo V11 ter requerido os maiores valores da $\mathbf{P_{cm}}$, o indica para operações onde há necessidade da manutenção do perfil geométrico do rebolo por maiores intervalos de tempo (desbaste seguido de operação de precisão).
- o fato do rebolo V40W ter requerido os menores valores da $\mathbf{P_{cm}}$, o indica para operações onde a manutenção do perfil geométrico do rebolo não é relevante (desbaste como operação final).

Tabela 1: Valores Comparativos das Potências de Corte Médias

LIGANTE	MATERIAL	a	V_w	h_{eq}	Z_w [mm^3]		P_{cm} [W]	
		[μm]	[mm/s]	[μm]	GRÃO PA	GRÃO AA	GRÃO PA	GRÃO AA
V40W	dúctil	5	120	0.02	1800	1800	310	340
		15	40		1800	1800	270	410
V10W	dúctil	5	120	0.02	1800	1800	350	390
		15	40		1800	1800	400	430
V11	dúctil	5	120	0.02	1800	1800	360	390
		15	40		1800	1800	450	470
V40W	frágil	5	120	0.02	1800	1800	220	250
		15	40		1800	1800	290	320
V10W	frágil	5	120	0.02	1800	1800	260	275
		15	40		1800	1800	330	350
V11	frágil	5	120	0.02	1800	1800	260	300
		15	40		1800	1800	370	410
V40W	dúctil	15	120	0.06	5000	5000	550	800
		45	40		5000	5000	1100	1200
V10W	dúctil	15	120	0.06	5000	5000	610	880
		45	40		2400	1800	1250	1250
V11	dúctil	15	120	0.06	5000	5000	720	940
		45	40		2100	1600	1250	1250
V40W	frágil	15	120	0.06	5000	5000	530	800
		45	40		5000	5000	1040	1200
V10W	frágil	15	120	0.06	5000	5000	590	880
		45	40		3700	3300	1250	1250
V11	frágil	15	120	0.06	5000	5000	650	940

		45	40	3500	3300	1250	1250

6.2 Influência da Geometria Teórica Média do Cavaco Gerado, no Acabamento Superficial

Os valores experimentais, permitiram a montagem da Tabela 2.

A análise da Tabela 2 permite concluir que:

- a geometria teórica média do cavaco gerado, correspondente a h_{eq} = 0,02 μm, tanto para o material dúctil quanto para o material frágil, levou a valores decrescentes do Acabamento Superficial final $\mathbf{R_{af}}$ [μm] quando se passou do rebolo V40W para os rebolos V10W e V11, para os dois tipos de grãos utilizados; a mesma conclusão também decorre para a geometria teórica do cavaco gerado, correspondente a h_{eq} = 0,06 μm, nos casos em que a = 15 μm e V_w = 120 mm/s.
- para h_{eq} = 0,06 μm, com a = 45 μm e V_w = 40 mm/s, devido ter ocorrido a interrupção dos ensaios (por ter sido alcançado o valor máximo da potência) quando foram utilizados os rebolos V10W e V11, os valores medidos para o Acabamento Superficial final apresentaram aleatoriedade, não permitindo conclusão definitiva; apenas pode-se observar que, para os rebolos com grãos AA, o menor valor do Acabamento Superficial final foi registrado para o rebolo V10W, tanto para o material dúctil quanto para o frágil enquanto que, para os rebolos com grãos PA, o menor valor do Acabamento Superficial final foi registrado para o rebolo V11, retificando o material dúctil e para o rebolo V10W, retificando o material frágil.

Tabela 2: Valores comparativos do Acabamento Superficial final

LIGANTE	MATERIAL	a	V_w	h_{eq}	Z_w [mm³]		R_{af} [μm]	
		[μm]	[mm/s]	[μm]	GRÃO PA	GRÃO AA	GRÃO PA	GRÃO AA
V40W	dúctil	5	120	0.02	1800	1800	1.35	1.74
		15	40		1800	1800	1.13	1.18
V10W	dúctil	5	120	0.02	1800	1800	0.94	1.10
		15	40		1800	1800	0.88	1.05
V11	dúctil	5	120	0.02	1800	1800	0.78	1.10
		15	40		1800	1800	0.75	1.03
V40W	frágil	5	120	0.02	1800	1800	0.85	0.87
		15	40		1800	1800	0.82	0.82
V10W	frágil	5	120	0.02	1800	1800	0.82	0.84
		15	40		1800	1800	0.79	0.79
V11	frágil	5	120	0.02	1800	1800	0.78	0.82
		15	40		1800	1800	0.74	0.75
V40W	dúctil	15	120	0.06	5000	5000	1.70	1.74
		45	40		5000	5000	1.68	3.92
V10W	dúctil	15	120	0.06	5000	5000	1.25	1.25
		45	40		2400	1800	1.70	1.60
V11	dúctil	15	120	0.06	5000	5000	1.22	1.24
		45	40		2100	1600	1.58	1.75
V40W	frágil	15	120	0.06	5000	5000	1.22	1.30
		45	40		5000	5000	1.56	1.80
V10W	frágil	15	120	0.06	5000	5000	1.10	1.14
		45	40		3700	3300	1.41	1.55
V11	frágil	15	120	0.06	5000	5000	1.02	1.11
		45	40		3500	3300	1.55	1.66

para h_{eq} = 0,02 μm, com a = 15 μm e V_w = 40 m/s, na retificação do material frágil, praticamente não houve alteração nos valores de Acabamento Superficial final, quando se passou dos rebolos com grãos AA para os rebolos com grãos PA, contrariamente ao que se esperava; novamente a aleatoriedade presente na liberação dos cavacos mais fragmentados do material frágil, combinada com a aleatoriedade na formação de novas arestas de corte nos grãos do material mais friável, não permitiu conclusão definitiva.

6.3 Influência da Geometria Teórica Média do Cavaco Gerado no Desgaste de Rebolos

Os valores experimentais, permitiram a montagem da Tabela 3.

Tabela 3: Valores comparativos do Desgaste da Superfície de Corte.

LIGANTE	MATERIAL	a	V_w	h_{eq}	Z_s [mm³]		Z_w [mm³]		G	
		[μm]	[mm/s]	[μm]	GRÃO PA	GRÃO AA	GRÃO PA	GRÃO AA	GRÃO PA	GRÃO AA
V40W	dúctil	5	120	0.02	82.0	65.6	1800	1800	22.0	27.4
		15	40		120.8	79.0	1800	1800	14.1	22.8
V10W	dúctil	5	120	0.02	79.3	61.2	1800	1800	22.7	29.4
		15	40		88.7	77.6	1800	1800	20.3	23.2
V11	dúctil	5	120	0.02	77.6	61.1	1800	1800	23.2	29.5
		15	40		73.8	74.0	1800	1800	24.4	24.3
V40W	frágil	5	120	0.02	82.6	52.6	1800	1800	21.8	34.2
		15	40		65.6	58.3	1800	1800	27.4	30.9
V10W	frágil	5	120	0.02	78.8	50.9	1800	1800	22.8	35.4
		15	40		59.8	57.0	1800	1800	30.1	31.6
V11	frágil	5	120	0.02	76.5	48.7	1800	1800	23.5	37.0
		15	40		58.1	56.1	1800	1800	31.0	32.1
V40W	dúctil	15	120	0.06	231.5	220.9	5000	5000	21.6	22.6
		45	40		280.9	273.2	5000	5000	17.8	18.3
V10W	dúctil	15	120	0.06	167.8	153.8	5000	5000	29.8	32.5
		45	40		144.6	137.7	2400	1800	16.6	13.1
V11	dúctil	15	120	0.06	133.3	121.1	5000	5000	37.5	41.3
		45	40		132.9	130.7	2100	1600	15.8	12.2
V40W	frágil	15	120	0.06	124.5	121.1	5000	5000	40.2	41.3
		45	40		192.7	182.9	5000	4400	25.9	24.1
V10W	frágil	15	120	0.06	111.5	102.0	5000	5000	44.8	49.0
		45	40		147.7	133.0	3900	3300	26.4	24.8
V11	frágil	15	120	0.06	98.9	95.5	5000	5000	50.6	52.4
		45	40		136.0	130.3	3700	3300	27.2	25.3

A análise da Tabela 3 permite concluir que:

- a geometria teórica média do cavaco gerado, correspondente a h_{eq} = 0,02 μm, para ambos os materiais ensaiados, levou a valores crescentes da Relação G (G = Z_w/Z_s, onde Z_s é o volume de rebolo gasto [mm3])quando se passou do rebolo V40W para os rebolos V10W e V11, para os dois tipos de grãos utilizados; a mesma conclusão também decorre, para o caso de h_{eq} = 0,06 μm, para todos os ensaios com o material frágil e para os ensaios realizados, sem interrupção, com o material dúctil.
- para h_{eq} = 0,06 μm, com a = 45 μm, V_s = 40 mm/s e retificando material dúctil, os ensaios foram interrompidos, quando se utilizaram os rebolos V10W e V11; nestes casos a tendência foi

invertida, ou seja os valores da Relação G foram decrescentes quando se passou do rebolo V40W para os rebolos V10W e V11, para os dois tipos de grãos utilizados. Todavia, como os volumes de material removido pelos rebolos V10W e V11 foram bem menores do que aquele removido pelo rebolo V40W, a conclusão fica prejudicada. Quanto à comparação relativa dos valores de G obtidos para os rebolos V10W e V11 (que removeram volumes da mesma ordem de grandeza), a inversão observada não pode ser tomada como definitiva tendo em vista que o empastamento do rebolo pode mascarar a medição do desgaste real do mesmo.

- excetuando-se os casos citados na conclusão anterior, os rebolos com grãos AA sempre apresentaram valores maiores da relação G; isto os credencia, quando a geometria teórica do cavaco estiver fixada, para trabalhos cujo maior interesse seja o rendimento da operação.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGUIAR, P.R.; BIANCHI, E.C.; FERNANDES, O.C.; MOGAMI, O; SANCHEZ, L.E.A.; SILVA JÚNIOR, C.E. Análise do comportamento de rebolos convencionais na retificação de aços frágeis. In: CONGRESSO NORTE NORDESTE DE ENGENHARIA MECÂNICA, 4., Recife, 1996. **Anais**. p.335-340.

AGUIAR, P.R.; BIANCHI, E.C.; FERNANDES, O.C.; MOGAMI, O; SANCHEZ, L.E.A.; SILVA JÚNIOR, C.E. Análise do comportamento de rebolos convencionais na retificação de aços dúcteis. In: CONGRESSO NORTE NORDESTE DE ENGENHARIA MECÂNICA, 4., Recife, 1996. **Anais**. p.387-392.

BIANCHI, E.C. **Ação da geometria do cavaco no desgaste de rebolos de CBN com ligante resinóide**. São Carlos, 1992. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos – EESC – USP.

KING, R.I.; HAHN, R.S. **Handbook of modern grinding tecnology.** New York, Chapman and Hall, 1986. p. 73-87.

KÖNIG, W.; MESSER, J. **Afiação de rebolos de corundo (óxido de alumínio) com ferramentas de afiação estática.** Tradução da firma Robert Bosch. 12p. 1972.

NAGAO, T.; NAKAJIMA, N.; TAKANADA, N.; OKADA, S.; TOYOSHIMA, I; KAMEYAMA, T. The mechanical properties of grinding wheel materials with vitrified bonds (2nd. Report): stress - strain relations. **Bulletin of Japan Society Of Precision Engineering**, v.19, n.2, p.102-107, June, 1985.

NAGAO, T.; NAKAJIMA, N.; TAKANADA, N.; OKADA, S.; TOYOSHIMA, I; KAMEYAMA, T. The mechanical properties of grinding wheel materials with vitrified bonds (3rd. report): strengths and elastic moduli of WA and GC materials. **Bulletin of Japan Society of Precision Engineering**, v.19, n.3, p.187-192, Sept. 1985.

NUSSBAUM, G. **Rebolos e Abrasivos:** tecnologia básica. São Paulo, Ícone, 1988.

OGAWA, S.; OKAMOTO, T. The effect of vitrified bond composition on wheel life. **Bulletin of Japan Society of Precision Engineering**, v.20, n.4, p. 264-271, Dec. 1986.

OLIVEIRA, J.F.G. **Análise da ação do macroefeito de dressagem de rebolos no desempenho do processo de retificação.** São Carlos, 1988. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos – EESC – USP.

PETERS, J. & DECNEUT, A. Lépaisseur de coupe equivalente, parametre determinant en retification. Mecaniques materiaux eletricité, 58 (310) :22-30, oct.1975.

ROWE, W.B.; MORGAN, M.N. The effect of deformation on the contact area in grinding. IN: *Annals of the CIRP.*, V42/1, 1993.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1083

ROSQUEAMENTO POR USINAGEM EM FERRO FUNDIDO NODULAR / *CUTTING TAP IN GLOBULAR CASTING IRON*

WALTER LINDOLFO WEINGAERTNER & HEWERSON RANIÈRE DA SILVA
Laboratório de Mecânica de Precisão – Departamento de Engenharia Mecânica UFSC
Cx. P. 476 - EMC - CEP 88.040-600 Florianópolis, Brasil - E-mail: hewerson@emc.ufsc.br
FRANZ TIKAL & CHRISTIAN VOLLMER
Instituto für Produktionstechnik und Logistik - IPL/ GhK
Kurt-Wolters-Str. 3 Plz. 34.125 Kassel – Deutschland - Alemanha
E-mail : cvollmer@hrz.uni-kassel.de

Abstract

The Institut of Production Technics and Logistic from Germany has developed a German Society of Research–Project, whose topic was the investigation of the behavior of coating taps with a determinated geometry in casting iron from types GGG 40 and GGG 60. Two parameters were varied: the type of cutting fluid introduction (external or through the tool) and the tool spin angle (15° or 40°). The used cutting speeds have created a new limit for the high speed cutting tap tools, mainly in GGG 40. This work shows how these researches were made and which parameters must be considered for the right analysis of this manufacturing process.

Keywords

macho de rosquear, ferro fundido, introdução de fluido de corte, ângulo de hélice, velocidade de corte
Cutting Tap, casting iron, cutting fluids introduction, tool spin angle, cutting velocity

1. INTRODUÇÃO

O rosqueamento por usinagem é um processo de fabricação que como outros está em constante evolução, buscando seus limites para satisfazer as exigências de uma indústria altamente competitiva nos dias atuais. Com base nisto o Instituto para Técnicas de Produção e Logistica da Universidade Integrada de Kassel na Alemanha desenvolveu ensaios, com o apoio da Sociedade Alemã de Pesquisa (DFG – Deutsche Forschungsgemeinschaft), para verificar o comportamento de machos na usinagem de ferro fundido nodular, tipos GGG 40 e GGG 60, com o intuito de obter uma geometrias adequadas para a ferramenta. O rosqueamento interno apresenta como principais exigências: uma aplicação satisfatória de fluido de corte para um melhor transporte dos cavacos, bem como a quebra adequada do mesmo.

2. MATERIAL

O ferro fundido nodular ou também ferro fundido dúctil, normalizado segundo a norma DIN 1693, é conhecido como GGG (do alemão "**g**egossen **g**lobular **G**ußeisen"). A tabela 1 na página seguinte, apresenta os diversos tipos deste ferro fundido (N.N., 1988).

Tabela 1 : Características do ferro fundido nodular segundo a norma DIN 1693

Tipo de ferro fundido nodular	GGG-40	GGG-50	GGG-60	GGG-70	GGG-80
Microestrutura	Ferritica	ferritica e perlitica			perlitica
Resistência à tração [N/mm^2]	400	500	600	700	800
Limite de escoamento [N/mm^2]	250	320	380	440	550
Estricção [%]	15	7	3	2	2
Dureza Brinell - HB	135-185	170-220	200-285	235-285	270-335

Nos últimos anos tem ocorrido um crescente aumento na demanda de ferro fundido nodular, atingindo em 1995 cerca de 31% de todo ferro fundido beneficiado na Alemanha. No Brasil em 1993 foram produzidos cerca de 1.351.000 toneladas de produtos fundidos, sendo 90% ferros fundidos, incluindo os ferros fundidos dúteis (DGV, 1995).

Como caracteristica principal, o ferro fundido nodular apresenta a menor relação superfície-volume, quando comparado aos outros ferros fundidos, ou seja uma melhor forma. Isto pode ser visualizado na metalografia da a figura 1, onde se nota a sua baixa porosidade.

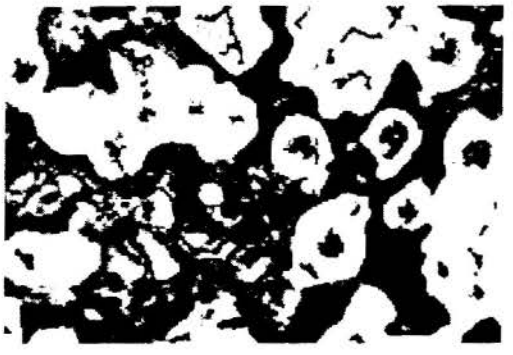


Figura 1: Microestrutura do GGG 40 (IfW, 1996)

O ferro fundido nodular é deformável a quente e a frio e suporta também dobramentos, vibrações, bem como carregamentos de impacto. Disto decorre o fato de ser o ferro fundido nodular um substituto potencial do ferro fundido temperado e do aço fundido, para situações onde são exigidas uma alta resistência aliada a uma boa tenacidade.

Este tipo de ferro fundido apresenta também uma boa usinabilidade, formando cavacos na forma contínua. Atentando para o teor de carbono e suas implicações, ferro fundido nodular pode até ser soldado (Bargel et al., 1988). Exemplos tipicos de sua aplicação são: virabrequins, cilindros, válvulas, rolos laminadores.

3. DESENVOLVIMENTO DOS ENSAIOS

Os ensaios foram basicamente divididos em duas etapas distintas. A primeira foi a determinação da ferramenta mais adequada entre ferramentas que apresentavam dois ângulos de hélice distintos e dois tipos de aplicação de fluido de corte, na qual foram considerados os valores de torque em processo e os desgastes verificados nas ferramentas. Através desta avaliação foi possivel selecionar a ferramenta mais adequada para dois tipos de ferro fundido nodular:GGG-40 e GGG-60. Já a segunda etapa se resumiu nos ensaios de vida da ferramenta escolhida, cuja combinação ângulo de hélice x tipo de aplicação de fluido de corte resultou nos menores valores de torque aliados a um inexpressivel desgaste da ferramenta. As demais grandezas geométricas do macho foram obtidos de ensaios anteriores (tabela abaixo), nos quais determinaram os ângulos de incidência e saida ótimos para a ferramenta.

Tabela 2 – Geometria da ferramenta utilizada nos ensaios

Ângulo de Saída (γ_p)	Ângulo de incidência no chanfro (α_A)	Detalonado do flanco h_{f30}	Detalonado Excêntrico h_{p30}	Comprimento do chanfro l_4	Canais
12°	2°	1°	0,3 µm/mm	4,5 mm	Hélice à direita

Estes ensaios foram desenvolvidos com a utilização de um centro de usinagem Maho-Mahomat-432, pertencente ao próprio instituto. Os resultados foram adquiridos através de uma plataforma piezoelétrica Kistler 9273 e o *software* de armazenamento de dados foi o REMUS. O material de corte dos machos de usinagem foi aço rápido especial (HSE) M10x1,5 revestido com nitreto de titânio. Os furos foram realizados com uma broca de metal duro com revestimento de nitreto de titânio, sendo que os mesmos foram escariados facilitando a penetração das ferramentas de furação e de rosqueamento. Os parâmetros para estes dois pré-processos foram escopos de trabalhos anteriores, sendo estes já otimizados e adequados para os testes.

3.1 Determinação da melhor ferramenta

Nesta etapa procurou-se determinar a ferramenta adequada para ambos os materiais, sendo que as roscas foram produzidas com duas profundidades, 20 e 30 mm em furos não passantes. As velocidades de corte empregadas foram de 20 e 70 m/min. Os aspectos a serem analisados durante esta etapa foram as influências do ângulo de hélice da ferramenta (15° ou 40°) e da aplicação de fluido de corte (através do canal de lubrificação da ferramenta ou externa) sobre o processo. Foram também adquiridos valores de força axial e momento torçor para cada combinação (ângulo de hélice-velocidade de corte-aplicação de fluido de corte-material) em três medições distintas para fins estatísticos. Simultaneamente foram monitorados aspectos como, o desgaste da ferramenta, a qualidade superficial da rosca fabricada através de um microscópio optico e a precisão dimensional (diâmetro de flanco) das roscas através de instrumentos de medição analógico. A formação de cavaco também foi monitorada.

3.2 Verificação da ferramenta escolhida

Figura 2: Ferramenta escolhida

Ao longo desta etapa foram verificadas as ferramentas que apresentaram um melhor comportamento durante a primeira etapa de ensaios, quanto aos valores de força axial e de momento torçor, desgaste de flanco (ou casualmente gume postiço), do tipo de cavaco gerado e da dimensão da rosca fabricada, esta última verificada através de um calibrador passa-não-passa.

As ferramentas foram testadas com velocidades de 20, 40, 70 e 90 m/min para o material GGG-40 e 20, 40, 50 e 70 m/min para o GGG-60. O objetivo era atingir 1000 roscas ou 20 metros de rosca com a ferramenta sem um desgaste relevante.

As placas de ferro fundido nodular eram fixadas sobre um dispositivo especial, de modo que este suportava duas placas, número suficiente para se obter 1000 furos, através de um programa CNC previamente desenvolvido. Após cada 1, 2, 5, 10, 20, 50, 100, 200, 300, 400, 500, 750, 1000 roscas produzidas, eram procedidas as verificações supra-citadas. Estas eram realizadas em um outro dispositivo de fixação montado sobre a plataforma piezoelétrica, sendo esta vinculada a um aparato computacional, indispensável para uma aquisição segura dos esforços sobre a ferramenta.

4. RESULTADOS

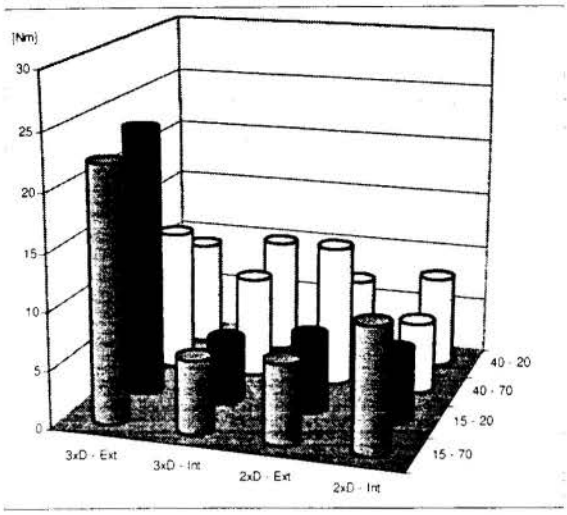


Figura 3: Momento máximo para GGG 40

De posse dos valores de momento torçor e força axial foi concluido que a ferramenta que apresentou o melhor comportamento em relação a estas grandezas, como também à qualidade da rosca usinada e ao desgaste, principalmente ao de flanco ("VB=Verschleiß-markenbreit"), foi a ferramenta com ângulo de hélice de 40° e com aplicação de fluido de corte pelo interior da ferramenta, tanto para o GGG 40 como o GGG 60. Isto pode ser explicado pela facilidade de transporte do cavaco possibilitado pelo maior ângulo de hélice, bem como pelo adequado efeito de lubrificação e refrigeração da região de corte. Dos gráficos das figuras 3 e 4 pôde-se concluir que os comportamentos das ferramentas quanto ao momento torçor em relação aos dois tipos de materiais são distintos. Para o GGG 40 o tipo de lubrificação apresentou uma maior influência no processo do que o ângulo de hélice para roscas de comprimento 3xD, fazendo com que a ferramenta de 15° apresentasse menores valores de momento. Nas roscas com 2xD de comprimento as ferramentas melhores foram as de 40° para lubrificação interna. Isto não foi observado para lubrificação externa, onde as de 15° apresentaram um melhor desempenho. Estas características são mais evidentes para as altas velocidades de corte.

Já para o GGG 60 as vantagens da lubrificação interna foram mais notórias do que as do maior ângulo de hélice, pois o material sendo mais resistente, apresentou condições de usinagem mais críticas, aumentando a importância de uma adequada lubrificação durante o processo. Percebeu-se também que, para ambos materiais o comprimento de rosca 3xD teve como melhor combinação a ferramenta com ângulo de hélice de 15° e lubrificação interna. No entanto para rosca 2xD a ferramenta com 40° e lubrificação interna proporcionou valores de momento mesmo em altas velocidades, o que não foi verificado para a ferramenta com 15° e lubrificação interna. Um aspecto realmente relevante foram também os valores de força axial, que variaram entre 3 e 5 vezes menor para a ferramenta de 40° do que para a de 15°, independente do tipo de lubrificação. Como já citado, o momento utilizado para tal análise foi o momento torçor máximo. Tal emprego vem do fato de existir uma dependência do tipo de momento a ser considerado com o que se pretende avaliar. Por exemplo, para uma análise do ângulo de saída de um macho deve-se considerar os valores dos momentos relativos à atuação do chanfro no início do rosqueamento, ou seja, à parte ativa da ferramenta; já para uma análise da influência do ângulo de hélice devem ser considerados os valores de momentos máximos [Tikal et al., 1995].

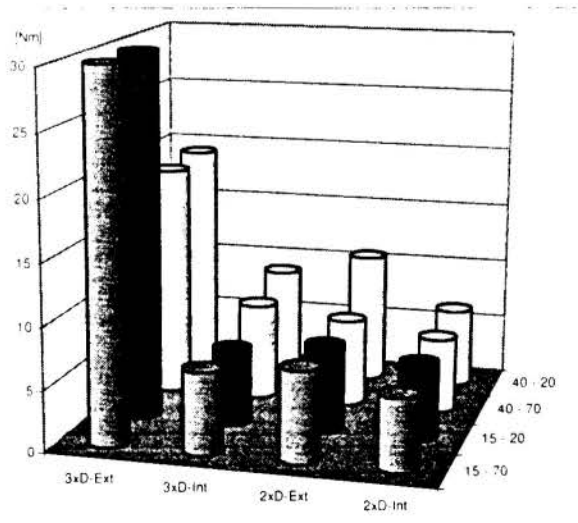


Figura 4: Momento máximo para GGG 60

Na etapa de verificação da ferramenta anteriormente escolhida, foram realizados os ensaios de vida, sendo que para cada tipo de material foram utilizadas 4 variações de velocidade de corte. Os resultados relativos a estes ensaios são apresentados na tabela abaixo:

Tabela 3: Resumo dos resultados obtidos

Tipo de Material	GGG 40				GGG 60			
Velocidade de Corte [m/min]	20	40	70	90	20	40	50	70
No. de roscas fabricadas	1000	1000	1000	1000	750	238	52	4
Precisão dimensional	☺	☺	☺	☺	☺	☺	☹	☹
Desgaste na ferramenta	☺	☺	☺	☺	☹	☹	☹	☹
Cavaco	☺	☺	☺	☺	☒	☒	☒	☒
Último momento máximo [Nm]	5,82	5,78	5,16	6,25	7,49	8,84	6,17	16,8
Observações	✸	-	-	-	-	Ruído	Ruído	Ruído

☒ Nestes ensaios não foi possível realizar a análise dos cavacos gerados, pois o mesmo se apresentava muito quebradiço e, com o efeito da lubrificação através da ferramenta, estes eram perdidos nas guias da máquina ferramenta ou mesmo confundidos com outros cavacos produzidos anteriormente.

✸ Para 20 m/min após 1000 roscas a ferramenta apresentou quebra nos gumes localizados na parte de guia, devido possivelmente a baixa velocidade de corte, ocorreu uma sobrecarga destes gumes pelo acúmulo de cavaco durante o processo.

5. CONCLUSÃO

Para o material GGG 40 os resultados mostraram-se relativamente bons, sendo que o único fator limitante foi a faixa operacional da rotação do cabeçote de rosquear, a princípio até 2500 rpm. Após recente visita a Feimafe 1997 (Feira de máquinas ferramentas realizada no último mês de maio em São Paulo) chegou-se ao conhecimento da já existência de cabeçotes que trabalham com rotações até 3000 rpm inclusive para machos com diâmetros M10. Tal fato proporciona a possibilidade de continuidade deste trabalho, testando-se para material GGG 40 velocidades de corte acima de 100 m/min. Todavia para o material GGG 60 faz-se necessário, de acordo com os resultados obtidos, um retrabalho da geometria de ferramenta a nível de ângulo de saída, largura da nervura, ângulo de incidência entre outras grandezas relevantes para o processo de rosqueamento.

6. REFERÊNCIAS

N. N. *Bohren und Gewindebohren in Gußeisenwerkstoffen*, Konstruieren + Gießen, n.1, 1988.

DGV-DEUTSCHER GIEßEREIVERBAND. *Fakten und Daten - Giesserei Industrie*, Düsseldorf, 1995.

IFW- INSTITUT FÜR WERKSTOFFTECHNIK, GhK- Gesamthochschule Kassel, 1996.

BARGEL, H.-J. & SCHULZE G. *Werkstoffkunde*, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988.

TIKAL, F. & LINß, M. *Von TiN zum TiAlN*, wt-Produktion und Management, n.85, p.192-194, 1995.

UNESP

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1084

ASPECTOS TECNOLÓGICOS DO DESENVOLVIMENTO DA FURAÇÃO POR ESCOAMENTO / *TECHNOLOGICAL ASPECTS ON THE DEVELOPMENT OF THE FLOWDRILLING*

WALTER LINDOLFO WEINGAERTNER, JOÃO CARLOS OLIVEIRA LOPES, DANIEL CARLOS DA SILVA, OTACÍLIO CARDOSO DUARTE FILHO, CRISTIANO RAFAEL SCHRAMM, GERSON ISMAEL DE SOUZA, MANFRED MOLZ
Laboratório de Mecânica de Precisão - EMC – UFSC, Campus Universitário Trindade - CP 476 EMC, Florianópolis - SC , E-mail : catatau@labmat.ufsc.br
FRANZ TIKAL, ROLAND HEILER
Instituto für Produktionstechnik und Logistik - IPL – GhK, Kurt-Wolters-Str. 3 - 34 125, Kassel – Deutschland, E-mail : heiler@hrz.uni-kassel.de

Abstract

Flowdrilling is a relative new manufacturing process for bush forming. A cemented carbide tool with special geometry is used on standard drilling machines to produce bushes in thin metal sheets, without chip removal. After the drilling process a cold forming tap is used to generate the thread in these bushes by plastic deformation. A threaded bush is then used like a sheet metal joint in many applications. This work is about new research topics which have been developed in a co-operation between the Laboratório de Mecânica de Precisão UFSC, from Florianópolis - Brazil, and the Institut für Produktionstechnik und Logistik GhK from Kassel – Germany. These topics are concerned about the deformation process of the sheet material, development of new materials for the tools, microstructure analysis of the sheet material and development of some applications of this technology.

Keywords

Furação por escoamento, rosqueamento por conformação, deformação, materiais, chapas metálicas.
Flowdrilling, flowtapping, deformation, materials, sheet metal.

1. INTRODUÇÃO

A furação por escoamento é um processo destinado a obtenção de fixações de alta resistência em estruturas metálicas de pequena espessura (chapas, tubos, perfis, etc). O processo se desenvolve através da penetração de uma ferramenta rotativa de metal duro, que através do calor gerado pela deformação plástica do material promove a conformação de uma bucha, aproveitando o material do furo que seria retirado na furação convencional. Posteriormente é realizado o processo de rosqueamento por conformação, produzindo uma bucha roscada [Weingaertner *et al*, 1995]. Esta tecnologia pode ser considerada, pelas características acima, como um processo near net shape.

O Laboratório de Mecânica de Precisão (LMP) da Universidade Federal de Santa Catarina e o Institut für Produktionstechnik und Logistik (IPL) da Universidade de Kassel, Alemanha, vêm desenvolvendo pesquisas conjuntas a quase dois anos sobre este tema. Estas

pesquisas são realizadas no âmbito do projeto PROBRAL, contando com o apoio de Capes/CNPq e DAAD.

Este trabalho traz um compêndio das informações que foram produzidas durante o início da cooperação científica e mostra resultados de interesse que deverão ser utilizados pelas empresas fabricantes de ferramentas e potenciais usuárias deste novo sistema.

2. O PROCESSO DE FURAÇÃO POR ESCOAMENTO

A furação por escoamento emprega ferramentas de geometrias especiais para a produção da bucha sem remoção de material. A figura 1 mostra a geometria da ferramenta, com a parte ativa de seção cônica-poligonal em destaque.

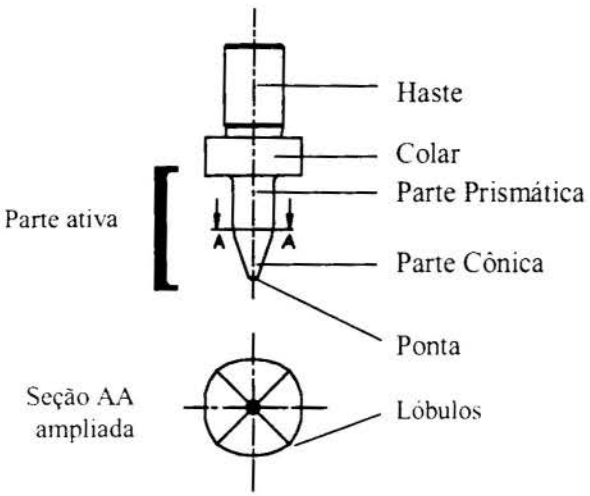


Figura 1 – Geometria da ferramenta.

Esta geometria composta de lóbulos, salientes na superfície da ferramenta, promove deformações localizadas no material, o qual aumenta de temperatura e sofre uma diminuição do limite de escoamento, passando para um estado plástico maleável. Com o material da peça nesta estado é feita a conformação da bucha, como se fosse um processo de furação comum, sem haver entretanto, remoção de cavacos.

Na atual fase de desenvolvimento das pesquisas sobre os processos de furação por escoamento e rosqueamento por conformação, um dos aspectos de maior relevância a ser estudado é o comportamento do escoamento do material durante a conformação da bucha.

A sequência de conformação da bucha é ilustrada na figura 2 [João, 1994], onde o escoamento do material para cima e para baixo da chapa é mostrado de forma detalhada na foto ao lado.

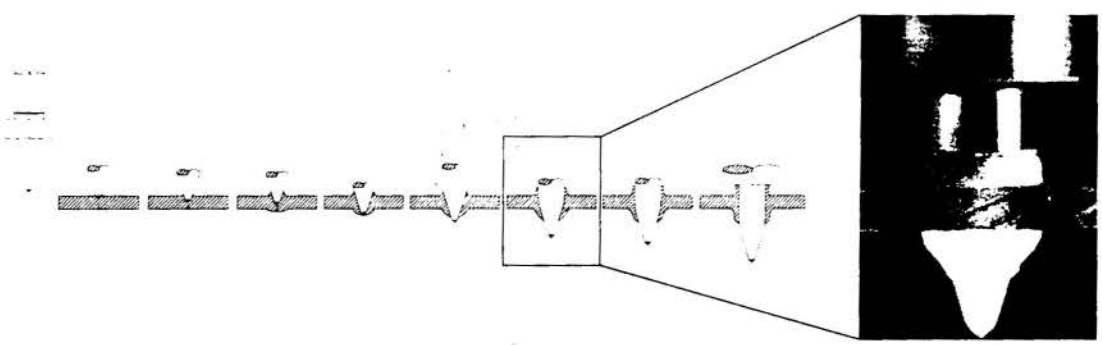


Figura 2 – Sequência da conformação de uma bucha pela furação por escoamento e detalhe da execução do processo, segundo o fabricante Zecha.

3. DEFORMAÇÕES NO MATERIAL DA PEÇA

Durante a fabricação da bucha a conformação do material da peça ocorre a diferentes taxas de deformação, em função dos gradientes de temperatura e plasticidade existentes na região de trabalho. Na entrada da ferramenta a ponta cônica desenvolve um processo de deformação à frio, quando o material começa a escoar para cima da chapa. A medida que a ferramenta penetra na peça a temperatura aumenta, modificando a plasticidade do material gradativamente, que é conformado a diferentes taxas de deformação de forma simultânea. A mecânica da deformação radial do material, que é aquela promovida pelo movimento de rotação da ferramenta, ao longo da circuferência da parede da bucha, ainda não foi totalmente esclarecida e é um dos tópicos a serem estudados futuramente, pela importância que tem nas propriedades mecânicas da região de deformação, que por sua vez influenciam o processo de fabricação da rosca.

A determinação do campo de deformações em uma chapa de aço, onde produziu-se uma bucha através do processo de furação por escoamento, foi um dos aspectos abordados para a determinação da mecânica do escoamento do material.

Para tanto, empregou-se o método moiré [Eckhardt, 1996] para a determinação do campo de deslocamentos gerado pelo processo. Este método analisa as franjas de interferência originadas pela mudança de geometria da peça, provocada pela deformação do material promovida por algum processo. Na figura 3 à esquerda é apresentado o corpo de prova para este ensaio, com a malha produzida por um traçador de ferramentaria. O corpo de prova após a furação da bucha é mostrado na figura 3 à direita, cuja malha sofreu deformação na região adjacente ao furo.

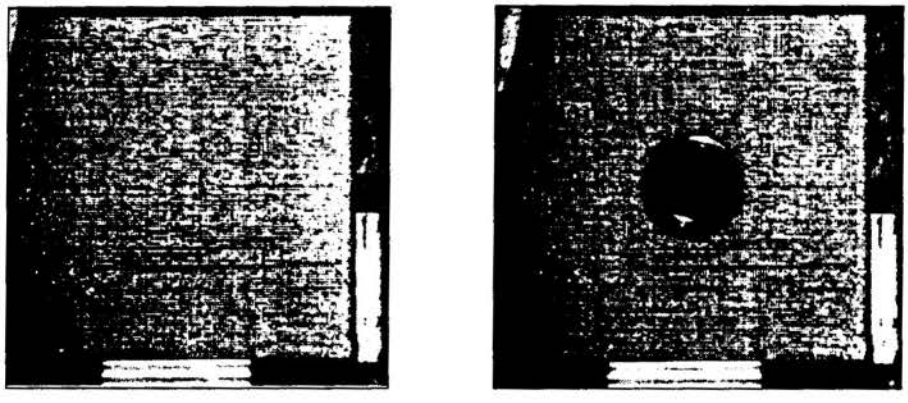


Figura 3 – Corpo de prova antes e depois da execução do processo para a análise de Moiré.

As deformações nesta região são calculadas a partir dos valores de deslocamento da malha traçada, decorrentes da deformação. Para exemplificar, no gráfico da figura 4 à direita são plotados os valores de deformação na direção x, após o tratamento das imagens e obtenção dos dados de deslocamento, plotados no gráfico à esquerda.

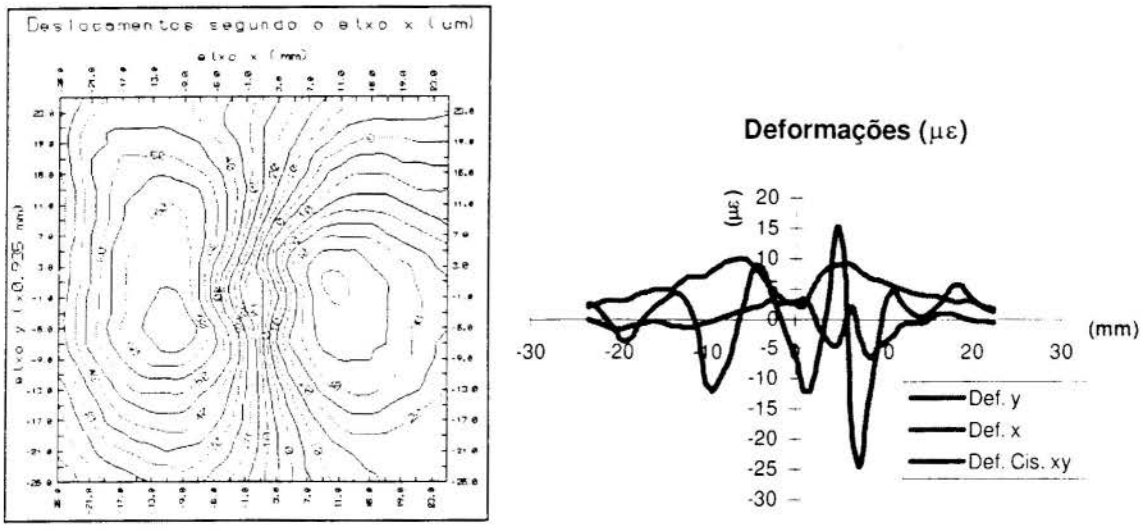


Figura 4 – Curvas de deslocamento e deformação para o eixo x.

Os valores obtidos para o eixo y são semelhantes, sendo que os valores de deformação apresentados para valores em ambos os eixos de -9,0 a 9,0 mm devem ser desconsiderados, devido a retirada do material desta região durante a furação e pela formação de um anel de material plastificado na região adjacente ao furo. Nota-se que a área adjacente ao furo foi deformada até uma distância considerável, de 15 mm aproximadamente [Eckhardt, 1996].

Tabela 1 – Valores de temperatura da região adjacente à bucha obtidos por termopares.

r [mm]	T [ºC]
8,3	500,8
9,9	395,5
10,75	349,9

A temperatura máxima durante o processo é alcançada na interface ferramenta-peça. Os valores de temperatura da tabela 1 foram obtidos a partir de medições com termopares, na região adjacente ao furo. A dimensão r é a distância ao centro do furo para cada termopar. Na região de interface a temperatura estimada por equacionamento matemático [Kretschmer, 1980] foi de 768°C, de onde se presume que o material durante o processo sofreu parcialmente uma conformação à morno [Duarte, 1996].

4. NOVAS FERRAMENTAS DE FURAÇÃO POR ESCOAMENTO

Outra linha de pesquisa sobre a furação por escoamento trata das ferramentas utilizadas para a conformação da bucha. Atualmente são desenvolvidas estudos referentes ao material da ferramenta. Já existem disponíveis no mercado ferramentas em Cermet, da marca Drabus, cujo dado de vida útil apresentado pelo fabricante é 150% maior que a ferramenta de metal duro, que é de 6 mil furos aproximadamente. Materiais cerâmicos estão sendo estudados no Laboratório de Mecânica de Precisão, em conjunto com Laboratório de Materiais e o Laboratório de Física, todos da UFSC e mais o Instituto de Física da UFRGS, como uma possível substituição ao metal duro, como a alumina (Al_2O_3) e nitreto de silício (Si_3N_4). A utilização destes materiais para a fabricação de ferramentas de furação por escoamento ainda não pôde ser efetivada com êxito. O processo de fabricação destas ferramentas, que envolve moldagem por colagem de barbotina e posterior sinterização, ainda gera imperfeições

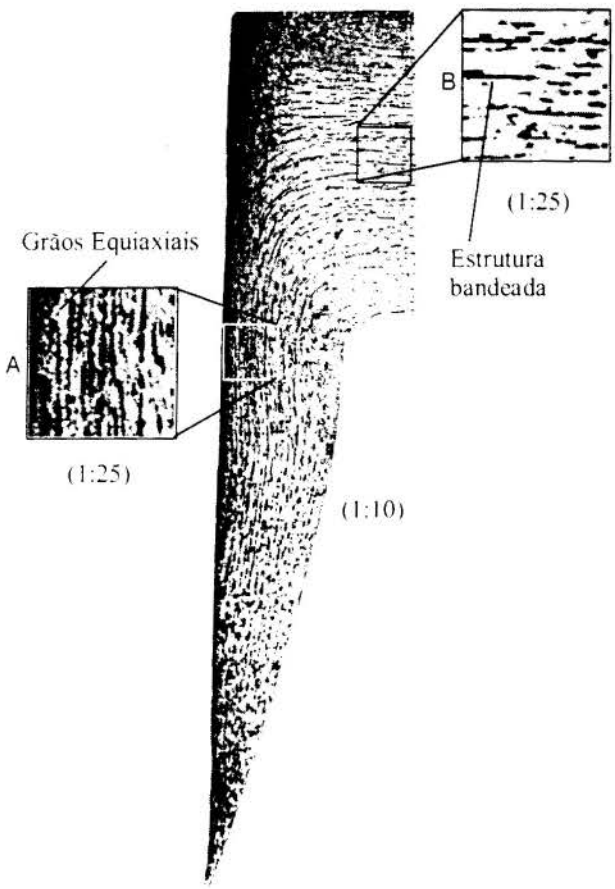
geométricas, originando erros de batimento que levam a uma vida útil muito baixa [Da Silva, 1996].

O revestimento de ferramentas é outra alternativa voltada ao aumento da vida útil. O fabricante Drabus produz uma ferramenta de metal duro revestida por (Ti,Al)N que realiza mais de 150 mil furos em aço de baixo carbono, segundo dados do próprio fabricante. Este estudo tem por objetivo criar meios de fabricação de uma ferramenta com maior rendimento, de forma a diminuir ou até mesmo eliminar o uso de lubrificante.

5. TRANSFORMAÇÕES MICROESTRUTURAIS NO MATERIAL

O estudo das transformações microestruturais no material da peça é outro tópico de grande interesse para as pesquisas sobre furação por escoamento. As altas temperaturas alcançadas durante o processo, combinadas com as deformações impostas pela ferramenta, levam a transformações microestruturais e mudança da microdureza na região da bucha.

Microestruturas de aço com teor de carbono acima de 0.2% se tornam martensíticas após o processo, com evidente endurecimento do material. Já em aços com teor de carbono menor que 0,2% o endurecimento ocorre pela combinação de altas temperaturas e deformação [Tikal *et al*, 1996].



Embora elevadas temperaturas sejam alcançadas durante o processo, não há evidência de recristalização completa do material na região mais interna da bucha, que sofre maior deformação e portanto mais propensa a este tipo de transformação microestrutural. Na metalografia ilustrada na figura 5 notam-se, entretanto, grãos equiaxiais nesta região (ampliação A), que indicam um princípio de recristalização, a qual não foi completa pela curto espaço de tempo em que é realizado o processo.

Na região mais distante da reguião de deformação (ampliação B) o material se encontra mais próximo do estado do material base da chapa, com grãos orientados segundo as direções preferenciais de laminação. A textura de bandeamento e de grãos grandes é típica de material recozido.

Figura 5 – Metalografia de uma bucha escoada.

6. DESENVOLVIMENTO DE APLICAÇÕES

A maioria das aplicações da furação por escoamento são encontradas na indústria automobilística ou nos seus fornecedores. Peças estruturais, sujeitas em sua maioria a solicitações severas, encontram soluções adequadas em fixações roscadas produzidas pela furação por escoamento.

No estudo de caso de uma empresa automobilística, procurou-se aplicar a tecnologia de produção de buchas escoadas numa fixação roscada de uma peça de suporte do tanque de combustível de caminhões, onde se utilizava uma porca soldada, como ilustrado na figura 6.

Bucha roscada **Porca soldada**

Figura 6 - Substituição da porca soldada pela bucha roscada.

Essa substituição visava principalmente reduzir custos. Testes de resistência à tração segundo a norma DIN 267/4 da bucha roscada foram realizados, a fim de comprovar a viabilidade da substituição da porca soldada pela bucha roscada em termos de resistência mecânica.

A fixação com bucha roscada suportou uma carga de até 75000 N, resultado que viabilizou a introdução da furação por escoamento e do rosqueamento por conformação na linha de produção da empresa.

Outra aplicação encontrada numa empresa automobilística foi de uma peça do escapamento. Na figura abaixo é ilustrada esta peça do escapamento de um automóvel, na qual foi produzida uma bucha roscada. Esta bucha roscada atua como ponto de fixação do escapamento na carrosseria. Em testes realizados comprovou-se a estanqueidade da fixação roscada à passagem de gases.

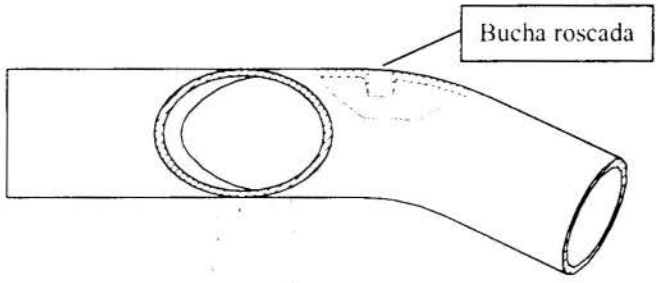


Figura 7 – Peça de escapamento de automóvel com fixação por bucha roscada.

A execução de buchas roscadas em vasos de pressão exige da tecnologia de furação por escoamento tolerâncias apertadas. A produção de buchas em extintores, que servirão de ponto de fixação da válvula, é uma das aplicações mais delicadas, por exigências em termos de segurança contra vazamentos. Na próxima figura é mostrada a parte superior de um extintor, cuja válvula encontra-se fixada em uma bucha produzida pela furação por escoamento. Neste caso a bucha roscada vem a substituir o anel soldado que normalmente é utilizado como fixação para a válvula. Segundo testes realizados a bucha roscada resistiu as pressões de trabalho.

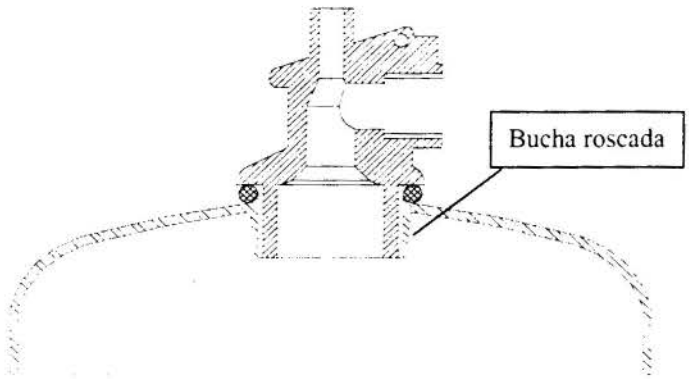


Figura 8 – Bucha roscada utilizada como ponto de fixação de válvulas em botijões.

7. CONCLUSÕES

As pesquisas feitas atualmente sobre a tecnologia de furação por escoamento demonstram o enorme campo ainda a ser estudado. Da cooperação de pesquisa entre laboratórios aprende-se a reconhecer o valor de uma troca de experiências e informações feita de forma adequada. Desta foram obtidos resultados práticos de grande relevância tanto para o conhecimento técnico especializado como na formação de recursos humanos.

A compreensão dos fenômenos da ocorrência de gradientes de deformação e temperatura é essencial para a completa descrição da mecânica de conformação do material, que contribuirá de forma decisiva para os avanços nas pesquisas. O estudo da deformação radial ocupará posição de destaque neste tópico.

Alternativas viáveis à utilização do metal duro com material de ferramenta para furação por escoamento deverão brevemente ser apresentadas. Este estudo não deve ser considerado somente como para uma redução de custos, mas também como uma atitude de consciência ecológica com a redução do uso de lubrificante.

A análise das transformações microestruturais contribuirá grandemente para a compreensão do comportamento mecânico de conformação da bucha. Este é um estudo que deve ser realizado de forma paralela às pesquisas de outros tópicos, devido à importância da mudança das propriedades do material da peça.

A capacidade de carga e de estanqueidade das buchas roscadas foram equivalentes às soluções convencionais. Finalmente, as aplicações da furação por escoamento mostradas neste trabalho exemplificam os tipos de substituições que podem ser efetivadas com sucesso empregando-se esta nova tecnologia.

8. AGRADECIMENTOS

PROBRAL Programa Brasil-Alemanha. CAPES/CNPq – DAAD.
Institut für Produktionstechnik und Logistik (IPL)/GhK - Kassel
Flowdrill B.V. - Holland

9. REFERÊNCIAS

DA SILVA, D.C. *Projeto de Dissertação de Mestrado*, Pós-Graduação em Eng. Mec., UFSC, Florianópolis, 1996.

DUARTE F., O.C. *Projeto de Dissertação de Mestrado*, Pós-Graduação em Eng. Mec., UFSC, Florianópolis, 1996.

ECKHARDT, M. & KOEHLER, N.S. *Relatório de Atividade Experimental. Análise Experimental de Tensões*, Pós-Graduação em Eng. Mec., UFSC, Florianópolis, 1996.

KRETSCHMER G. *Fließlochformen von Blechdurchzügen*, Dr.-Ing. Diss., Uni Gh Siegen, Germany, 1980.

LOPES, J.C.O. *Furação por escoamento e rosqueamento por conformação*. Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, 1994.

TIKAL, F. & HEILER, R. *Gewinde in Aluminiumlegierungen*. wt-Produktion und Management 86 (1996) 511-515, Alemanha, 1996.

WEINGAERTNER, W.L. & LOPES, J.C.O. *Fliesslochformen und Gewinden – Erfahrungen auf konventionellen Werkzeugmaschinen*. Seminar Fließlochformen und Gewinden, Kassel, Alemanha, 1995.

UNESP

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1087

PROJETO CONCEITUAL DE UMA RETIFICADORA PARA OBTENÇÃO DE SUPERFÍCIES COM QUALIDADE SUB-MICROMÉTRICA

Walter L. Weingaertner, Milton Pereira, Rodrigo L. Stoeterau & Ricardo M. Peres
Laboratório de Mecânica de precisão, Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC
CEP 88010 - 970 Campus Universitário, Trindade, Florianópolis - SC Caixa Postal 476
E-mail: lmp@labmat.ufsc.br

ABSTRACT

This paper presents the conceptual design of a plain grinder which will work with workpieces in steel or not, working in a range under 1 μm, like metalic reflective surfaces. At first, the design process looks for the machine tool requirements and their evaluation. After this, based on a function structure, a detailed study of all machine components is made, generating a final conception of the grinder.

PALAVRAS CHAVE

Precision Grinding, Conceptual Design, Function structure, QFD.

1. INTRODUÇÃO

O Laboratório de Mecânica de Precisão vem desenvolvendo sistemas de precisão e máquinas de ultra-precisão desde o inicio da década de 80. Nesta fase, trabalhou-se preferencialmente com a fabricação de máquinas para a usinagem com ferramentas de geometria definida, especificamente na operação de torneamento. O conhecimento adquirido durante estes anos propiciou o aperfeiçoamento e a sofisticação nos sistemas. Desta forma, as máquinas produzidas atualmente agregam conjuntos de microdeslocamento e posicionamento controlados por CNC.

Em 1995 uma nova linha de pesquisa se estabeleceu no LMP, qual seja, a Retificação de Precisão. Esta linha pretende aliar os conhecimentos da usinagem com geometria não definida e fabricação de máquinas ferramentas. Com isto, pretende-se dar um novo passo dentro da fabricação de precisão, usinando-se materiais que não são normalmente empregados nestes processos, tais como os materiais ferrosos.

Na busca pelo desenvolvimento de uma máquina-ferramenta que permita o trabalho dentro do campo da retificação de precisão e que agregue os conhecimentos gerados no LMP durante o desenvolvimento de máquinas e sistemas de precisão, parte-se para a utilização de uma metodologia de projeto que sirva como base para o grupo desenvolver trabalhos posteriores. Esta metodologia é baseada no modelo apresentado por Back [1]. Basicamente consiste na aplicação de QFD, estruturas de funções e matrizes morfológicas

2. DEFINIÇÃO DOS CLIENTES DO PROJETO

Segundo a classificação apresentada por Back [1], as entidades e pessoas envolvidas em um projeto podem ser classificadas em três grupos:

- Clientes internos - toda a equipe que desenvolve e fabrica o produto;
- Clientes intermediários - terceiros, envolvidos em manutenção, transporte, etc.
- Clientes externos - consumidores do produto.

De acordo com esta classificação determinou-se o perfil dos clientes envolvidos e, com o auxílio do questionário apresentado por Andrade [2], foram listadas as necessidades a serem satisfeitas pelo projeto.

3. NECESSIDADES DOS CLIENTES

Na figura 1 , são apresentadas as necessidades, bem como o estudo do grau de importância de cada uma destas necessidades para o projeto da retificadora.

A valoração foi executada partindo-se de uma escala de importância de cada cliente para o projeto. Esta escala é mostrada na linha **peso absoluto**. Por exemplo, o cliente que vai operar a máquina foi considerado como tendo máxima importância, ao contrário do cliente responsável somente pelo transporte.

O próximo passo foi relacionar cada necessidade listada com os clientes. A simbologia utilizada representa relacionamento nulo, fraco, médio e forte, com respectivos valores numéricos 0,1,3 e 5.

A seguir, para cada necessidade , executou-se um somatório dos valores "relacionamento X peso do cliente". Finalmente foi estabelecida a classificação quantitativa das necessidades dos clientes para o projeto.

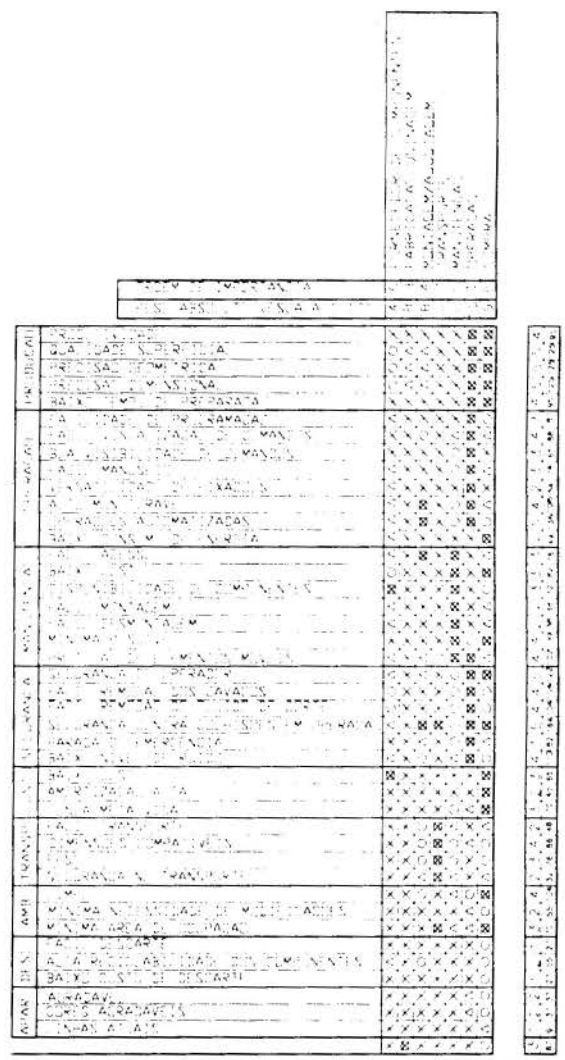


Figura 1 - Matriz das necessidades X clientes

4. QFD - FERRAMENTA PARA OBTENÇÃO DOS REQUISITOS DE PROJETO

A casa da qualidade, QFD, consiste em uma matriz de relacionamento das necessidades dos clientes com os requisitos de qualidade necessários à retificadora. Estes requisitos da qualidade se referem à tradução das necessidades dos clientes em grandezas mensuráveis dentro do processo de projeto. Após este relacionamento, cada um dos requisitos recebe um peso global, de tal forma a classificá-los de acordo com o seu grau de importância dentro do projeto como um todo. A maior vantagem da casa da qualidade é a possibilidade de visualização de todas as relações entre requisitos de projeto e necessidades dos clientes.

Esta ferramenta de projeto possibilitou que se identificasse a ordem classificatória dos requisitos de qualidade fundamentais para a elaboração do projeto, de maneira que se possa inferir a respeito de prioridades que devem ser atacada s ao longo do mesmo. Como resultado deste estudo tem-se a lista das especificações na tabela 1, a qual mostra os objetivos a serem alcançados por cada requisito e a maneira como devem ser mensurados.

Tabela 1 - Especificações de projeto

PTs	REQUISITO	OBJETIVO	SENSOR	SAÍDA IND.
393	Custo	R$ 200.000	Livro caixa	>R$ 200.000
264	Ergonomia	Satisfação do op		
246	Freq. manut.	• 1 predit./mês • 1 prev./semes		
232	Pç hora	1 jogo /hora	cont./tempo	produç.inferior
226	Vib. da ferram.	s/ vibrações	FFT	
220	Repetibilidade	± 0.1%	Deslocamento	• Erros geom. • Erros dimen.
215	Est. dinam. fer.	• (Ba) 0.01 μm • (Br)0.001 μm	• Sensor capac. • Sensor indut.	> que especific.
213	Rigidez fix. pç	Máxima	FFT	Vibraçoes
212	Interf. do oper.	• Mínima • 10% tempo trabalhado (máx)		
210	Conf. do Hard	s/ falhas no ciclo	• nº de interven.	
199	Custo manut.	5% do valor da máquina/ano	R$, U$	>5% do valor máquina/ano
198	Def. da fixação	Máx 0,1%	FFT	• Deform. • Vibrações
197	Conf. do Soft.	s/ falhas de op.	• nº de paradas • Freq de interv	
184	Conf. de med.	± 5 η m	• Reg. oticas • Laser interf. • Encoders.	> que especific. em projeto
181	Erros forma	• Planicidade • Linearidade • Perpendic. • Paralelismo	Sistema Waico de medição	
181	Erros Geom.	Garantir tolerâncias dimen	I. de medição ≤ 1 10 da toler.	
180	Vibração	• Amp. max ≤ 25 η m • Fora das freq. natur	FFT	• Amp. max ≤ 25 η m • Dentro das freq. natur
173	Atrito	Ausência	Energia consum.	"stick slip"
172	Rugosidade	R_a ≤ 50 η m	Rugosímetro	R_a ≤ 50 η m
162	Amortecimen.	ξ < 0.5	FFT	• Sub amortec. • Super amort.
155	Bat. axial (Ba)	0.01 μm volta	• Sensor capac. • Sensor indut.	> que especific.
155	Bat. rad. (Br)	0.001 μm volta	• Sensor capac. • Sensor indut.	> que especific.
143	Freq. Acidentes	Nula	N° acidentes	
141	Inercias	• Partes fixas maxização • Partes mov. minimização	FFT	
111	Normalização	Menor nº peças especiais possív.		
107	Est. Termica	20 ± 0.01 °C	Termopar	Aquec./resfriam. localizados
98	Tempo respost.	20 μs	• Acelerômetro • Frequencim.	• > que esp. • Acidentes
93	Energia cons.	0.5 - 5 kW/h	Wattímetro	> 5 kW/h
92	Tempo acesso	min. f(operação)	Relógio/seg	• Acidentes
92	Partic em susp.	200 ppm	Medidor ppm	
84	Tempo de prog.	min /f(peça)	Relogio/min	• Máq. parada • Ocup. do op.
54	Est. Química	s/ ataque quim., corrosão, etc.	Visual	Oxidação
15	Esforço aciona.	Facilidade oper.	Dinamômetro	Alto esforço

5. ESTRUTURA DE FUNÇÕES

Tendo-se uma idéia qualitativa e quantitativa dos requisitos do projeto da retificadora, partiu-se para a confecção de uma estrutura de funções que mais se adequasse à situação da máquina. Assim, a estrutura considerada melhor entre diversas possibilidades estudadas e discutidas é a mostrada na figura 3, onde todos os elementos funcionais da máquina são representados, bem como suas relações..

Em todos os estudos realizados, para a determinação desta que é a estrutura de funções a ser empregada no projeto, considerou-se a máquina como um elemento com três subconjuntos básicos, quais sejam :

- Subconjunto ferramenta;
- Subconjunto peça e
- Subconjunto meio.

A relação entre estes conjuntos distintos, de acordo com as funções pré-definidas propiciam a correta integração e funcionamento da máquina.

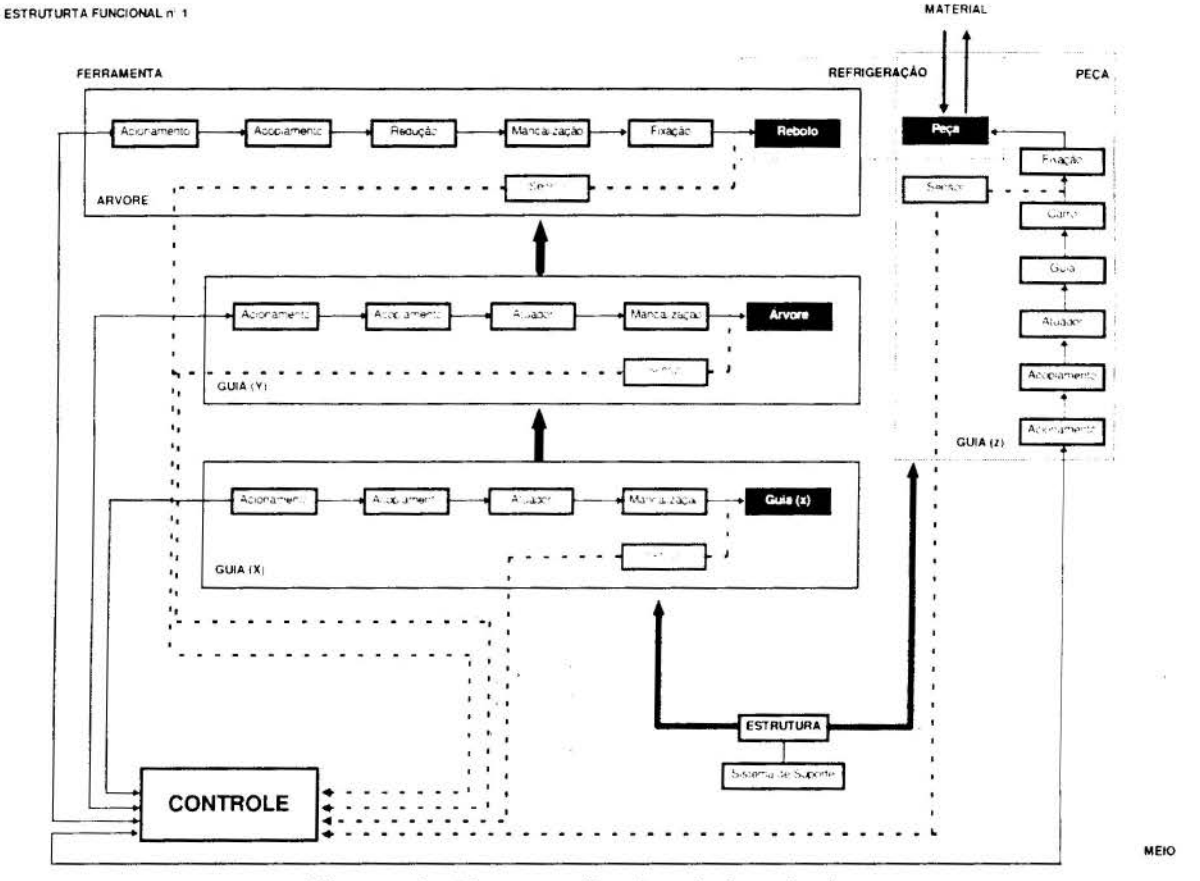


Figura 2 - Estrutura funcional da máquina

6. MATRIZ MORFOLÓGICA

Cada elemento funcional da retificadora pode ser concebido através de diversos princípios de solução. Assim, a matriz morfológica consiste em uma representação básica de cada um destes princípios, incluindo suas vantagens e desvantagens.

De posse deste conjunto de informações, pode-se inferir sobre qual o principio de solução é o mais adequado para a máquina em estudo.

Um exemplo de matriz morfológica é apresentado na figura 3, onde são analisadas diversas concepções possíveis da base, para máquinas ferramentas de precisão.

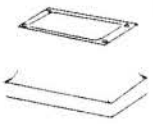
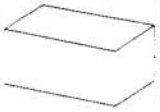
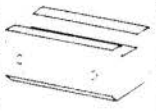
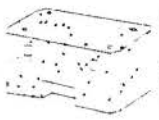
	Ferro Fundido	Granito	Granito Sintético	Concreto	Cerâmica
					
Custo	BAIXO	ALTO	MUITO ALTO	MUITO BAIXO	MUITO ALTO
Trabalhabilidade	BOA	RUIM	BOA	BOA	RUIM
Rigidez	BOA	BOA	BOA	MÉDIA	BOA
Amortecimento	BOM	MÉDIO	BOM	BOM	RUIM
Est. Dimensional	MÉDIA	BOA	BOA	MÉDIA	MUITO BOA
Res. Química	BAIXA	ALTA	MÉDIA	ALTA	ALTA
Res. Mecânica	MÉDIA	ALTA	ALTA	MÉDIA	ALTA

Figura 3 - Matriz morfológica da base da máquina

Matrizes similares a esta foram montadas para todos os elementos estruturais da retificadora. Analisando-se todas a soluções possíveis para cada elemento foram montadas diversas concepções para a máquina. De acordo com os dados levantados, os elementos que atendem de melhor forma aos requisitos do projeto resultam na concepção que é apresentada a seguir:

7. CONCEPÇÃO ESTRUTURAL DA MÁQUINA

O estudo detalhado sobre a concepção da máquina é o próximo passo a ser implementado. Contudo atualmente tem-se a idéia de como máquina estará configurada. Os principais elementos a serem empregados na sua fabricação e o princípio de funcionamento são mostrados na tabela 2.

Tabela 2- Configuração dos componentes

Componente	Configuração
Base	Granito Natural
Guias	Aerostáticas
Cabeçote	Aerostático
Acionamentos	Motores lineares Motores de passo
Sistema de medição	LASER e Encoders

Esta é a configuração básica para que seja possível a geração de superfícies com qualidades sub-micrométricas.

8. CONCLUSÕES

O projeto conceitual é uma fase de suma importância durante o desenvolvimento de um produto.

Uma questão importante a ser considerada é a necessidade de multidisciplinariedade da equipe envolvida. Esta questão reduz ou mesmo evita problemas nas fases posteriores de projeto e fabricação. Ferramentas como QFD permitem uma organização das idéias, otimizando o tempo de projeto e facilitando a visualização de todo o processo. Enquanto que a estrutura de funções apresenta os diferentes blocos da máquina, organizados graficamente dando noção física de sua montagem Já, a matriz morfológica viabiliza que se relacione as diferentes soluções e princípios de soluções , permitindo que se identifique o mais adequado.

As próximas etapas do projeto prevêem , a finalização da fase preliminar, com a escolha da concepção ótima da máquina e posterior projeto detalhado e fabricação.

9. BIBLIOGRAFIA

[1] - BACK,N., **Metodologia de Projeto de Produtos Industriais**. Guanabara Dois, 1983.

[2] - ANDRADE, R. S., **Preliminary Evaluation of Needs in the Design Process**. ICED 91.

[3] STOETERAU, R. L., **Desenvolvimento de uma Máquina-Ferramenta de Ultra-Precisão**, Qualificação para tese de Doutorado, EMC - UFSC 1996.

[4] - SLOCUM, A.H., **Precision Machine Design**, Prentice-Hall, 1992.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1088

DESENVOLVIMENTO DE UMA RETIFICADORA PARA A USINAGEM DE LIMAS ENDODÔNTICAS

Walter L. Weingaertner, Durval João De Barba Jr.
Laboratório de Mecânica de precisão, Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC
CEP 88010 - 970 Campus Universitário, Trindade, Florianópolis - SC Caixa Postal 476
E-mail: lmp@labmat.ufsc.br

ABSTRACT

This paper shows the conceptual project and the functional model conception of a machine tool for the grinding of root canal files type hedströem. Initially there is a brief look on the reamers characteristics for the determination of the grinding process kinematics, so to determine a pre-conception. After that, through QFD, a classification of the project specifications for the machine is obtained, which combined with its functions structure, determines the grinder conception. To prove that the grinding process for obtaining reamers is proper for the small dimensions of the work piece (less than 1 mm in diameter), a functional model is set.

PALAVRAS CHAVE

Retificação de pequenos diâmetros, projeto conceitual, estrutura de funções, modelo funcional.

1. INTRODUÇÃO

Para a realização dos tratamentos de canais radiculares, há necessidade de se utilizar instrumentos capazes de cortar e remover a dentina, bem como outros materiais de seu interior. Visto tratar-se de um campo muito pequeno, cujas variações anatômicas são enormes, torna-se obrigatória a utilização de instrumentos especiais.

A lima endodôntica tipo hedströem é um desses instrumentos especiais, podendo ter diâmetros entre 0,06 a 1,72 mm. É constituida de uma haste de seção transversal, em forma de vírgula, apresentando forma de hélices espiraladas, a qual lhe dá a aparência toda particular de ser composta por pequenos cones com a base voltada para o cabo e sobrepostos um ao outro (Figura 1). Esta hélice, inclinada cerca de 60° em relação ao eixo do instrumento, transforma-se numa lâmina muito afilada e orientada para o sentido do cabo. Ela se prolonga até a guia de penetração, a qual se apresenta como um cone bem nítido.

Uma vez escolhido o instrumento endodôntico a ser fabricado, procurou-se entender as funções que este apresenta, de forma que a ferramenta tivesse o rendimento esperado. A geometria da ferramenta, denominada de lima endodôntica, é cônica-helicoidal, de passo variável, o que requer o comando simultâneo de três eixos na máquina-ferramenta, somado a mais quatro eixos de posicionamento para a sua fabricação.

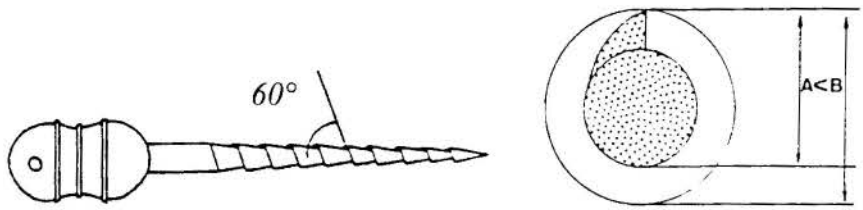


Figura 1 - Aspectos gerais e seção transversal de uma lima tipo hedströem.

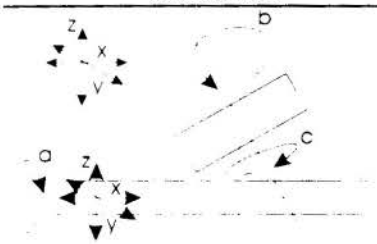
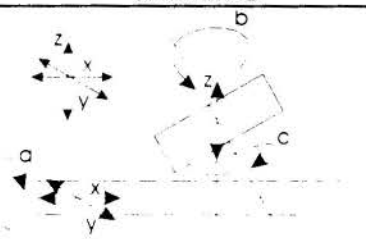
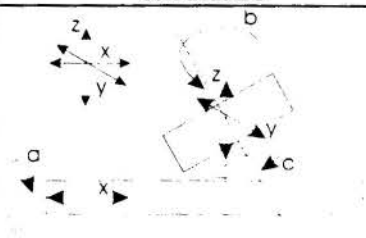
A microgeometria das ferramentas mostrou que as limas endodônticas eram fabricadas por retificação, definindo-se assim o processo a ser empregado.

2. CINEMÁTICA DO PROCESSO DE RETIFICAÇÃO

Os movimentos relativos entre a peça e a ferramenta podem ser determinados com a ajuda de uma sistematização do processo de usinagem, onde procura-se aliar a ferramenta adequada aos seus respectivos movimentos necessários para a geração da forma da peça. A retificação de uma lima tipo hedströem é possível por meio do emprego de três movimentos de translação e três movimentos de rotação.

A Tabela 1 mostra os movimentos necessários para a usinagem das limas. Os movimentos de translação podem ser distribuídos sistematicamente sobre a peça ou sobre a ferramenta, enquanto os movimentos de rotação permanecem inalterados, no eixo (a) sobre a peça e nos eixos (b) e (c) sobre a ferramenta.

Tabela 1 - Três estruturas diferentes de movimentos necessários para a usinagem das limas.

estrutura 1	estrutura 2	estrutura 3
		

A estrutura 1 apresenta os movimentos de translação x, y e z distribuídos sobre a peça.

Na estrutura 2, os movimentos de translação x e y permanecem sobre a peça e o movimento de translação z sobre a ferramenta.

Para a estrutura 3, os movimentos de translação z e y estão dispostos sobre a ferramenta e o movimento de translação x permanece na peça.

Com as definições da cinemática do processo e com as dimensões da peça chega-se as exigências (pré-concepção) da máquina-ferramenta, como segue abaixo:

- máquina de pequeno porte;
- cabeçote de alta rotação, de 50.000 a 100.000 rpm, (eixo c);
- eixo x de 40 mm de curso controlado;
- eixo y de 40 mm de curso controlado;
- eixo z de 40 mm de curso controlado;
- eixo a de 360° de rotação controlado;
- eixo b de 0 a 45° de giro de posição.

3. OBTENÇÃO DA CASA DA QUALIDADE

A casa da qualidade (QFD), consiste de uma matriz de relacionamento das necessidades das entidades e pessoas envolvidas no projeto com os requisitos necessários à máquina-ferramenta, obtidos empregando-se técnicas de *brain storming*. A cada um dos requisitos é atribuído um peso global, de forma a classificá-los de acordo com o seu grau de importância. Essa ferramenta possibilita que se identifique a ordem dos requisitos de qualidade fundamentais para a elaboração do projeto, de maneira que se possa inferir a respeito de prioridades que devem ser atacadas ao longo do mesmo. A Tabela 2 apresenta o resultado do QFD para a retificadora de limas endodônticas, ou seja a classificação das especificações (requisitos) do projeto.

Tabela 2 - Classificação das especificações de projeto.

pts	esc	requisitos	objetivo	sensor
234	5	custo	R$ 15.000.00	livro caixa
195	5	balanceamento do rebolo	bat. radial 0,05 µm/volta bat. axial 0,05 µm/volta	balanceadora
173	4	desgaste do rebolo	mínima (depende do tipo)	rugosidade da peça
160	4	freqüência de manutenção	mínima uma vez por mês	calendário
157	4	vibração	amplitude máx.≤ 0,05 µm fora das freqüências naturais	acelerômetro frequencímetro
150	4	atrito	baixo	energia consumida
145	3	normalização	baixo nº de peças especiais	nº de peças especiais
138	3	rigidez	alta	FFT
134	3	rigidez da fixação da peça	alta	FFT
130	3	balanceamento da árvore	bat. radial e axial ≤ 0,05 µm/volta	balanceadora
130	3	rugosidade	Ra ≤ 0,5 µm e Rt ≤ 1,0 µm	rugosímetro
115	3	deformação da peça	máxima 0,1 %	FFT
108	3	confiabilidade de medição	± 0,01 µm	
106	3	erros de forma	linearidade e paralelismo	sist. Waico de medição
106	3	erros geométricos	garantia de tolerância dimensional	leitura de medição
89	2	energia/tempo	1 kW/h	wattímetro
89	2	ergonomia	satisfação do operador	operador
83	2	inércia	maximização das partes fixas minimização das partes móveis	FFT
81	2	tempo de acesso (comando)	min f (operação)	relógio
62	2	freqüência de acidentes	nula	nº de acidentes
61	2	pressão da linha	7 bar	válvula reguladora pressão
59	1	amortecimento	$\xi < 0,5$	FFT
55	1	estabilidade térmica	20 ± 1 °C	termômetro
54	1	tempo de resposta ao choque	20 µs	acelerômetro frequencímetro
51	1	potência de acionamento	max 350 W	wattímetro
46	1	esforço de acionamento	facilidade do operador	dinamômetro
15	1	estabilidade química	sem ataque químico, corrosão, etc.	visual

4. ESTRUTURA DE FUNÇÕES

A estrutura de funções permite a determinação e a visualização das diversas funções dos elementos constituintes da máquina como um todo, de tal forma que o procedimento de estruturação da máquina, baseado nas funções de seus diferentes subsistemas, possibilite uma análise clara e um estudo objetivando o melhor arranjo a ser implementado.

Deste modo, tendo-se uma idéia qualitativa e quantitativa dos requisitos do projeto da retificadora, identificados nas fases anteriores, estabeleceu-se uma estrutura de funções parciais, assim como diferentes diagramas funcionais para a máquina. A determinação da estrutura de funções a ser empregada no projeto, considera a máquina-ferramenta como um elemento com três subsistemas básicos mostrados na Figura 2:

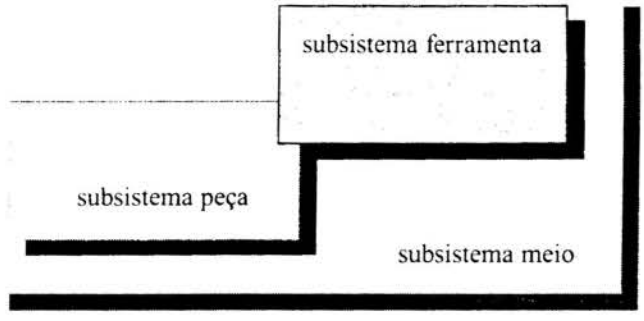


Figura 2 - Estrutura de Funções com três subsistemas: ferramenta, peça e meio.

A inter-relação destes três subsistemas distintos, ferramenta, peça e meio propicia a correta integração e funcionamento da máquina, o que pode ser melhor visualizado através da Figura 3. Esta apresenta uma concepção da máquina-ferramenta onde a ferramenta (rebolo) é dotado de movimentos na direção Z, com a peça montada sobre uma mesa de guias cruzadas nas direções XY.

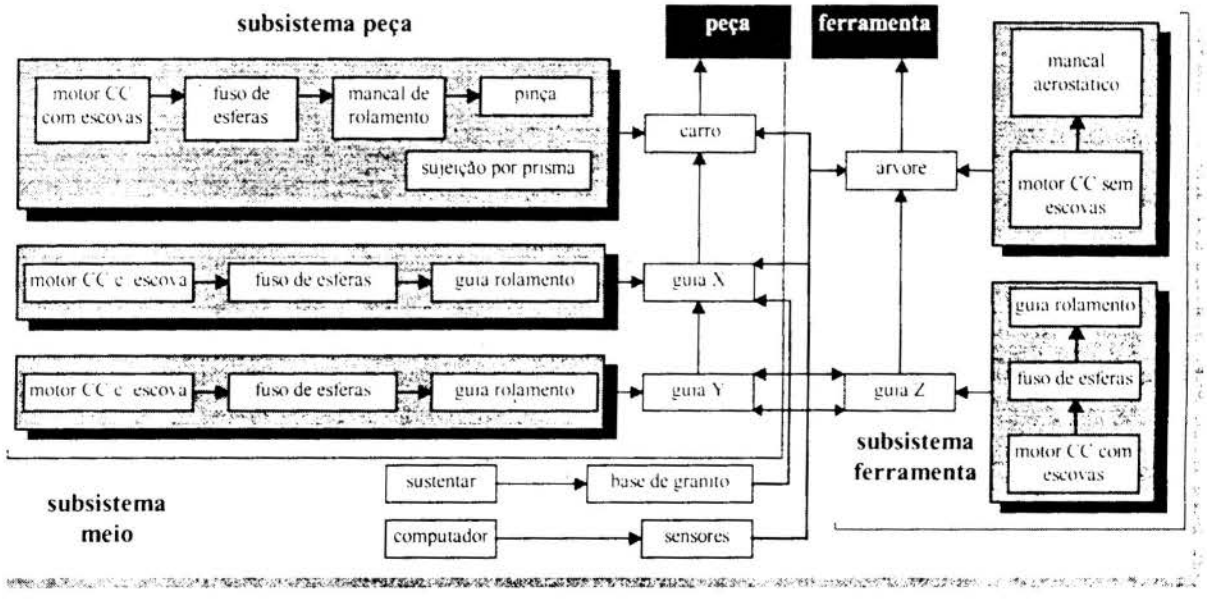


Figura 3 - Interrelação dos três subsistemas (peça, ferramenta e meio).

O próximo passo é uma pesquisa mercadológica das variações dos componentes escolhidos para esta máquina, como custos, dimensões, disponibilidade, intercambialidade, etc., assim como uma busca de recursos em órgãos de financiamento (CNPq, CAPES, PATME), ou na iniciativa privada, para a concretização desse projeto.

O item que segue apresenta uma avaliação do projeto para a comprovação do processo de obtenção das limas tipo hedströem escolhido. Para isso desenvolveu-se um modelo funcional da máquina-ferramenta com uma concepção mais simples, com elementos de baixo custo ou que se encontravam disponíveis no LMP, mas que satisfazem as especificações básicas do projeto.

5. Concepção do Modelo

O modelo funcional não necessita necessariamente ser fiel ao projeto conceitual da máquina-ferramenta (itens anteriores). Seu principal objetivo é demonstrar que o processo de retificação para a obtenção das limas é adequado para as pequenas dimensões da peça a ser fabricada (em torno de 1 mm). Deste modo buscou-se uma concepção semelhante, mas de um custo muito inferior. Este modelo funcional possui alguns componentes que já eram disponíveis no LMP. Este é o caso da estrutura em ferro fundido, que serve de base para a máquina, o que também acontece com as guias de escorregamento XY, que fazem parte de uma mesa de acionamento manual, que dispõem ainda da possibilidade de rotação em Z. A guia de escorregamento Z com possibilidade de rotação em Y, também de acionamento manual, foi projetada e construída no LMP.

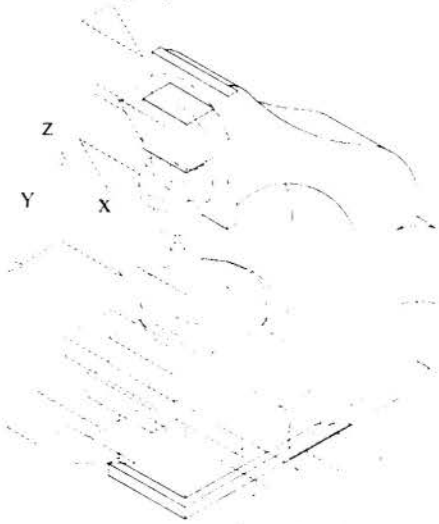


Figura 4 - Arranjo selecionado para o modelo funcional.

Para o acionamento dos rebolos adquiriu-se um cabeçote pneumático de alta rotação (até 70.000 rpm) que foi posicionado junto a guia Z.

Sobre a mesa XY é apoiado um castelo. Neste castelo é fixo, além da peça a ser retificada, um eixo que confere a peça movimentos de rotação e translação (ou melhor, o passo da hélice, 1 mm/mm). Esse eixo é acionado por um motor CC com escovas de 12V, acoplado por uma correia plana e polias.

A Figura 4 mostra o arranjo selecionado para o modelo funcional. Deve ser salientado que com este arranjo restringe-se o desenvolvimento de uma máquina de acionamento simplificado, com apenas um eixo controlado, um eixo de avanço fixo e quatro eixos de posicionamento, permitindo apenas a confecção de limas cilíndricas.

6. Ensaios

Para os ensaios utilizou-se como ferramenta pontas montadas de CBN devido ao baixo desgaste e à possibilidade de emprego de altas velocidades de corte. O material para as peças foi empregado aço H13 nitretado pela sua alta dureza superficial (70 Rc) e também pela disponibilidade de obtenção desse material em varetas de 1 mm de diâmetro.

A Figura 5 mostra, em micrografia eletrônica, detalhes de uma lâmina da lima hedströem ensaiada.

Ao analisar a micrografia eletrônica percebe-se que, apesar da peça apresentar sinais de vibrações, conseguiu-se obter o helicóide da lima com baixa rugosidade, assim como um gume bem afiado, sendo essas as principais características para um bom emprego das limas tipo hedströem.

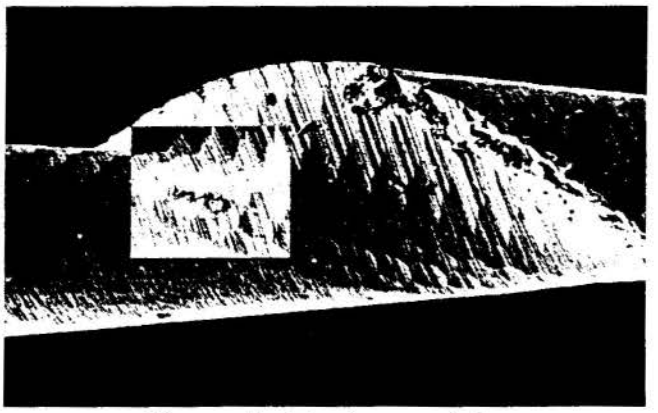


Figura 5 - Lâmina ensaiada.

7. CONCLUSÕES

Comprova-se através dos ensaios, com o emprego de um modelo funcional simplificado e com peças de baixo custo, que o processo de obtenção das limas endodônticas por retificação é adequado para a dimensão das peças em questão. Desse modo pode-se também comprovar a validade de todo o desenvolvimento do projeto conceitual e dar seqüência à pesquisa mercadológica das variações dos componentes escolhidos para esta máquina. Posteriormente buscar-se-á obter recursos em órgãos de financiamento (CNPq, CAPES, PATME), ou na iniciativa privada para a concretização desse projeto.

8 BIBLIOGRAFIA

BACK, N., **Metodologia de projeto de produtos industriais.** Guanabara Dois, 1983.

BERBET, A., BRAMANTE, C.M., BERNARDINELI, N., **Endodontia Prática**. 1° ed. Sarvier, São Paulo, SP, 1980.

PEREIRA, M., PERES, R.M., STOETERAU, R.L., **Retificadora para Blocos Padrão: partes I, II e III**, CPGEM-UFSC, Projeto Conceitual, Florianópolis, SC, 1996.

SLOCUN, A.H., **Precision Machine Design**, Prentice Hall: Cambridge, 1991.

SVENDENSEN, K.H., HANSEN, C.T., Decomposition of Mechanical Systems and Breakdown os Specifications, **Proceedings ICED 93**, The Hague, 1993.

WECK, M. et al., **Higth Precision Spindle Technology**, Tutorial 6th IPES/UME 2, IPT - Aachen, 1991.

UNESP

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1089

USINAGEM A VERDE DE CERÂMICA AVANÇADA

PROF. DR.-ING. WALTER LINDOLFO WEINGAERTNER*, ENG.ª FLÁVIA ANDRÉA MODESTO**, ARIOVALDO CANANI WIGGERS* & ARTUR SANTA CATARINA*

*Laboratório de Mecânica de Precisão - Universidade Federal de Santa Catarina
Caixa Postal 476-EMC - Campus Universitário - Trindade - 88010-970 - Florianópolis - SC
Fone: (048)234-5277; Fax: (048)234-1519 - E-mail: lmp@labmat.ufsc.br

**Departamento de Engenharia de Materiais - Universidade Estadual de Ponta Grossa
Rua Nabuco de Araújo, 469 - Campus Uvaranas - Bloco L - 84031-510 - Ponta Grossa - PR
Fone/Fax: (042)223-9355 r38 - E-mail: flavia@emc.ufsc.br

Abstract

In the last 30 years, the interest in ceramic materials increased as a result of significant advances in their development and usage, mainly because ceramics are superior to other materials in terms of stability at elevated temperatures and under wear conditions. However, the same properties that make ceramics so attractive for special uses, such as its hardness, preclude the most tradicional machining techniques. The green machining method is a solution for this problem and shows many advantages in terms of flexibility and economy.This paper shows the green machining of advanced ceramics parts using a innovative method with diamond wire.

Palavras-chave

Usinagem a verde, fio diamantado com movimento alternante, usinagem de cerâmica, usinagem abrasiva.

1. INTRODUÇÃO

Em quase todos os campos técnicos é estudada a utilização de novos materiais e suas aplicações práticas. Estes novos materiais, normalmente, colocam o fabricante de componentes frente a novos problemas de fabricação. Entre os novos materiais estão as cerâmicas avançadas que ganham cada vez mais importância na engenharia. Embora os materiais cerâmicos sejam claramente superiores aos metais quando se trata de resistência à corrosão e à oxidação, como também propriedades de atrito e desgaste, eles apresentam um grande problema: a sua fragilidade. Esta característica associada à elevada dureza, leva a enormes problemas na obtenção de formas por remoção de material, sem falar nos elevados custos.

A melhor solução encontrada para este problema até agora, é usinar as peças antes da sinterização total da peça, ou seja, usiná-las no estado verde. A usinagem a verde, quando conduzida de forma correta, apresenta inúmeras vantagens, mas a principal delas é a

econômica. Devemos considerar, no entanto, que os métodos de usinagem convencionais podem ser aplicados apenas de forma restrita à usinagem a verde de cerâmicas. Isto torna necessário o reestudo bem como o desenvolvimento de processos específicos para a usinagem a verde de cerâmicas. A usinagem com fio diamantado com movimento alternante é um exemplo disto. Neste processo de usinagem com ferramenta de corte de geometria não-definida, a remoção de material se dá através do arrancamento de grãos e grupos de grãos do componente cerâmico, visto não haver nenhuma possibilidade de deformações plásticas do mesmo e a resistência de ligação entre eles ainda ser muito pequena.

2. Cerâmica Avançada

Embora a cerâmica já venha sendo usada há mais de 3000 anos para produtos tradicionais tais como tijolos, telhas, porcelanas, vasos artísticos, louças sanitárias, pisos cerâmicos, cimentos, etc., somente nos últimos 50 anos o desenvolvimento da tecnologia permitiu um conhecimento muito melhor dos materiais cerâmicos e do seu processamento. Descobriu-se que os minerais naturais poderiam ser refinados e que novas composições poderiam ser sintetizadas para que fossem obtidas cerâmicas com propriedades únicas (Richerson, 198-). Este novo tipo de cerâmica ficou conhecido como cerâmica avançada, cerâmica de engenharia, cerâmica estrutural ou ainda cerâmica técnica.

A cerâmica avançada apresenta como vantagens na sua utilização uma quantidade ilimitada da matéria-prima, uma menor dependência de matérias-primas estratégicas sempre requeridas para ligas de alta temperatura, uma compatibilidade ambiental na obtenção da matéria-prima e, para uma condução adequada do processo de fabricação, uma economia de custos. Devido a suas propriedades únicas, a cerâmica avançada apresenta na sua utilização um melhor desempenho quando comparada a outros tipos de materiais. Dentre as vantagens do seu uso podemos citar: melhor resistência ao desgaste, melhor resistência à corrosão, melhor resposta dinâmica, alta resistência mecânica, refratariedade, inércia química, estabilidade dimensional, resistência e estabilidade a altas temperaturas, baixo coeficiente de fricção, baixa densidade, módulo de elasticidade alto, alta dureza e propriedades elétricas e eletromagnéticas únicas (Ferber & Tennery, 1991; Warnecke *et al.*, 1995).

3. Usinagem a Verde

As operações classificadas como usinagem a verde são aquelas que ocorrem desde logo após a compactação inicial do corpo cerâmico até aquelas anteriores à sinterização total da peça. A peça que será usinada pode estar apenas compactada, porém, devido a algumas limitações impostas pelo sistema ligante utilizado em algumas formulações cerâmicas, pode ser que seja necessário sinterizar parcialmente a peça antes da usinagem. Embora estas peças estejam parcialmente sinterizadas, este método de usinagem também é considerado uma usinagem a verde (Larson,1991; Reed, 1995; Richerson, 198-).

Uma mesma quantidade de material, irá requerer até 10 vezes mais tempo de usinagem depois de ser sinterizada do que no estado verde e também custará até 20 vezes mais com o desgaste de ferramenta, por isso quanto mais perto das especificações finais ficar a peça verde ou parcialmente sinterizada, menos tempo será gasto com posteriores operações de usinagem e também menos ferramentas serão consumidas. O objetivo de todas as operações de usinagem a verde é produzir um componente o mais perto possível do formato final antes da sinterização plena. É muito mais fácil usinar uma cerâmica no estado verde do que uma depois de sinterizada, porque a peça se torna muito dura após a sinterização (Larson,1991; Richerson, 198-).

Peças impossíveis de serem moldadas pelos métodos tradicionais, ou peças que devem sofrer uma usinagem posterior devido a defeitos geométricos decorrentes dos processos de moldagem ou ainda peças cuja fabricação do molde é economicamente inviável visto à pequena quantidade de peças, encontram na usinagem a verde a melhor e mais barata solução para a sua fabricação. Dentre as vantagens obtidas com a usinagem a verde, podemos citar como principais a economia e a flexibilidade do processo (König & Wagemann, 1993; Larson, 1991; Sheppard, 1992).

König e Wagemann (1993) afirmam que as ferramentas e as máquinas-ferramentas não estão suficientemente adaptadas para as características exigidas pela usinagem a verde. Isto se deve ao fato que o processo de usinagem a verde ainda não ser plenamente entendido. O processo de dar forma a uma peça cerâmica pode ganhar muito, tanto em termos de economia como em termos de flexibilidade, quando o processo de usinagem a verde for plenamente entendido e viabilizado. Além disso, o principal potencial tecnológico disponível para futuros melhoramentos no campo da usinagem a verde está no desenvolvimento de métodos de usinagem mais inovadores.

4. Processo de Corte Utilizando Fios Diamantados

Para a usinagem de corpos de prova de cerâmica avançada no Laboratório de Mecânica de Precisão foi desenvolvido um equipamento de corte com fio diamantado com movimento alternante (Máquina Beta). Já a alguns anos está disponível na Europa um processo de corte com fios diamantados para o corte de materiais cerâmicos, mas somente utilizando fio contínuo de corte unidirecional ou com inversão intermitente. Não se tem conhecimento da existência de outro equipamento similar à Máquina Beta.

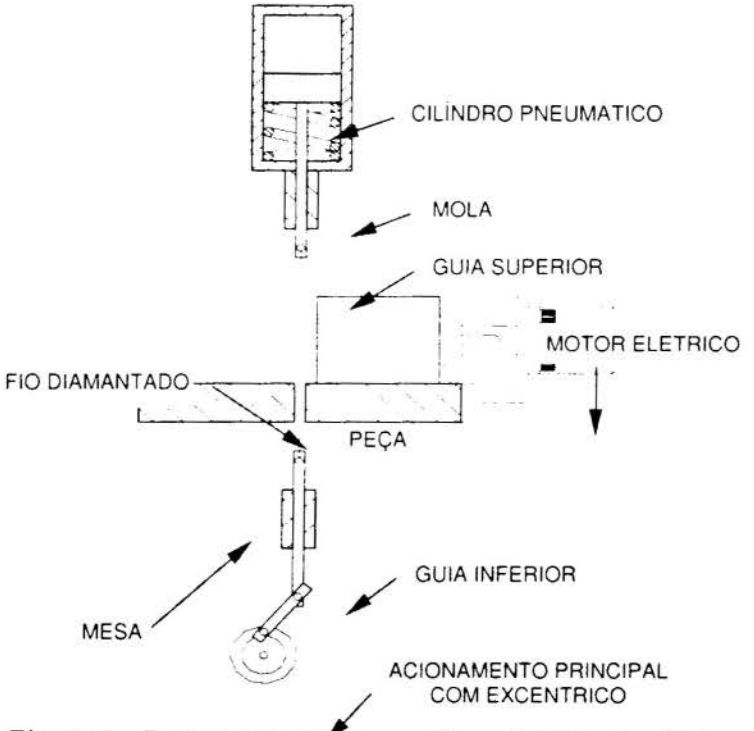


Figura 1 - Representação esquemática da Máquina Beta.

A implementação do processo com movimento alternante foi realizada através da adaptação de uma serra tico-tico, anteriormente utilizada para o corte de madeira. O corte

alternante apresenta como vantagens o uso de fios com cerca de 200 mm de comprimento e dispensa equipamentos de bobinamento e tensionamento do fio. Este movimento alternante é obtido pela transformação do movimento rotativo de um excêntrico, em movimento linear através de uma biela, conforme mostra o esquema apresentado na figura 1. Devido à alta abrasividade do pó cerâmico resultante do processo de usinagem, fez-se necessária a adaptação de uma proteção para o acionamento e para as guias do sistema de movimentação do fio. O avanço é realizado por meio de um motor elétrico de corrente continua, que permite um controle da velocidade de avanço. Juntamente com o sistema de avanço foram implementados um sistema de guias para fixação/movimentação das peças. A velocidade de corte depende das caracteristicas do material, como por exemplo dureza, densidade, composição, etc, e também da altura da peça e da forma a ser cortada. A velocidade de corte é definida em função da freqüência e da amplitude de oscilação do cabeçote da máquina. Para permitir uma variação continua da velocidade de corte, foi adaptado à máquina um variador de freqüência para a regulagem das rotações do motor principal.

O processo de corte com fio diamantado com movimento alternativo é um processo de corte com ferramenta de geometria não-definida. Este processo se presta tanto para o corte de materiais dúcteis como também para materiais frágeis. No corte de materiais dúcteis os mecanismos de formação de cavaco podem ser comparados aos mecanismos típicos do processo de brunimento. Nos materiais duro-frágeis, o mecanismo é distinto pois não temos nenhuma parcela de deformação plástica. Neste trabalho será abordado apenas o corte de materiais cerâmicos pré-sinterizados que apresentam uma característica peculiar em sua estrutura. Nenhum mecanismo de formação de cavaco conhecido da literatura se enquadra para explicar a usinagem deste material com fio diamantado. O mecanismo dominante de remoção de material é o arrancamento de grãos isolados ou de grupos de grãos. A ferramenta de corte, no caso o fio diamantado, aplica uma força de corte sobre um grão da peça. Este grão é arrancado da superfície da peça e neste arrancamento aplica uma força sobre o grão inferior que ajuda este a também ser arrancado da peça e assim sucessivamente.

5. Ensaios Realizados

Os ensaios foram realizados em duas etapas. Na primeira etapa, feita com avanço manual, avaliou-se a viabilidade do processo e qual seria a ferramenta e o material cerâmico, dos disponíveis, mais adequados ao desenvolvimento deste trabalho. Na segunda etapa, na qual o avanço foi realizado através de um motor elétrico, procurou-se determinar informações mais precisas sobre o processo utilizando para isto somente a ferramenta e o material cerâmico escolhidos na primeira etapa.

A ferramenta se constitui de um fio de aço muito duro revestido com grãos de diamante ligados por uma camada de níquel obtida por deposição galvânica. Foram testados 3 fios diamantados com diâmetros diferentes: 0,5 mm, 0,7 mm e 1,1 mm. O objetivo desta etapa foi o de averiguar os limites do processo e adquirir sensibilidade com relação aos potenciais do processo. Os resultados desta etapa servem para dimensionar tanto o sistema de corte como também o sistema de avanço. Além disto, nesta etapa foram otimizados o sistema de fixação dos fios e o sistema pneumático de tracionamento da ferramenta. A ferramenta com diâmetro de 0,5 mm revestida com grãos de diamante D46 apresentou alguns problemas, tais como: taxa de corte muito pequena, deflexão do fio e também perda de grãos de diamante no revestimento após poucos minutos de corte (conseqüência da fina camada de níquel do revestimento), e por isso foi descartada. O fio de 0,7 mm de diâmetro revestido com diamante D126 apresentou um resultado mais favorável em relação ao arrancamento de grãos do que o de 0,5 mm de diâmetro,mas a deflexão do fio para forças de avanço pequenas já foi

substancial o que provocou também o seu descarte. Dentre as ferramentas testadas, a que mais se adequou ao processo foi o fio diamantado com 1,1 mm de diâmetro revestido com diamante D126, pois apresentou os menores problemas com relação ao desgaste e à deflexão do fio.

Nesta etapa de ensaios foi utilizada como matéria-prima uma cerâmica refratária de alta alumina cuja formulação e análises química e física é mostrada nas tabelas 1 e 2, nos estados verde e pré-sinterizada às temperaturas de 1100 e 1325 ^{0}C, sendo que a temperatura final de sinterização desta cerâmica é de 1637 ^{0}C. Na cerâmica verde devido aos aditivos orgânicos ligantes, verificou-se um problema de empastamento dos fios, que teve como conseqüências uma diminuição da capacidade de corte, um aumento da força de corte e uma deflexão excessiva do fio. Como em cerca de 200 ^{0}C os aditivos de ligação volatilizam, em torno de 1100 ^{0}C a resistência da cerâmica avançada é suficientemente elevada para permitir um manuseio, e o corte com fio diamantado é possível e apresenta um bom rendimento, tanto em termos de taxa de remoçao como também em termos de desgaste de fio. Para a temperatura de pré-sinterização de 1325 ^{0}C, a resistência da cerâmica aumenta, o rendimento do corte é consideravelmente menor do que para o caso dos componentes pré-sinterizados a 1100 ^{0}C, a taxa de corte é pequena e o desgaste por arrancamento dos grãos de diamante é muito grande.

Tabela 1: Formulação utilizada na produção de alta alumina.

Nome da Matéria Prima	Percentual (%)	Tipo
Alumina	90	ADITIVOS DE SINTERIZAÇÃO
Óxido de Magnésio	2	
Caulim	4	
Carbonato de Cálcio	4	
Álcool Polivinilico	1,5	ADITIVOS ORGÂNICOS (Sobrecarga)
Polietileno Glicol	0,7	
Anti-espumante	0,05	

Tabela 2: Análise química e física da alumina ALCOA APC 3017.

ANÁLISE QUÍMICA	
Al_2O_3 (%)	99,6
SiO_2 (%)	0,03
Fe_2O_3 (%)	0,03
Na_2O (%) (total)	0,17

ANÁLISE FÍSICA	
Dens. solta (g/cm^3)	0,9
Área superficial (m^2/g)	0,8
Tamanho Particulas:	
D100 (μm)	422
D90 (μm)	145,5
D50 (μm)	95,17
D10 (μm)	41,61

A conclusão da primeira etapa de ensaios foi que a viabilidade técnica do corte com fio diamantado com movimento alternante se mostrou realizável apenas para para a combinação do fio com diâmetro de 1,1 mm com a cerâmica pré-sinterizada a 1100 ^{0}C.

Para comprovar a viabilidade técnica bem como avaliar o efeito do corte sobre a cerâmica, foram recortadas várias peças com os mais diversos formatos e posteriormente sinterizadas a 1637 ^{0}C. A figura 2 mostra alguns exemplos de peçs usinadas manualmente

pelo processo de usinagem com fio diamantado com movimento alternante obtidas na Máquina Beta.

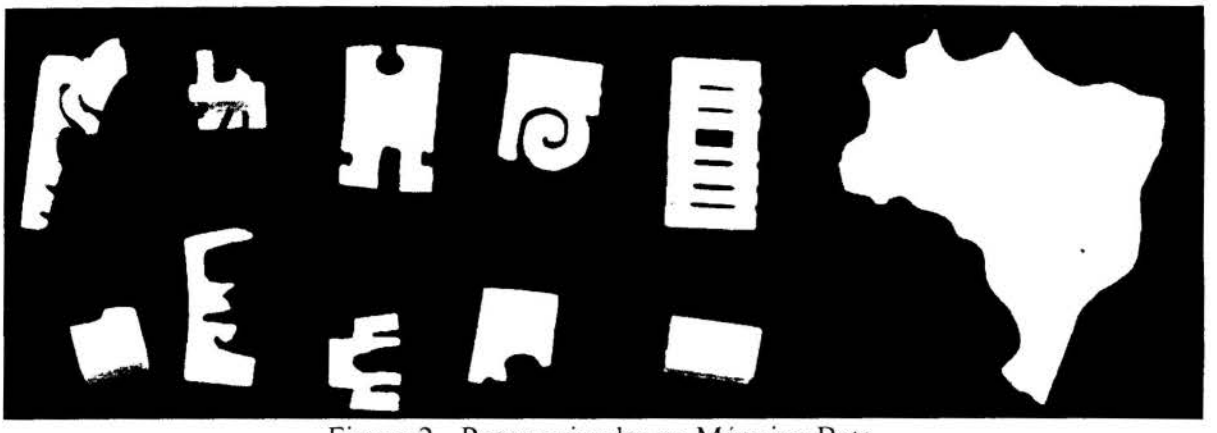


Figura 2 - Peças usinadas na Máquina Beta.

Para a segunda etapa deste trabalho, a Máquina Beta foi equipada com um sistema se avanço motorizado que permite variar a velocidade de avanço linear de 0,2 a 0,984 m/min. Para o curso de 32 mm do cabeçote da máquina e freqüências de corte de 500 a 800 min^{-1} a velocidade de corte máxima varia entre 0,84 a 1,33 m/s, para freqüências de corte mais elevada a máquina se mostrou instável.

Os corpos de prova empregados nos ensaios finais foram obtidos a partir de tijolos de alumina pré-sinterizados à temperatura de 1100 ^{0}C. Por corte manual estes foram segmentados em componentes de 10, 20 e 30 mm de espessura. As dimensões de base dos corpos de prova era de 50x65 mm^2. Para os ensaios os corpos de prova eram colados com resina em um suporte metálico, o qual podia ser adequadamente aparafusado no dispositivo de avanço da Máquina Beta.

Um ensaio de corte consta de uma seqüência de cortes realizados com o fio diamantado com movimento alternante em um corpo de prova com uma altura e uma velocidade de avanço pré-estabelecidas. O percurso de corte em cada ensaio soma sempre 40 mm. A largura da fatia cortada é sempre de 4 mm. A largura da fenda de corte é estabelecida pelo fio diamantado empregado e as folgas do sistema se situam em torno de 1,5 mm. A taxa de corte é definida como sendo o produto da velocidade de avanço pela altura do componente cortado. Como limites para o processo foram estabelecidas a deflexão do fio, empastamento crescente do fio, bem como vibrações excessivas da peça. A qualidade da superfície cortada também foi considerada.

As velocidades de corte do movimento alternante de 0,983 e 1,122 m/s, se referem à velocidade máxima de deslocamento linear do fio diamantado para o curso de 32 mm e foram obtidas com freqüências de 60 e 70 Hz no variador de freqüências, respectivamente. A velocidade de avanço pode ser variada pela tensão da fonte do motor de corrente contínua do sistema de avanço (Micromotor Bosch AXF 24V 0,16W). As tensões utilizadas nos ensaios foram as de 10 e 20 V que correspondem, respectivamente, a velocidades de avanço de 0,365 e 0,782 m/min.

Foram analisadas 3 alturas diferentes de corpos de prova: 30, 20 e 10 mm. Os corpos de prova com altura de 30 mm (limite técnico para o comprimento do fio empregado), demonstraram-se inadequados para o sistema desenvolvido e por isso os resultados obtidos nos ensaios realizados com estes corpos de prova foram descartados.

O número de ensaios realizados nas fase conclusiva deste trabalho foi definido através de um experimento estatístico 2^k e analisado tendo por base o teste F. Estabeleceu-se níveis de

6. CONCLUSÕES

O objetivo deste trabalho foi o de determinar taxas de corte factíveis para o processo de corte de cerâmica pré-sinterizada com fio diamantado com movimento alternante. O processo mostrou ser tecnicamente viável para a faixa de parâmetros ensaiados pois a análise de componentes de materiais cerâmicos recortados pelo processo e sinterizados, não introduziu defeitos nos corpos de prova que provocassem o trincamento das peças na etapa final do processo de sinterização.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

FERBER, M. K.; TENNERY, V. J.. Structural Applications for Technical, Engineering, and Advanced Ceramics - Introduction. In: *Engineered Materials Handbook*, v. 4 : Ceramics and Glasses, 1991.

KÖNIG, W.; WAGEMANN, A.. Machining of Ceramic Components: Process-Technological Potentials. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON MACHINING OF ADVANCED MATERIALS. *Proceedings...* Gaithersburg, MD : National Institut of Standars and Technology (NIST), jun. 1993.

LARSON, D.. Green Machining. In: *Engineered Materials Handbook*, v. 4 : Ceramics and Glasses, 1991.

REED, J. S.. *Principles of Ceramics Processing*. 2. ed.. A. Wiley - Interscience Publication, John Wiley & Sons Inc., 1995.

RICHERSON, D. W.. *Modern Ceramic Engineering - Properties, Processing, and Use in Design*. New York and Basel : Marcel Dekker Inc., 198-.

SHEPPARD, L. M.. The Challenges of Ceramic Machining. *American Ceramic Society Bulletin*, v. 71, n. 11, nov. 1992.

WARNECKE, G.; HOLLSTEIN, T.; KÖNIG, W.; SPUR, G.; TÖNSHOFF, H. K.. *Schleifen von Hochleistungskeramik - Werkstoff / Anwendung / Bearbeitung / Qualität*. Rheinland : Verlag TÜV, 1994.

pontuação para o processo. Uma deflexão pequena ou inexistente foi considerado um resultado bom (nível 2), já uma deflexão superior à 2 mm foi considerado ruim (nível 1). Um empastamento crescente do fio ao longo do uso foi considerado ruim (nível 1), ao passo que um empastamento pequeno foi considerado bom (nível 2). Vibrações na peça (provocadas pelo travamento do fio na fenda de corte) foram consideradas ruins (nível 1), e o corte livre tanto no movimento descendente como ascendente foi considerado bom (nível 2). A qualidade do corte foi considerada boa (nível 2) quando não se observavam marcas de avanço no componente e ruim (nível 1) quando estas se apresentavam a olho nu. Quando mais de uma característica era observada, os níveis eram multiplicados, desta forma um resultado 16 era excelente ao passo que 1 era péssimo. Os resultados dos ensaios estão resumidos na tabela 3, na seguinte ordem: análise das deflexões, análise do empastamento, análise das vibrações, análise da qualidade de corte a olho nu e resultado final.

Tabela 9: Resultados obtidos nos ensaios.

	DADOS	corpo de prova nº 1	corpo de prova nº 2	corpo de prova nº3
1	Altura = 10 mm Vel. corte = 0,963 m/s Vel.avanço = 0,365 m/min Taxa corte = 60,8 mm^2/s	2x2x2x2=16	2x2x2x1=8	2x2x2x2=16
2	Altura = 20 mm Vel. corte = 0,963 m/s Vel.avanço = 0,365 m/min Taxa corte = 121,7 mm^2/s	2x1x2x1=4	2x2x2x1=8	2x2x2x1=8
3	Altura = 10 mm Vel. corte = 1,122 m/s Vel.avanço = 0,365 m/min Taxa corte = 60,8 mm^2/s	2x2x1x2=8	2x2x2x2=16	2x2x2x2=16
4	Altura = 20 mm Vel. corte = 1,122 m/s Vel.avanço = 0,365 m/min Taxa corte = 121,7 mm^2/s	1x1x2x2=4	1x1x2x2=4	2x1x2x1=4
5	Altura = 10 mm Vel. corte = 0,963 m/s Vel.avanço = 0,782 m/min Taxa corte = 130,3 mm^2/s	2x1x2x1=4	2x1x2x1=4	2x2x2x2=16
6	Altura = 20 mm Vel. corte = 0,963 m/s Vel.avanço = 0,782 m/min Taxa corte = 260,7 mm^2/s	2x1x2x1=4	2x1x2x1=4	2x1x2x1=4
7	Altura = 10 mm Vel. corte = 1,122 m/s Vel.avanço = 0,782 m/min Taxa corte = 130,3 mm^2/s	2x2x2x2=16	2x1x2x1=4	2x1x2x1=4
8	Altura = 20 mm Vel. corte = 1,122 m/s Vel.avanço = 0,782 m/min Taxa corte = 260,7 mm^2/s	2x1x2x1=4	2x1x2x1=4	2x1x2x1=4

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1090

BROCAS HELICOIDAIS: INFLUÊNCIA DOS ERROS DE AFIAÇÃO NA QUALIDADE DOS FUROS / *TWIST DRILL: INFLUENCE OF THE INCORRECT SHARPENING ON THE HOLES QUALITY*

CLEITON RODRIGUES TEIXEIRA
Departamento de Materiais e Construção - Fundação Universidade do Rio Grande – Caixa Postal 474
CEP 96201-900 – Rio Grande – RS – E-mail: dmccrt@super.furg.br
WALTER LINDOLFO WEINGAERTNER
Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina – Caixa Postal 476
CEP 88010-970 – Florianópolis – SC – E-mail: walter@emc.ufsc.br

Abstract

Due to their complex geometry and elevated level of difficulty to obtain symmetry of the drill (point angle, clearance angle, relief angle and chisel edge angle), twist drills often present geometric errors derived from the sharpenning operations. This geometric errors affect directly the drill performance during cutting. This work identifies the main errors and develop studies of their influence on the drilling operation.

Palavras chave

Furação, Brocas helicoidais, Erros geométricos, Geometria, Qualidade dos furos / Drilling, Twist drills, Geometric errors, Geometry, Holes quality.

1. INTRODUÇÃO

A operação de furação com brocas helicoidais ocupa uma parcela significativa das operações de usinagem dentro dos processos de fabricação industrial. Por esta razão fica plenamente justificado o desenvolvimento de estudos com o objetivo de atingir melhoramentos tecnológicos e econômicos nesta operação. Neste sentido, aproveitando uma lacuna existente na literatura, este trabalho procura salientar a importância dos cuidados necessários com as afiações das brocas helicoidais. Para tal, apresenta os tipos de imperfeições geométricas mais freqüentes gerados nas afiações das brocas em chão de fábrica e as suas conseqüências na qualidade dos furos produzidos (ASM International, 1989 e König & Weingaertner, 1990).

Através da análise dos resultados obtidos na experimentação de brocas com erros propositadamente produzidos, pode-se verificar claramente os benefícios técnicos e econômicos que advém de adotar-se certos cuidados durante estas afiações.

2. BROCAS HELICOIDAIS

Com o objetivo de facilitar o entendimento ao longo do trabalho, vale reforçar alguns conhecimentos básicos (norma ABNT NBR 6176).

2.1 Nomenclatura

A parte cortante do gume de uma broca helicoidal pode ser analisada de forma análoga a uma ferramenta simples de corte. Na parte cortante ocorre a separação do material da peça (formação do cavaco). Os dois gumes, vistos de frente, são paralelos entre si e vistos de lado formam entre si o ângulo de ponta, cujo valor depende do material a ser furado e das condições de trabalho. O gume transversal situa-se na ponta da broca e liga geometricamente os gumes cortantes. Seu comprimento depende do diâmetro da alma (núcleo) da broca. Este gume corta em péssimas condições, uma vez que no centro a velocidade de corte é reduzida a zero, ocorrendo apenas um escoamento do material. A forma e o comprimento do gume transversal determinam o comportamento de centragem e as forças de avanço da broca. As guias proporcionam um apoio lateral à broca, responsável por direcioná-la no furo. Os canais helicoidais são responsáveis pela formação da cunha da ferramenta de corte e pela retirada dos cavacos de dentro do furo. Na quina de corte tem-se a transição do gume principal para a guia (gume secundário de corte), neste ponto tem-se as mais altas velocidades de corte e é onde ocorrem as maiores solicitações térmicas e mecânicas, (König & Weingaertner, 1990 e Stemmer, 1992).

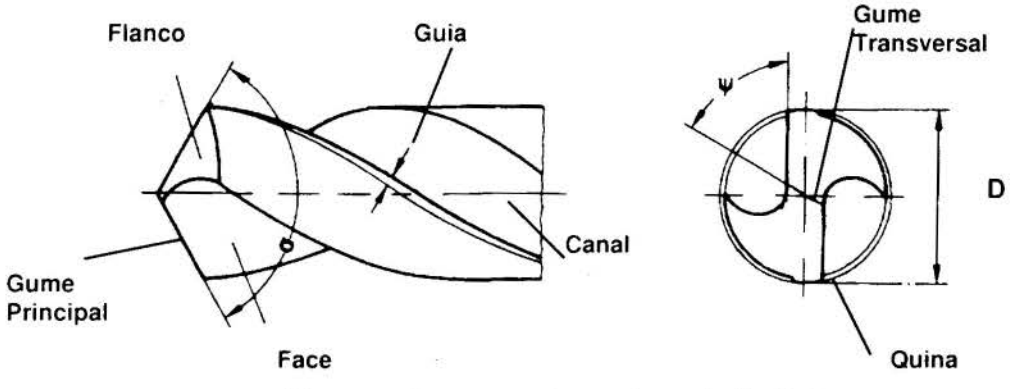


Figura 1 : Elementos de uma broca helicoidal

2.2 Ângulos de Corte

As brocas helicoidais para que possam realizar o trabalho de corte de forma eficiente, devem possuir uma geometria apropriada a cada tipo de trabalho. Para isto, classificam-se alguns ângulos de grande importância (mostrados na figura 2), tais como: (König & Weingaertner, 1990 e Stemmer, 1992)

Ângulo de hélice (δ) - é o ângulo do helicóide formado pelas guias da broca em relação ao eixo de rotação.

Ângulo de saída (γ) - é o ângulo responsável pelo corte do material, e o seu valor define a estabilidade da cunha de corte. Este ângulo é definido em cada ponto do gume pelo

ângulo formado entre a linha perpendicular ao gume e tangênte a superfície de saída e o eixo de rotação da broca.

Ângulo de ponta (σ) - é o ângulo formado entre as partes cortantes do gume principal que devem estar simetricamente posicionados em relação ao eixo da broca. Este ângulo é responsável pela espessura do cavaco formado na usinagem, e ainda afeta as formas das partes cortantes do gume principal(reto, côncavo ou convexo).

Ângulo de incidência (α) - o ângulo de incidência é gerado por uma afiação adequada e obtido pelo rebaixamento da superfície de incidência, evitando o esmagamento do material pelo flanco da broca. Este ângulo é definido em cada ponto do gume pelo ângulo formado entre a linha perpendicular ao gume e tengênte a superfície de incidência e um plano perpendicular ao eixo de rotação da broca

Ângulo do gume transversal (ψ) - é o ângulo formado entre os gumes cortantes e o gume transversal.

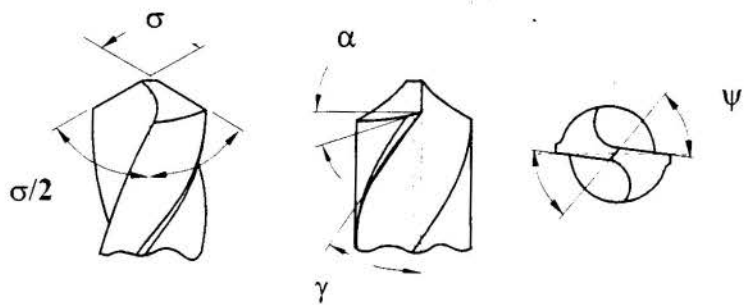


Figura 2 : Ângulos na ponta da broca helicoidal

3. METODOLOGIA

Inicialmente foi realizado um levantamento para a identificação dos tipos de erros produzidos nas afiações e reafiações das brocas helicoidais, permitindo desta forma direcionar o estudo para os tipos de erros mais encontrados em chão de fábrica. Posteriormente à identificação e seleção dos erros, estes foram cuidadosamente reproduzidos individualmente em um lote de brocas. Cada uma das brocas foi sistematicamente ensaiada em um determinado material (liga de alumínio), permitindo assim verificar a influência destes erros sobre a furação. A análise do comportamento das brocas com erros foi feita de forma comparativa com brocas com afiação normal segundo a norma ABNT NBR 7438 (DIN338). Desta forma pode ser verificada as influências provocadas por cada tipo de imperfeição geométrica produzida intencionalmente em cada broca.

3.1 Identificação dos erros geométricos

Para a determinação dos tipos de desvios a serem estudados, foi realizado um criterioso levantamento dos tipos de imperfeições geométricas usualmente encontradas nas brocas helicoidais. Para tal, foi formado um lote de brocas com diferentes procedências, de modo a reduzir a tendência a particularização no estudo. Nesta composição foi incorporada brocas novas e brocas reafiadas (manualmente e mecanicamente).

A composição do lote é mostrado na tabela 1. Cada uma das brocas foi integralmente inspecionada segundo a norma ABNT NBR 7479, sendo registrada todas as imperfeições

(assimetrias) geométricas, independentemente do tipo de afiação existente na broca (formato da ponta). Para esta operação foi utilizado um medidor de brocas Guhring modelo PG-100.

Tabela 1: Constituição do lote de brocas para levantamento dos erros

Brocas	Origem	Quantidades	% Participação
Novas	Fabricante 1	8	8,6
	Fabricante 2	5	5,4
	Fabricante 3	5	5,4
	Fabricante 4	8 total = 26	8,6 total = 72.0%
Reafiadas	Usuário 1	38	40,9
	Usuário 2	9	9,7
	Usuário 3	10	10,7
	Usuário 4	10 total = 67	10,7 total = 28,0%

3.2 Seleção dos erros para o estudo

Neste trabalho foi considerado como erro de afiação todas as assimetrias detectadas na geometria de cada broca inspecionada, isto é, as diferenças percebidas entre as duas cunhas de corte em cada uma das brocas. Estas diferenças foram consideradas como erros, quando seus valores ultrapassaram os valores normalizados. Para a seleção dos erros foi arbitrado um limite mínimo de freqüência de ocorrência dentro do lote analisado de 50 %, o qual determinou quais as imperfeições a serem estudadas. Utilizando este critério foram eleitos os seguintes erros:

Erro 1 - Diferença no ângulo de ponta - **DAP**
Erro 2 - Diferença nos ângulos do gume transversal - **AGT**
Erro 3 - Excentricidade do gume transversal - **EGT**
Erro 4 - Diferença no ângulo de incidência - **DAI**
Erro 5 - Diferença no ângulo de saida - **DAS**
Erro 6 - Forma da guia, chanfro e raio - **FDG**
Erro 7 - Forma da quina, chanfro e raio – **FDQ**

Os erros acima relacionados podem melhor ser identificados na figura 3.

Para cada um dos erros selecionados, foram arbitrados três intensidades de ocorrência, de forma a ter-se uma "*fraca intensidade*" (duas vezes o limite normalizado), uma "*moderada intensidade*" (duas vezes o valor da fraca), e uma "*forte intensidade*" (duas vezes o valor da moderada) para cada assimetria. Cada um destes erros foram reproduzido em brocas distintas. A reprodução dos erros foi realizada em brocas novas com afiação normal segundo a norma ABNT NBR 7438, sendo o valor de cada erro reproduzido em apenas uma das cunhas de corte, facilitando significativamente esta difícil tarefa. O valor das intensidades empregadas neste trabalho são mostradas na tabela 2.

Tabela 2 : Valores dos erros reproduzidos nas brocas para ensaios

Tipo de erro	Intensidade		
	Fraca	Moderada	Forte
1	+2°	+4°	+8°
2	+2°	+4°	+8°
3	+2°	+4°	+8°
4	+2°	+4°	+8°
5	-2°	-4°	-8°
6c	0,1mm	0,2mm	0,4mm
6r	0,2mm	0,4mm	0,8mm
7c	0,1mm	0,2mm	0,4mm

7r	0,2mm	0,4mm	0,8mm

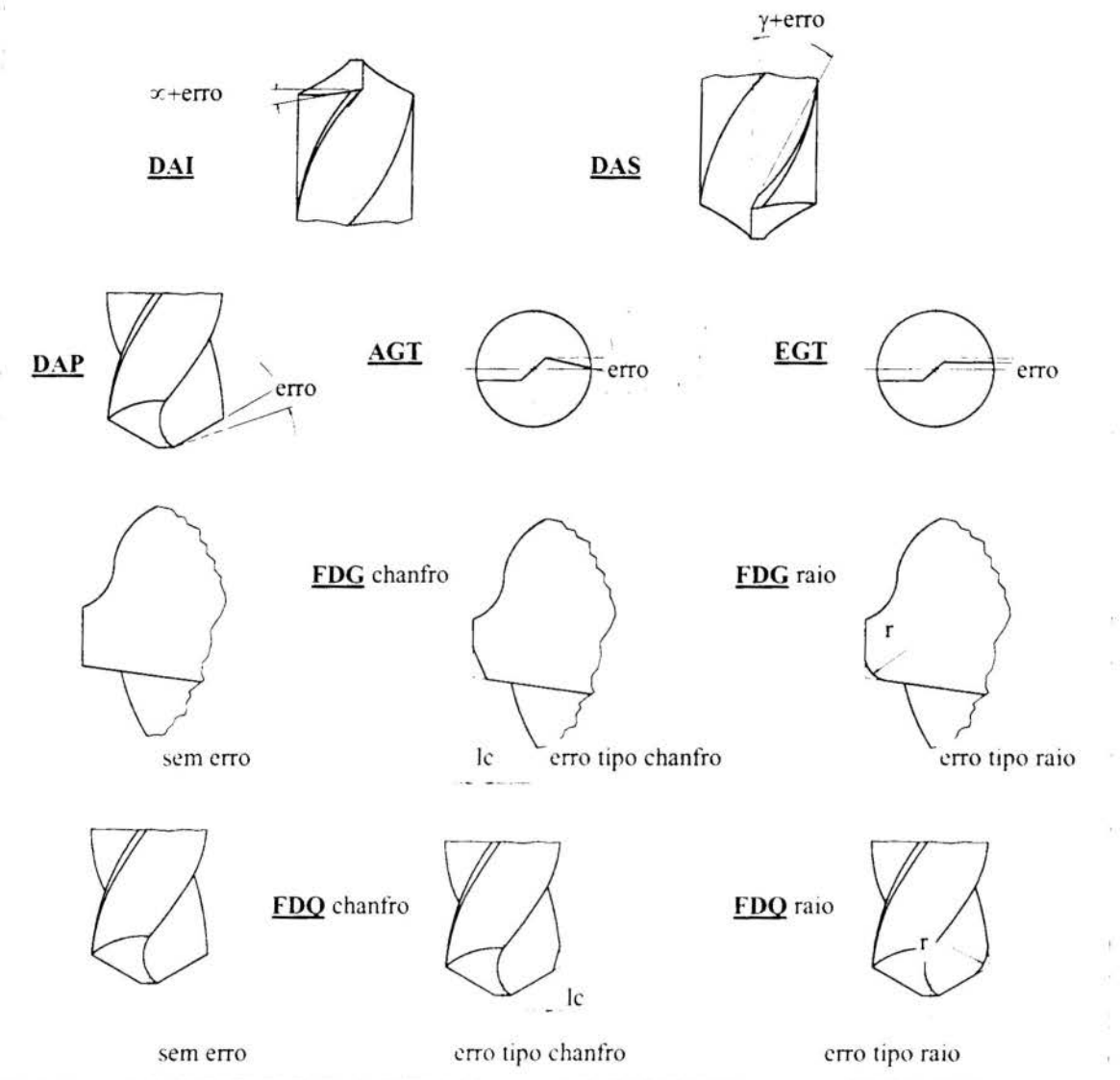


Figura 3 : Tipos de erros produzidos nas ferramentas

3.3 Fase experimental

Nesta etapa as brocas são colocadas em regime de trabalho, de modo a possibilitar a avaliação dos efeitos produzidos na furação por cada um dos tipos de erro selecionado. Para garantir uma boa confiabilidade e evitar que o fator desgaste afete os resultados foi realizado três replicações em cada ensaio. O valor de cada grandeza avaliada é considerada a média dos resultados dos três ensaios em iguais condições.

Ferramentas para os ensaios - foram empregadas brocas helicoidais de aço rápido (ferramentas de mercado), haste cilíndrica, com afiação normal (tipo N) e de corte a direita. O diâmetro escolhido foi de 10mm, por razões técnicas e econômicas. Com o objetivo de avaliar a influência conjunta com a forma do gume foi utilizado três valores para o ângulo de ponta 106, 118 e 130 graus. Deste modo, a reprodução de cada tipo de erro foi igualmente efetuada

em cada um dos três grupos: com gumes retos (118°), com gumes convexos (106°) e com gume côncavos (130°).

Material usinado - Os ensaios foram realizados em uma liga de alumínio, 2011-T3 extrudada segundo a classificação da Aluminum Association, tendo como composição básica 5,5% Cu, 0,5% Pb e 0,5% Bi. Os valores médios das principais características mecânicas são: limite de resistência à tração 342 MPa, limite de escoamento 271 MPa, dureza 95 HB e o alongamento (em 50,0 mm) de 14 %, (Weingaertner & Schroeter, 1990).

Parâmetros de corte - utilizou-se os valores recomendados para o par ferramenta/ peça (Teixeira, 1995), considerando a usinagem com emulsão (maxlub-SO EP, 1:20), avanço 0,125 mm/rot e velocidade de corte de 70,3 m/min (2240 rpm).

Características da operação - empregou-se a operação usualmente desenvolvida por brocas helicoidais, furação não profunda (25mm), em cheio e sem furo de centro com distância mínima entre furos de 5,0 mm. A máquina ferramenta empregada foi uma furadeira de coordenadas WMW modèlo BKoE 315x500.

Grandezas medidas em cada operação - de modo a permitir uma completa avaliação das influências dos erros selecionados, mediu-se em cada operação de furação os seguintes parâmetros:

- Força axial na furação (sistema piezoelétrica da Kistler)
- Momento torçor na furação (sistema piezoelétrica da Kistler)
- Rugosidade (Ra e Rt) do furo (rugosímetro Perthometer M3A, resolução 0,1 μm)
- Erro de circularidade (Teixeira, 1995)
- Erro de cilindricidade (Teixeira, 1995)
- Diâmetro médio do furo (micrômetro Tesa, 3 pontas, resolução 0,001mm)

4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

A análise dos resultados obtidos com as brocas portadoras de erros foi realizada de forma comparativa aos resultados produzidos por brocas integras com geometria e tolerâncias dentro da norma ABNT NBR 6167. Também considerou-se os valores médios obtidos em cada grandeza e as respectivas faixas de dispersão desta grandeza. Cada grandeza foi analisada individualmente, isto é, foram avaliadas isoladamente as influências de cada tipo de erro em cada uma das grandezas.

Para a interpretação dos resultados obtidos na experimentação foi empregado o método estatístico de análise da variância (ANOVA). Através deste método é possível, com boa confiabilidade, determinar as reais influências dos erros em cada uma das grandezas de saída. A conveniente escolha dos fatores permitiu, de forma qualitativa, obter os resultados sintetizados na tabela 3. Como o volume de dados foi bastante grande esta forma de apresentação facilita significativamente a visualização integral do conjunto de resultados.

Tabela 3: Síntese dos resultados obtidos na análise comparativa

GRANDEZA \ ERRO	1.DAP	2.AGT	3.EGT	4.DAI	5.DAS	6. FDG		7. FQD	
						chanfro	raio	chanfro	raio
Diâmetro	◓ ↑	○ ↑	● ↑	○ ↑	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
Rugosidade	⊙	⊙	○ ↑	↑	⊙	⊙	○ ⊙	○ ⊙	○ ⊙
Desvio de Circularidade	● ⊙	○ ↑	● ⊙	○ ↑	○ ⊙	● ⊙	● ⊙	● ⊙	● ⊙
Desvio de Cilindricidade	↑	○ ↑	○ ↑	○ ↑	○ ⊙	○ ↑	○ ↑	● ⊙	● ⊙
Força Axial	⊗	⊗	◓ ↑	⊗	⊙	⊗	⊗	⊙	⊙
Momento Torçor	○ ⊙	○ ⊙	○ ⊙	↑	⊙	⊙	○ ↓	◓ ↑	◓ ↑

Legenda

Simbol.	Significado		
●	Elevada influência	↑	Aumento proporcional ao erro
◓	Média influência	↓	Diminuição proporcional ao erro
○	Baixa influência	⊙	Não foi possivel avaliar
		⊗	Não apresentou alteração

5. CONCLUSÕES

Após uma observação cautelosa na síntese dos resultados apresentado na tabela 3, podemos concluir:

- que é extremamente difícil produzir brocas helicoidais com uma perfeita simetria, e os resultados obtidos comprovam a necessidade de manter uma boa qualidade e/ou bom controle nas afiações e reafiações das brocas helicoidais,
- apesar de não ser exigido uma qualidade extrema na operação de furação com broca helicoidal, pode ser verificado que os erros do tipo AGT, EGT e DAI na geometria da broca produzem uma maior perturbação na operação de usinagem,
- que a influência dos erros matém seu comportamento independentemente da forma do gume de corte (côncavo, reto ou convexo),
- para a determinação de valores limites aceitáveis para os erros é necessário uma quantificação das influências destes erros na furação, isto é, quantificar a correlação existente entre cada erro e sua respectiva influência na usinagem.

6. AGRADECIMENTOS

A Gühring do Brasil Ferramentas Ltda. por ter reproduzido nas ferramentas os erros previamente estabelecidos, e a CAPES pelo financiamento da pesquisa.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASM International, *Metals Handbook: Machining*, v 16, Ohio, USA, 1989.

König, W. & Weingaertner, W.L., *Tornear, Fresar e Furar*, traduzido e adaptado do Fertigungsverfahren: Drehen, Fräsen, Bohren, Fpolis, UFSC, 1990.

Weingaertner, L.W. & Schroeter, R.B., *Tecnologia de Usinagem do Alumínio e Suas Ligas*, ALCAN Alumínio do Brasil S.A., 1990.

Stemmer, C.E., *Ferramentas de Corte II*, Ed. da UFSC, Fpolis, 1992.

Teixeira, C.R., *Influência dos Erros Geométricos de Afiação nas brocas Helicoidais de Aço Rápido na Qualidade dos Furos produzidos*, Fpolis, UFSC, 1995.

Teixeira, C.R., Macedo, S.E.M. & Weingaertner, W.L., *Método Alternativo para Comparação de desvios de Circularidade e Cilindricidade em Furos Cilíndricos*, Anais do XIII COBEM, Belo Horizonte, 1995.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB115

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE USINAGEM DE COMPÓSITO PRFC E USINAGEM CONVENCIONAL DOS METAIS / *COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN CFRP COMPOSITE MACHINING AND METALS CONVENTIONAL MACHINING*

JOÃO R. FERREIRA[1], NIVALDO L. COPPINI[2], & GILBERTO W. A. MIRANDA[3] & FLAMÍNIO LEVY NETO[4]

[1] *Depto. Produção, Escola Federal de Enga. Itajubá-EFEI, Itajubá-MG, E-mail: jorofe@fem.unicamp.br*
[2] *Depto. Enga. Fabricação, UNICAMP/FEM, Campinas-SP, E-mail: coppini@fem.unicamp br*
[3] *Depto. Enga. Mecânica, UNITAU, Taubaté-SP, E-mail: arenas@fem.unicamp.br*
[4] *Depto. de Enga. Mecânica (FT-ENM), UnB, Brasilia-DF, E-mail: levy@enm.unb.br*

Abstract

In reason of their characteristics the applications of composite materials based on Carbon Fibre Reinforced Plastic (CFRP) growing considerably. So, new manufacturing process and production techniques must be developed to ensure high precision and good surface quality to the components. In function of this manufacturing scenario, is necessary to study the machining process. This work shows practical experiments in turning of carbon fiber reinforced resin to study the performance of different tool materials like ceramics, cemented carbide, cubic boron nitride (CBN), and diamond (PCD). The tests were carried out with cemented carbide tool in various cutting speeds and feeds. For finish operation were used the PCD tools with positive and negative geometry. During the tests were observed tool wear, machining forces, and main engine power. In function results is done a comparative analysis between CFRP composite machinability in relation ABNT 4340 steel. Finally, the work shows that the cutting conditions optimisation is extremely important in the selection of tools and cutting condition to be used during CFRP manufacturing process.

Keywords

CFRP Composite, Machinability, Tools, Roughness, Machining Forces, Cutting Conditions
Compósito PRFC, Usinabilidade, Ferramentas, Forças de Usinagem, Condições de Corte.

1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos o uso de materiais compósitos de plásticos reforçados com fibras de carbono (PRFC) tem crescido de forma substancial, principalmente nas indústrias aeronáuticas, aeroespaciais, automobilísticas, de materiais esportivos, e etc. O aumento de utilização destes materiais se deve à algumas de suas propriedades, tais como: alta resistência e rigidez, baixo peso, boa resistência corrosão, e etc. (Chandrasekharan, *et al.*, 1995). As atividades de pesquisas em compósitos PRFC tem dado maior ênfase em pesquisar propriedades do material relacionadas com o seu projeto mecânico. Entretanto, com esta crescente aplicação torna-se necessário o estudo de técnicas de fabricação que permitam a otimização da sua produção. Um dos processos utilizados na fabricação do compósito PRFC é a usinagem, que tem como objetivo garantir a forma e a qualidade final das peças. No entanto,

este material é de difícil usinabilidade, com comportamento bem diferente da usinagem convencional dos metais (Bhatnagar *et al.*, 1995).

Em razão destes fatos, o trabalho apresenta uma análise comparativa entre a usinagem do compósito PRFC e a usinagem tradicional. A análise será realizada com base em resultados experimentais da usinagem de um compósito de resina fenólica reforçada com fibras de carbono utilizado em tubeira de foguete para lançamento de satélite. Durante os ensaios em operação de torneamento foram observados o comportamento de diversos materiais de ferramentas em várias condições de corte.

Foram monitorados a potência elétrica do motor principal da máquina, o desgaste das ferramentas, e as forças de corte e avanço. Com estes parâmetros faz-se um estudo comparativo da usinabilidade do compósito PRFC e a usinagem de um aço ABNT 4340, levando-se em consideração os tipos de desgastes das ferramentas, o mecanismo de formação do cavaco, as condições de corte, a rugosidade da peça, e as respectivas vidas das ferramentas. Portanto, este trabalho tem por finalidade divulgar resultados obtidos durante a usinagem do compósito PRFC, fornecendo parâmetros no sentido de otimizar o seu processo de fabricação, o que poderá resultar em maior viabilidade de aplicações práticas do referido material.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

2.1 Materiais

O material compósito utilizado nos ensaios foi uma resina fenólica reforçada com fibras de carbono. O compósito foi confeccionado com fibras de carbono picadas (~40 % em massa), impregnadas com resina fenólica (~60 % em massa), e densidade 1,4 - 1,5 g/cm^3. A peça usada como corpo de prova foi uma tubeira de teste do veículo lançador de satélite-VLS, com as seguintes dimensões cilíndricas: externa: ϕ370 x 250 mm, e interna: ϕ300 x 200 mm.

Para fazer uma análise comparativa com a usinabilidade do compósito ensaiou-se também o aço ABNT 4340 laminado, dureza 300 HB, em corpos de prova cilíndricos de dimensão ϕ 50x85 mm.

As ferramentas utilizadas foram: Metal Duro ISO K10 sem cobertura, metal Duro ISO K15 com cobertura ($TiC+Al_2O_3$), metal duro ISO P15 com cobertura ($Ti(C,N)+Al_2O_3+TiN$), cerâmica pura ($Al_2O_3+ZrO_2$), cerâmica mista (Al_2O_3+TiC), nitreto de boro cúbico (CBN), diamante policristalino (PCD). Todas as ferramentas apresentam a mesma geometria ISO SNUN 12 04 08. Além da geometria negativa descrita, o PCD foi testado com geometria positiva com ângulo de saída γ=15°. O porta-ferramenta usado foi o ISO CSRNR 25 40 12.

2.2 Equipamentos e Instrumentos

- Torno CNC de potência 30 CV;
- Dinamômetro de extensômetros elétricos para medida das forças de corte e avanço;
- Microscópio óptico de duas coordenadas, MEV-Microscópio eletrônico de varredura;
- Software LABVIEW para aquisição de sinais, Computador Pentium 133 MHz;
- Rugosímetro portátil Mitutoyo, e Aspirador de pó industrial.

2.3 Condições de Corte

Para verificar o comportamento das diversas ferramentas ensaiou-se o compósito PRFC numa mesma condição de corte: velocidade de corte Vc= 310 m/min, avanço f= 0,12 mm/rot, e profundidade de corte ap= 1 mm. Em seguida estudou-se a evolução do desgaste da

ferramenta de metal duro K10 sem cobertura em função da variação da velocidade de corte, avanço, e profundidade de corte. Em operação de acabamento, experimentou-se o compósito PRFC com duas ferramentas de PCD, com geometria negativa (SNUN 12 04 08) e positiva (ângulo de saída $\gamma = 15°$). A tabela 1 mostra as condições de usinagem utilizadas nos ensaios. E por fim o aço ABNT 4340 foi ensaiado em várias condições de usinagem para possibilitar a realização de uma análise comparativa de usinabilidade com o compósito PRFC.

Tabela 1: Condições de usinagem utilizadas nos ensaios do compósito PRFC.

Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5
Todas Ferramentas	Metal Duro K10	Metal Duro K10	PCD (-)	PCD (+)
Vc= 310 m/min f= 0,12 mm/rot ap= 1 mm	*f= 0,12 mm/rot ap= 1 mm*	*Vc= 225 m/min ap= 1mm*	*Vc= 200 m/min ap= 0,5 mm*	*Vc= 200 m/min ap= 0,5 mm*
Condição Constante	*Vc (m/min) 50; 65; 80; 100; 120;150; 200; 250; 310.*	*f (mm/rot) 0,08; 0,10; 0,15; 0,20; 0,25; 0,30.*	*f (mm/rot) 0,05; 0,10; 0,15; 0,20; 0,25.*	*f (mm/rot) 0,05; 0,10; 0,15; 0,20; 0,25.*

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1. Comportamento das Ferramentas

Os materiais compósitos PRFC são geralmente muito abrasivos quando usinados, principalmente os reforçados com fibras de carbono. O mecanismo de corte dos materiais compósitos difere de outros materiais, como por exemplo do aço ABNT 4340. A estrutura do compósito PRFC é heterogênea e anisotrópica, tendo a composição fibra/resina, a forma e a disposição das fibras grande influência sobre os parâmetros de usinagem. Portanto, a especificação da ferramenta e das condições de corte é de suma importância no processo de usinagem (Hocheng, *et al.*, 1992).

Na figura 1 pode-se observar os resultados de diversos ensaios para verificar o comportamento das ferramentas de corte no torneamento do compósito PRFC. Em geral todas as ferramentas com exceção do diamante apresentaram elevados desgastes para um baixo comprimento/tempo de corte. O CBN apresentou um desempenho intermediário entre as ferramentas de metal duro e o diamante. Devido ao alto custo comparado as outras ferramentas, a sua utilização poderá ser descartada neste processo. O melhor resultado obteve-se com o diamante seguido pela ferramenta de cerâmica pura.

Conforme mostra a figura 2, as ferramentas que sofreram elevados desgastes tiveram um crescimento significativo da força de avanço durante o ensaio. Enquanto que, para a ferramenta de PCD as forças de usinagem permaneceram praticamente constante. Neste tipo de compósito observou-se que os valores da força de avanço são bem superiores aos da força de corte, como também apresenta uma maior taxa de crescimento em relação ao desgaste da ferramenta. Isto mostra que existe uma maior correlação entre a força de avanço e o desgaste da ferramenta. Pois neste caso o cavaco não apresenta deformação plástica seguido de cisalhamento na superfície de saída da ferramenta como na usinagem dos aços.

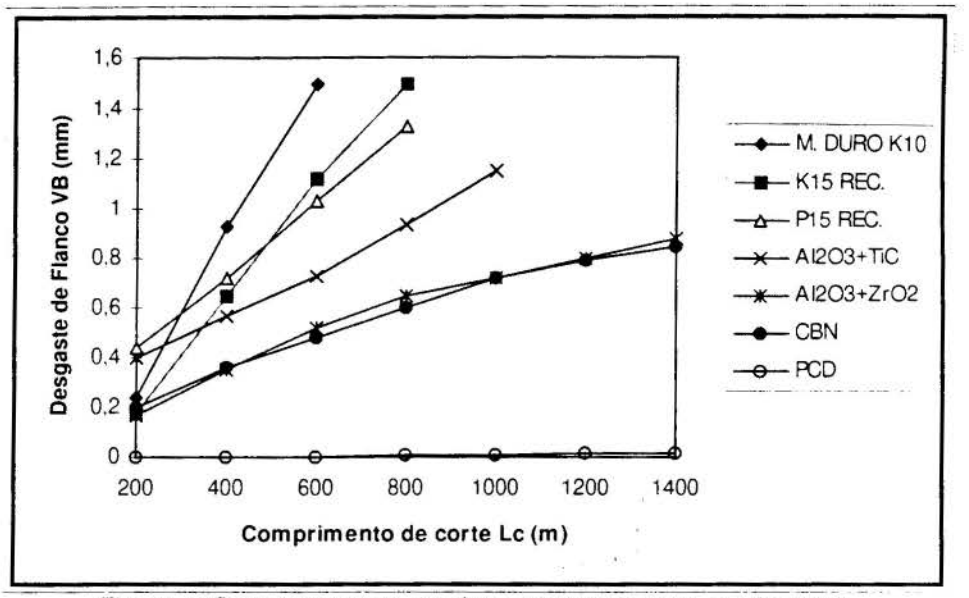


Figura 1: Comportamento das ferramentas durante a usinagem.

O cavaco na usinagem de compósito PRFC é formado com rupturas instantâneas das fibras de carbono e sucessivas trincas e quebras da matriz de resina, tendo como subproduto do processo de corte um pó fino com pedaços de fibras (Krishnamurthy *et al.*, 1992). Em função destes fatos, o compósito não oferece maior resistência na direção de corte e sim na direção de avanço, que é mais influenciada pelo desgaste da ferramenta. Portanto, como o cavaco não desliza na superfície de saída da ferramenta não há formação de desgaste de cratera, ocorrendo neste caso, o desgaste de flanco e de entalhe na superfície de folga da ferramenta (figura 3).

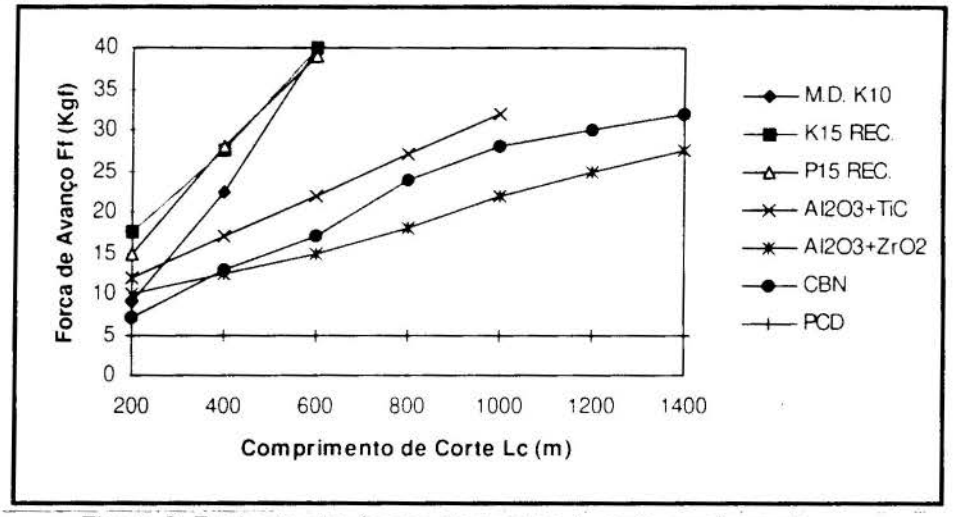


Figura 2: Evolução das forças de avanço durante a usinagem.

O material PRFC é um composto da matriz de resina e um conjunto de fibras com diferentes orientações, o que torna difícil o entendimento do processo de corte devido a posição da fibra estar alterando a todo momento. Assim devido a esta heterogeneidade do material, a ferramenta durante a usinagem sofre uma carga pulsante de alta frequência. Além do que, o material compósito possui uma baixa condutividade térmica, ou seja a maior parte do calor gerado na usinagem deve ser dissipada pela ferramenta, elevando a temperatura na área de corte. A combinação de força pulsante com a temperatura na aresta de corte acelera o

processo de abrasão na área de contato ferramenta-peça, e deste modo aumenta o processo de desgaste no flanco da ferramenta. Portanto, durante o processo de corte do compósito a ferramenta fica sujeita à um processo de fadiga sob carga pulsante, combinado com degradação térmica e abrasão.

Figura 3: Desgaste da ferramenta de metal duro K10 sem cobertura, VB= 0,9 mm, Vc= 120 m/min, f= 0,12 mm/rot, ap= 1 mm.

Na literatura (Santhanakrishnan, *et al.*, 1993) aponta que ferramentas de metal duro com cobertura de TiN usinando compósito PRFC apresentam várias micro-trincas na aresta de corte. A ocorrência dessas micro-trincas podem ser atribuídas as tensões termo-mecânicas atuantes na aresta de corte. Durante a usinagem a aresta da ferramenta fica sujeita a diferentes temperaturas com aquecimento e resfriamento rápidos, o que provoca um choque térmico. Com o decorrer da usinagem, a partir do aparecimento de sucessivas micro-trincas por choque térmico conjugadas com as forças pulsantes de alta frequência, o flanco da ferramenta vai enfraquecendo até acontecer o "spalling" (lascamento por choque térmico) da camada de revestimento cerâmico. Em função dos fenômenos expostos acima justifica-se o baixo desempenho das ferramentas de metal duro com cobertura e cerâmica constatado neste trabalho. A figura 4 mostra o desgaste/avaria da ferramenta de metal duro P15 com cobertura de TiC e TiN em função da usinagem do compósito PRFC, onde tais trincas não foram observadas, eventualmente porque o material desgastado eliminou-as.

3.2 Desempenho das Ferramentas de Metal Duro

Para verificar a influência da velocidade de corte no desgaste da ferramenta de metal duro (K10 sem cobertura) realizou-se vários ensaios conforme os resultados mostrados na figura 5. Observa-se que a taxa de crescimento do desgaste da ferramenta é mais significativo acima da velocidade de corte de 150 m/min, pois em maiores velocidades de corte tem-se um maior efeito combinado da temperatura de corte e dos esforços cíclicos na aresta da ferramenta. Por outro lado, um aumento de 60% na velocidade de corte (50-80 m/min) não trouxe uma diferença importante no valor do desgaste. Devido as características de abrasividade do compósito PRFC, tudo indica que valores mais diferenciados do desgaste dependem de valores de velocidades de corte para as quais o referido mecanismo de desgaste seja efetivamente ativado. Este fato, conhecido de longa data, era citado por Ferraresi (1977).

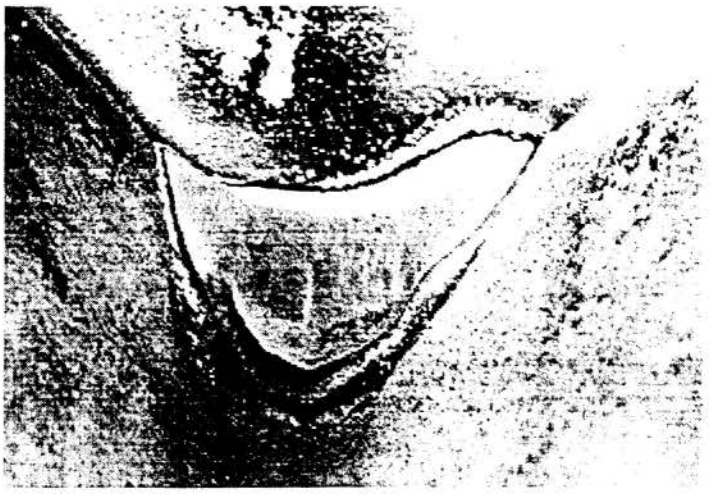


Figura 4 - Desgaste/avaria da ferramenta de metal duro P15 com cobertura de TiC-TiN. VB= 0,9 mm, Vc= 310 m/min, f= 0,12 mm/rot, ap= 1 mm

Em função dos resultados obtidos na figura 5, adotando um critério de desgaste de flanco VB= 0,9 mm, calculou-se baseada na equação de Taylor a velocidade de máxima produção V_{mxp}= 225 m/min atribuída como sendo a velocidade de corte otimizada para o torneamento do compósito PRFC (Coppini, *et al.*, 1997). Utilizando a mesma metodologia de otimização para o aço ABNT 4340, que usa a velocidade de máxima produção como condição de corte suficiente, chegou-se numa velocidade de corte otimizada (V_{mxp}= 350 m/min) bem superior a encontrada para o compósito. Fazendo-se uma comparação em termos de vida de ferramenta, a usinabilidade do compósito PRFC é relativamente pior (75%) comparada ao aço ABNT 4340. Apesar de não ter apresentado desgaste de cratera e aresta postiça de corte, apresenta maior abrasividade e tensões termo-mecânicas à aresta da ferramenta (Santhanakrishnan *et al.*, 1993).

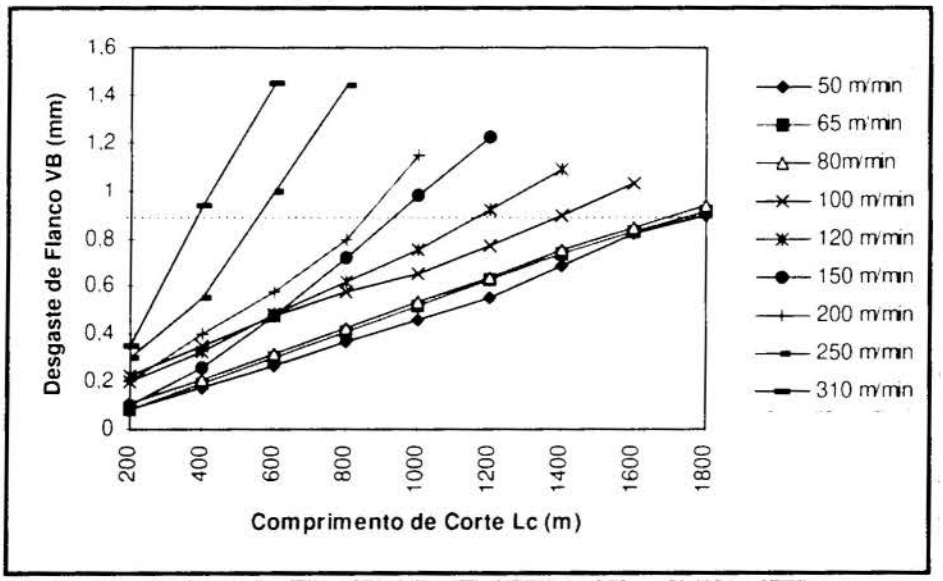


Figura 5: Desgaste das ferramentas de metal duro K10 para várias velocidades de corte.

Uma avaliação da influência do avanço de corte no desgaste da ferramenta no torneamento de compósito PRFC é mostrado na figura 6. Observa-se que o desgaste de flanco da ferramenta aumenta a medida que o avanço diminui. Explica-se este fenômeno pois quanto menor o avanço maior o atrito ferramenta-peça por unidade de volume de cavaco removido, e

consequentemente maior o desgaste de flanco. Os elevados desgastes sofridos pela ferramenta de metal duro principalmente em baixos avanços, praticamente inviabiliza a sua utilização em operações de acabamento, ficando esta operação a cargo da ferramenta de diamante.

Vários ensaios também foram realizados para avaliar a influência da profundidade de corte na vida da ferramenta de metal duro, onde observou-se que o desgaste cresce com a profundidade de corte, acontecendo de maneira análoga à usinagem do aço ABNT 4340.

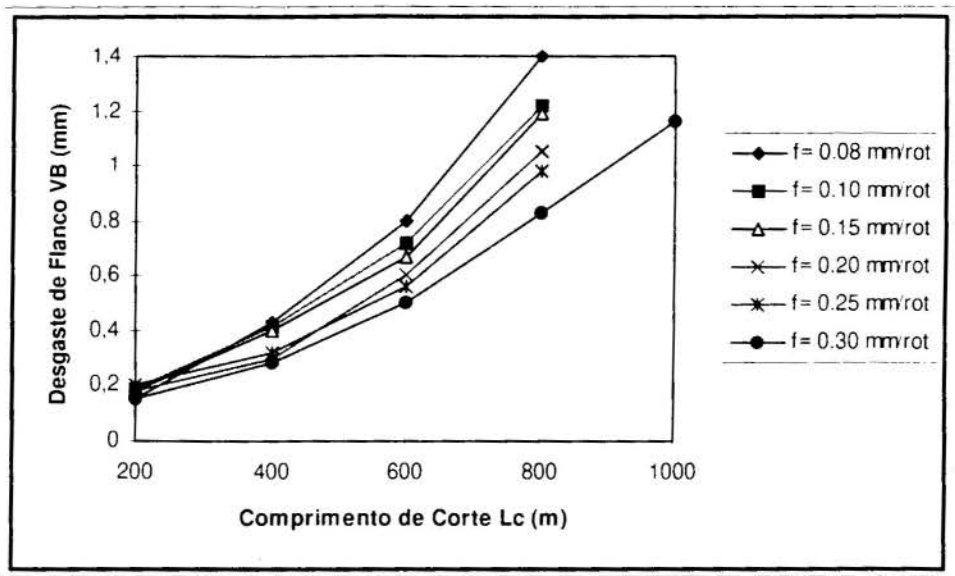


Figura 6: Desgaste das ferramentas de metal duro K10 para vários avanços.

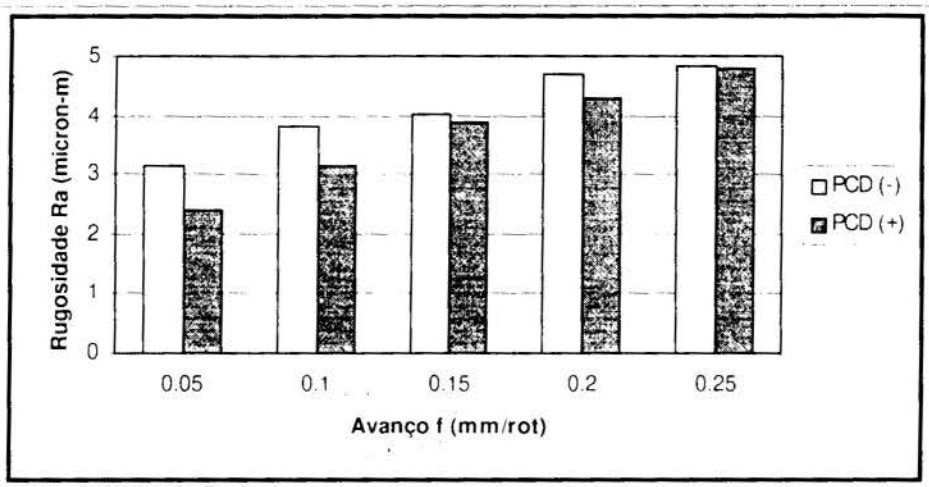


Figura 7 - Rugosidade Ra em função do avanço.

3.3 Acabamento Superficial

Devido aos elevados desgastes ocorridos nas ferramentas de metal duro, cerâmicas, e CBN, somente o diamante pode assegurar uma boa qualidade superficial em operação de torneamento de acabamento do compósito PRFC. Uma avaliação da rugosidade Ra em função do avanço é mostrado na figura 7. A ferramenta de PCD com geometria positiva apresentou neste ensaio uma menor rugosidade em relação a ferramenta negativa. Entretanto o uso da ferramenta com geometria positiva deve ser avaliado com cuidado, pois é mais frágil e apresenta maior taxa de desgaste comparada com a negativa. Observou-se neste ensaio que os valores de rugosidade Ra obtidos são bem elevados comparados aos do aço. Isto se deve a

grande heterogeneidade do material compósito PRFC e das presenças de "fiber pull-out", delaminação, trincas na resina, e etc.(Kim *et al.*, 1992).

4. CONCLUSÕES

- O diamante policristalino mostrou ser tecnicamente a melhor ferramenta para tornear o compósito PRFC em operações de desbaste e acabamento;
- Devido as tensões termo-mecânicas sofridas, as ferramentas cerâmicas e de metal duro com cobertura apresentaram péssimo desempenho na usinagem dos compósitos PRFC;
- A quase coincidência das curvas de desgaste da ferramenta de metal duro para valores baixos de velocidade de corte mostram que o principal mecanismo de desgaste atuante é por abrasão;
- O efeito da influência do avanço no desgaste do metal duro reforça ainda mais a atuação do mecanismo de desgaste por abrasão e mostra um efeito contrário àquele encontrado na usinagem de aços;
- Em acabamento somente com o uso da ferramenta de PCD positiva pode-se alcançar rugosidade Ra na faixa de 2 μm;
- A heterogeneidade do compósito PRFC faz com que seus parâmetros de usinabilidade diferem significativamente do aço ABNT 4340;

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BHATNAGAR, N., et al., On the Machining of Fiber Reinforced Plastics (FRP) Composite Laminates. *International Journal of Machine Tools and Manufacturing*, Vol. 35, pp. 701-716, 1995.

CHANDRASEKHARAN, V. et al., A Mechanistic Approach to Predicting the Cutting Forces in Drilling: With Application to Fiber-Reinforced Composite Materials, *Journal of Engineering for Industry*, vol. 117, pp. 559-570, 1995.

COPPINI, N.L., et al. Cutting Conditions Optimisation in Machining of CFRP with Cemented Carbide Tool, *ICCE-4 Fourth International Conference on Composites Engineering*, Hawaii, U.S.A., pp. 257-258, 1997.

FERRARESI, D., *Fundamenntos da Usinagem dos Metais*, Ed. Edgard Blucher, S. P., 1977.

HOCHENG, H. & PUW, H.Y., On Drilling Characteristics of Fiber-Reinforced Thermoset and Thermoplastics, *International Journal of Machine Tools and Manufacturing*, vol. 32, pp. 583-592, 1992.

KIM, K.S., et al., Machinability of Carbon Fiber-Epoxy Composite Materials in Turning, *Journal of Materials Processing Technology*, 32, p. 553-570, 1992.

KRISHNAMURTHY, R. et. al., Investigation into the Machining of CFRP with Cemented Carbides, *Journal of Materials Processing Technology*,vol. 30, 1992, pp. 263-275.

SANTHANAKRISHNAN, G.,at al., Mechanics of Tool Wear During Machining of Advanced Fibrous Composites, *Proceedings of the International Conference on Machining of Advanced Materials*, Gaitersburg, USA , pp. 489-500, 1993.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB116

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE USINAGEM DE COMPÓSITO PRFC E USINAGEM CONVENCIONAL DOS METAIS / *COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN CFRP COMPOSITE MACHINING AND METALS CONVENTIONAL MACHINING*

JOÃO R. FERREIRA[1], NIVALDO L. COPPINI[2], & GILBERTO W. A. MIRANDA[3] & FLAMÍNIO LEVY NETO[4]

[1] *Depto. Produção, Escola Federal de Enga. Itajubá-EFEI, Itajubá-MG, E-mail: jorofe@fem.unicamp.br*
[2] *Depto. Enga. Fabricação, UNICAMP/FEM, Campinas-SP, E-mail: coppini@fem.unicamp br*
[3] *Depto. Enga. Mecânica, UNITAU, Taubatè-SP, E-mail: arenas@fem.unicamp.br*
[4] *Depto. de Enga. Mecânica (FT-ENM), UnB, Brasilia-DF, E-mail: levy@enm.unb.br*

Abstract

In reason of their characteristics the applications of composite materials based on Carbon Fibre Reinforced Plastic (CFRP) growing considerably. So, new manufacturing process and production techniques must be developed to ensure high precision and good surface quality to the components. In function of this manufacturing scenario, is necessary to study the machining process. This work shows practical experiments in turning of carbon fiber reinforced resin to study the performance of different tool materials like ceramics, cemented carbide, cubic boron nitride (CBN), and diamond (PCD). The tests were carried out with cemented carbide tool in various cutting speeds and feeds. For finish operation were used the PCD tools with positive and negative geometry. During the tests were observed tool wear, machining forces, and main engine power. In function results is done a comparative analysis between CFRP composite machinability in relation ABNT 4340 steel. Finally, the work shows that the cutting conditions optimisation is extremely important in the selection of tools and cutting condition to be used during CFRP manufacturing process.

Keywords

CFRP Composite, Machinability, Tools, Roughness, Machining Forces, Cutting Conditions
Compósito PRFC, Usinabilidade, Ferramentas, Forças de Usinagem, Condições de Corte.

1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos o uso de materiais compósitos de plásticos reforçados com fibras de carbono (PRFC) tem crescido de forma substancial, principalmente nas indústrias aeronáuticas, aeroespaciais, automobilísticas, de materiais esportivos, e etc. O aumento de utilização destes materiais se deve à algumas de suas propriedades, tais como: alta resistência e rigidez, baixo peso, boa resistência corrosão, e etc. (Chandrasekharan, *et al.*, 1995). As atividades de pesquisas em compósitos PRFC tem dado maior ênfase em pesquisar propriedades do material relacionadas com o seu projeto mecânico. Entretanto, com esta crescente aplicação torna-se necessário o estudo de técnicas de fabricação que permitam a otimização da sua produção. Um dos processos utilizados na fabricação do compósito PRFC é a usinagem, que tem como objetivo garantir a forma e a qualidade final das peças. No entanto,

este material é de difícil usinabilidade, com comportamento bem diferente da usinagem convencional dos metais (Bhatnagar *et al.*, 1995).

Em razão destes fatos, o trabalho apresenta uma análise comparativa entre a usinagem do compósito PRFC e a usinagem tradicional. A análise será realizada com base em resultados experimentais da usinagem de um compósito de resina fenólica reforçada com fibras de carbono utilizado em tubeira de foguete para lançamento de satélite. Durante os ensaios em operação de torneamento foram observados o comportamento de diversos materiais de ferramentas em várias condições de corte.

Foram monitorados a potência elétrica do motor principal da máquina, o desgaste das ferramentas, e as forças de corte e avanço. Com estes parâmetros faz-se um estudo comparativo da usinabilidade do compósito PRFC e a usinagem de um aço ABNT 4340, levando-se em consideração os tipos de desgastes das ferramentas, o mecanismo de formação do cavaco, as condições de corte, a rugosidade da peça, e as respectivas vidas das ferramentas. Portanto, este trabalho tem por finalidade divulgar resultados obtidos durante a usinagem do compósito PRFC, fornecendo parâmetros no sentido de otimizar o seu processo de fabricação, o que poderá resultar em maior viabilidade de aplicações práticas do referido material.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

2.1 Materiais

O material compósito utilizado nos ensaios foi uma resina fenólica reforçada com fibras de carbono. O compósito foi confeccionado com fibras de carbono picadas (~40 % em massa), impregnadas com resina fenólica (~60 % em massa), e densidade 1,4 - 1,5 g/cm^3. A peça usada como corpo de prova foi uma tubeira de teste do veículo lançador de satélite-VLS, com as seguintes dimensões cilíndricas: externa: ϕ370 x 250 mm, e interna: ϕ300 x 200 mm.

Para fazer uma análise comparativa com a usinabilidade do compósito ensaiou-se também o aço ABNT 4340 laminado, dureza 300 HB, em corpos de prova cilíndricos de dimensão ϕ 50x85 mm.

As ferramentas utilizadas foram: Metal Duro ISO K10 sem cobertura, metal Duro ISO K15 com cobertura ($TiC+Al_2O_3$), metal duro ISO P15 com cobertura ($Ti(C,N)+Al_2O_3+TiN$), cerâmica pura ($Al_2O_3+ZrO_2$), cerâmica mista (Al_2O_3+TiC), nitreto de boro cúbico (CBN), diamante policristalino (PCD). Todas as ferramentas apresentam a mesma geometria ISO SNUN 12 04 08. Além da geometria negativa descrita, o PCD foi testado com geometria positiva com ângulo de saída γ=15°. O porta-ferramenta usado foi o ISO CSRNR 25 40 12.

2.2 Equipamentos e Instrumentos

- Torno CNC de potência 30 CV;
- Dinamômetro de extensômetros elétricos para medida das forças de corte e avanço;
- Microscópio óptico de duas coordenadas, MEV-Microscópio eletrônico de varredura;
- Software LABVIEW para aquisição de sinais, Computador Pentium 133 MHz;
- Rugosímetro portátil Mitutoyo, e Aspirador de pó industrial.

2.3 Condições de Corte

Para verificar o comportamento das diversas ferramentas ensaiou-se o compósito PRFC numa mesma condição de corte: velocidade de corte Vc= 310 m/min, avanço f= 0,12 mm/rot, e profundidade de corte ap= 1 mm. Em seguida estudou-se a evolução do desgaste da

ferramenta de metal duro K10 sem cobertura em função da variação da velocidade de corte, avanço, e profundidade de corte. Em operação de acabamento, experimentou-se o compósito PRFC com duas ferramentas de PCD, com geometria negativa (SNUN 12 04 08) e positiva (ângulo de saída $\gamma = 15°$). A tabela 1 mostra as condições de usinagem utilizadas nos ensaios. E por fim o aço ABNT 4340 foi ensaiado em várias condições de usinagem para possibilitar a realização de uma análise comparativa de usinabilidade com o compósito PRFC.

Tabela 1: Condições de usinagem utilizadas nos ensaios do compósito PRFC.

Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5
Todas Ferramentas	Metal Duro K10	Metal Duro K10	PCD (-)	PCD (+)
Vc= 310 m/min f= 0,12 mm/rot ap= 1 mm	*f= 0,12 mm/rot ap= 1 mm*	*Vc= 225 m/min ap= 1mm*	*Vc= 200 m/min ap= 0,5 mm*	*Vc= 200 m/min ap= 0,5 mm*
Condição Constante	*Vc (m/min) 50; 65; 80; 100; 120;150; 200; 250; 310.*	*f (mm/rot) 0,08; 0,10; 0,15; 0,20; 0,25; 0,30.*	*f (mm/rot) 0,05; 0,10; 0,15; 0,20; 0,25.*	*f (mm/rot) 0,05; 0,10; 0,15; 0,20; 0,25.*

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1. Comportamento das Ferramentas

Os materiais compósitos PRFC são geralmente muito abrasivos quando usinados, principalmente os reforçados com fibras de carbono. O mecanismo de corte dos materiais compósitos difere de outros materiais, como por exemplo do aço ABNT 4340. A estrutura do compósito PRFC é heterogênea e anisotrópica, tendo a composição fibra/resina, a forma e a disposição das fibras grande influência sobre os parâmetros de usinagem. Portanto, a especificação da ferramenta e das condições de corte é de suma importância no processo de usinagem (Hocheng, *et al.*, 1992).

Na figura 1 pode-se observar os resultados de diversos ensaios para verificar o comportamento das ferramentas de corte no torneamento do compósito PRFC. Em geral todas as ferramentas com exceção do diamante apresentaram elevados desgastes para um baixo comprimento/tempo de corte. O CBN apresentou um desempenho intermediário entre as ferramentas de metal duro e o diamante. Devido ao alto custo comparado as outras ferramentas, a sua utilização poderá ser descartada neste processo. O melhor resultado obteve-se com o diamante seguido pela ferramenta de cerâmica pura.

Conforme mostra a figura 2, as ferramentas que sofreram elevados desgastes tiveram um crescimento significativo da força de avanço durante o ensaio. Enquanto que, para a ferramenta de PCD as forças de usinagem permaneceram praticamente constante. Neste tipo de compósito observou-se que os valores da força de avanço são bem superiores aos da força de corte, como também apresenta uma maior taxa de crescimento em relação ao desgaste da ferramenta. Isto mostra que existe uma maior correlação entre a força de avanço e o desgaste da ferramenta. Pois neste caso o cavaco não apresenta deformação plástica seguido de cisalhamento na superfície de saída da ferramenta como na usinagem dos aços.

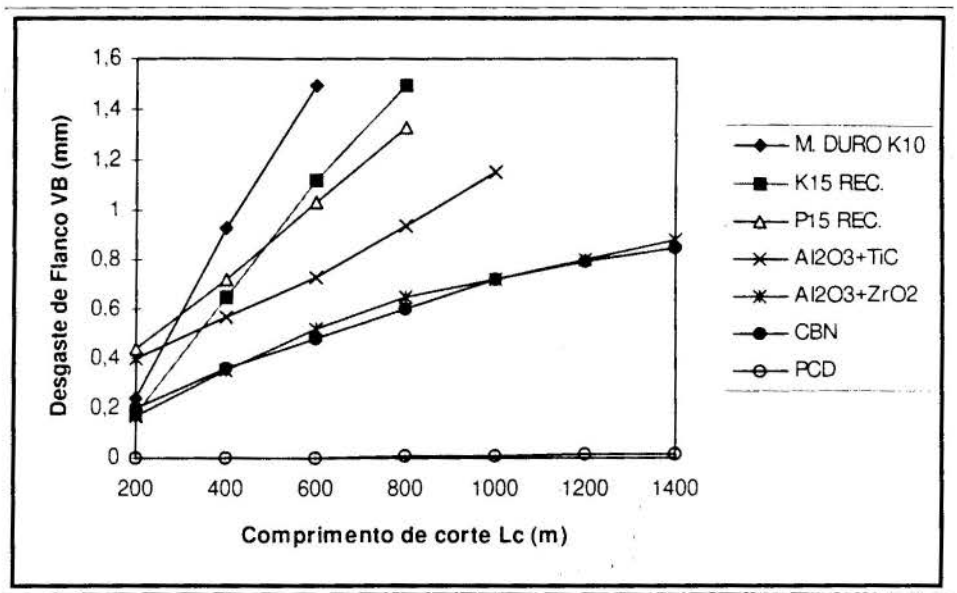


Figura 1: Comportamento das ferramentas durante a usinagem.

O cavaco na usinagem de compósito PRFC é formado com rupturas instantâneas das fibras de carbono e sucessivas trincas e quebras da matriz de resina, tendo como subproduto do processo de corte um pó fino com pedaços de fibras (Krishnamurthy *et al.*, 1992). Em função destes fatos, o compósito não oferece maior resistência na direção de corte e sim na direção de avanço, que é mais influenciada pelo desgaste da ferramenta. Portanto, como o cavaco não desliza na superfície de saída da ferramenta não há formação de desgaste de cratera, ocorrendo neste caso, o desgaste de flanco e de entalhe na superfície de folga da ferramenta (figura 3).

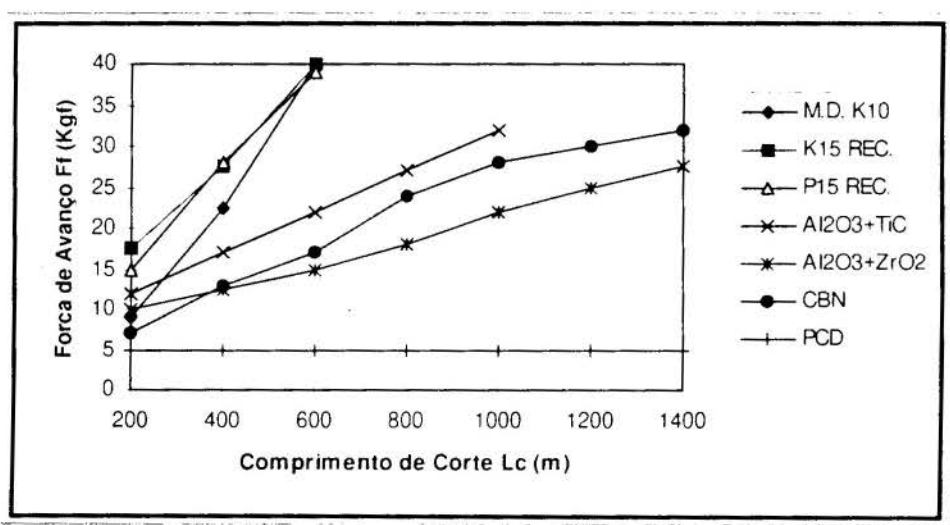


Figura 2: Evolução das forças de avanço durante a usinagem.

O material PRFC é um composto da matriz de resina e um conjunto de fibras com diferentes orientações, o que torna difícil o entendimento do processo de corte devido a posição da fibra estar alterando a todo momento. Assim devido a esta heterogeneidade do material, a ferramenta durante a usinagem sofre uma carga pulsante de alta frequência. Além do que, o material compósito possui uma baixa condutividade térmica, ou seja a maior parte do calor gerado na usinagem deve ser dissipada pela ferramenta, elevando a temperatura na área de corte. A combinação de força pulsante com a temperatura na aresta de corte acelera o

processo de abrasão na área de contato ferramenta-peça, e deste modo aumenta o processo de desgaste no flanco da ferramenta. Portanto, durante o processo de corte do compósito a ferramenta fica sujeita à um processo de fadiga sob carga pulsante, combinado com degradação térmica e abrasão.

Figura 3: Desgaste da ferramenta de metal duro K10 sem cobertura, VB= 0,9 mm, Vc= 120 m/min, f= 0,12 mm/rot, ap= 1 mm.

Na literatura (Santhanakrishnan, *et al.*, 1993) aponta que ferramentas de metal duro com cobertura de TiN usinando compósito PRFC apresentam várias micro-trincas na aresta de corte. A ocorrência dessas micro-trincas podem ser atribuídas as tensões termo-mecânicas atuantes na aresta de corte. Durante a usinagem a aresta da ferramenta fica sujeita a diferentes temperaturas com aquecimento e resfriamento rápidos, o que provoca um choque térmico. Com o decorrer da usinagem, a partir do aparecimento de sucessivas micro-trincas por choque térmico conjugadas com as forças pulsantes de alta frequência, o flanco da ferramenta vai enfraquecendo até acontecer o "spalling" (lascamento por choque térmico) da camada de revestimento cerâmico. Em função dos fenômenos expostos acima justifica-se o baixo desempenho das ferramentas de metal duro com cobertura e cerâmica constatado neste trabalho. A figura 4 mostra o desgaste/avaria da ferramenta de metal duro P15 com cobertura de TiC e TiN em função da usinagem do compósito PRFC, onde tais trincas não foram observadas, eventualmente porque o material desgastado eliminou-as.

3.2 Desempenho das Ferramentas de Metal Duro

Para verificar a influência da velocidade de corte no desgaste da ferramenta de metal duro (K10 sem cobertura) realizou-se vários ensaios conforme os resultados mostrados na figura 5. Observa-se que a taxa de crescimento do desgaste da ferramenta é mais significativo acima da velocidade de corte de 150 m/min, pois em maiores velocidades de corte tem-se um maior efeito combinado da temperatura de corte e dos esforços cíclicos na aresta da ferramenta. Por outro lado, um aumento de 60% na velocidade de corte (50-80 m/min) não trouxe uma diferença importante no valor do desgaste. Devido as características de abrasividade do compósito PRFC, tudo indica que valores mais diferenciados do desgaste dependem de valores de velocidades de corte para as quais o referido mecanismo de desgaste seja efetivamente ativado. Este fato, conhecido de longa data, era citado por Ferraresi (1977).

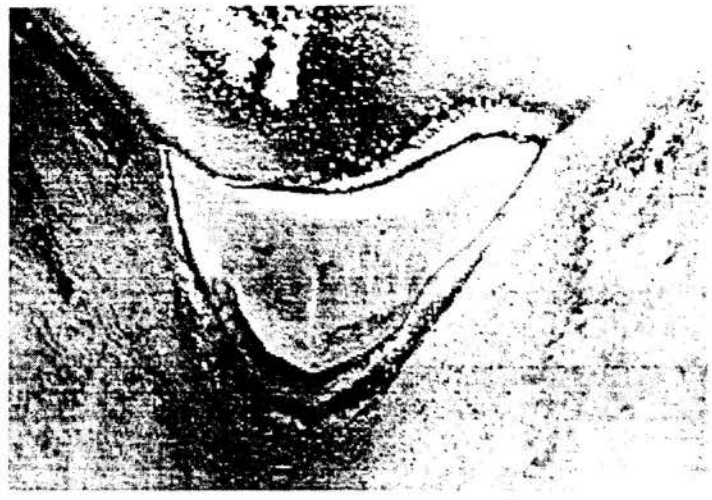


Figura 4 - Desgaste/avaria da ferramenta de metal duro P15 com cobertura de TiC-TiN. VB= 0,9 mm, Vc= 310 m/min, f= 0,12 mm/rot, ap= 1 mm

Em função dos resultados obtidos na figura 5, adotando um critério de desgaste de flanco VB= 0,9 mm, calculou-se baseada na equação de Taylor a velocidade de máxima produção V_{mxp}= 225 m/min atribuída como sendo a velocidade de corte otimizada para o torneamento do compósito PRFC (Coppini, *et al.*, 1997). Utilizando a mesma metodologia de otimização para o aço ABNT 4340, que usa a velocidade de máxima produção como condição de corte suficiente, chegou-se numa velocidade de corte otimizada (V_{mxp}= 350 m/min) bem superior a encontrada para o compósito. Fazendo-se uma comparação em termos de vida de ferramenta, a usinabilidade do compósito PRFC é relativamente pior (75%) comparada ao aço ABNT 4340. Apesar de não ter apresentado desgaste de cratera e aresta postiça de corte, apresenta maior abrasividade e tensões termo-mecânicas à aresta da ferramenta (Santhanakrishnan *et al.*, 1993).

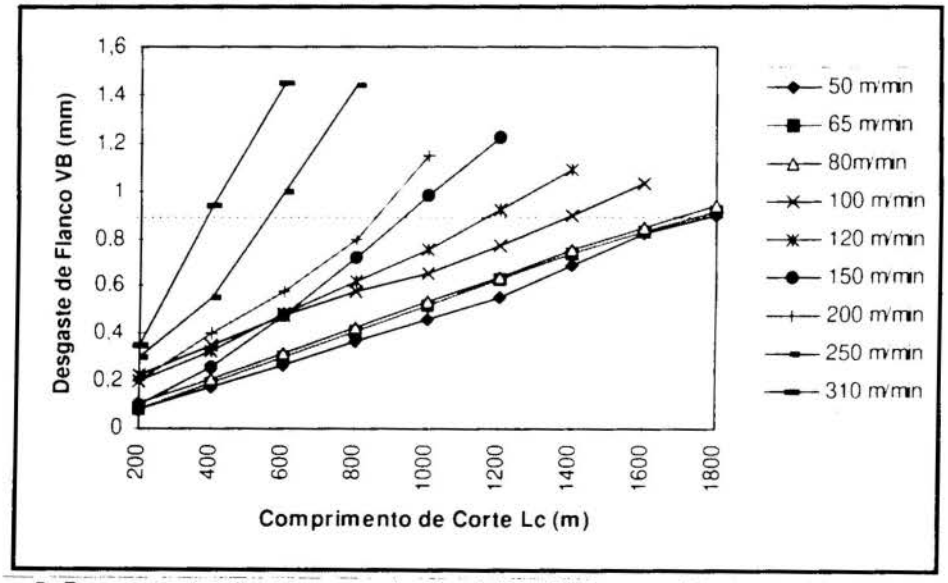


Figura 5: Desgaste das ferramentas de metal duro K10 para várias velocidades de corte.

Uma avaliação da influência do avanço de corte no desgaste da ferramenta no torneamento de compósito PRFC é mostrado na figura 6. Observa-se que o desgaste de flanco da ferramenta aumenta a medida que o avanço diminui. Explica-se este fenômeno pois quanto menor o avanço maior o atrito ferramenta-peça por unidade de volume de cavaco removido, e

consequentemente maior o desgaste de flanco. Os elevados desgastes sofridos pela ferramenta de metal duro principalmente em baixos avanços, praticamente inviabiliza a sua utilização em operações de acabamento, ficando esta operação a cargo da ferramenta de diamante.

Vários ensaios também foram realizados para avaliar a influência da profundidade de corte na vida da ferramenta de metal duro, onde observou-se que o desgaste cresce com a profundidade de corte, acontecendo de maneira análoga à usinagem do aço ABNT 4340.

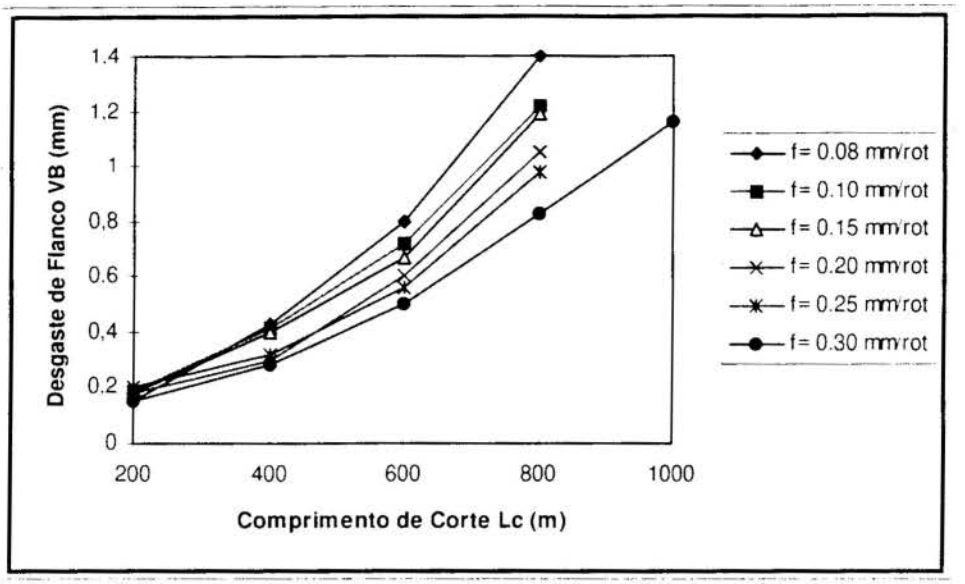


Figura 6: Desgaste das ferramentas de metal duro K10 para vários avanços.

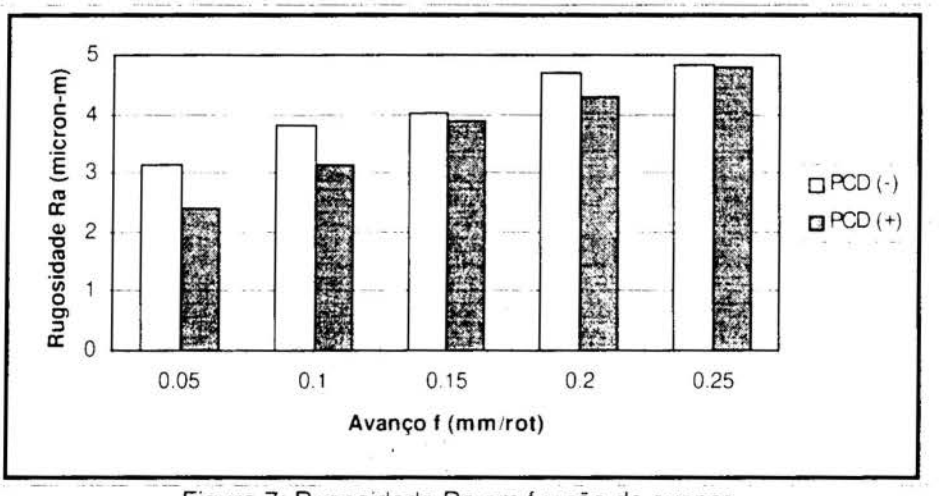


Figura 7: Rugosidade Ra em função do avanço.

3.3 Acabamento Superficial

Devido aos elevados desgastes ocorridos nas ferramentas de metal duro, cerâmicas, e CBN, somente o diamante pode assegurar uma boa qualidade superficial em operação de torneamento de acabamento do compósito PRFC. Uma avaliação da rugosidade Ra em função do avanço é mostrado na figura 7. A ferramenta de PCD com geometria positiva apresentou neste ensaio uma menor rugosidade em relação a ferramenta negativa. Entretanto o uso da ferramenta com geometria positiva deve ser avaliado com cuidado, pois é mais frágil e apresenta maior taxa de desgaste comparada com a negativa. Observou-se neste ensaio que os valores de rugosidade Ra obtidos são bem elevados comparados aos do aço. Isto se deve a

grande heterogeneidade do material compósito PRFC e das presenças de "fiber pull-out", delaminação, trincas na resina, e etc.(Kim *et al.*, 1992).

4. CONCLUSÕES

- O diamante policristalino mostrou ser tecnicamente a melhor ferramenta para tornear o compósito PRFC em operações de desbaste e acabamento;
- Devido as tensões termo-mecânicas sofridas, as ferramentas cerâmicas e de metal duro com cobertura apresentaram péssimo desempenho na usinagem dos compósitos PRFC;
- A quase coincidência das curvas de desgaste da ferramenta de metal duro para valores baixos de velocidade de corte mostram que o principal mecanismo de desgaste atuante é por abrasão;
- O efeito da influência do avanço no desgaste do metal duro reforça ainda mais a atuação do mecanismo de desgaste por abrasão e mostra um efeito contrário àquele encontrado na usinagem de aços;
- Em acabamento somente com o uso da ferramenta de PCD positiva pode-se alcançar rugosidade Ra na faixa de 2 μm;
- A heterogeneidade do compósito PRFC faz com que seus parâmetros de usinabilidade diferem significativamente do aço ABNT 4340;

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BHATNAGAR, N., et al., On the Machining of Fiber Reinforced Plastics (FRP) Composite Laminates, *International Journal of Machine Tools and Manufacturing*, Vol. 35, pp. 701-716, 1995.

CHANDRASEKHARAN, V. et al., A Mechanistic Approach to Predicting the Cutting Forces in Drilling: With Application to Fiber-Reinforced Composite Materials, *Journal of Engineering for Industry*, vol. 117, pp. 559-570, 1995.

COPPINI, N.L., et al. Cutting Conditions Optimisation in Machining of CFRP with Cemented Carbide Tool, *ICCE-4 Fourth International Conference on Composites Engineering*, Hawaii, U.S.A., pp. 257-258, 1997.

FERRARESI, D., *Fundamenntos da Usinagem dos Metais*, Ed. Edgard Blucher, S. P., 1977.

HOCHENG, H. & PUW, H.Y., On Drilling Characteristics of Fiber-Reinforced Thermoset and Thermoplastics, *International Journal of Machine Tools and Manufacturing*, vol. 32, pp. 583-592, 1992.

KIM, K.S., et al., Machinability of Carbon Fiber-Epoxy Composite Materials in Turning, *Journal of Materials Processing Technology*, 32, p. 553-570, 1992.

KRISHNAMURTHY, R. et. al., Investigation into the Machining of CFRP with Cemented Carbides, *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 30, 1992, pp. 263-275.

SANTHANAKRISHNAN, G.,at al., Mechanics of Tool Wear During Machining of Advanced Fibrous Composites, *Proceedings of the International Conference on Machining of Advanced Materials*, Gaitersburg, USA , pp. 489-500, 1993.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB120

EFEITO DO ENXÔFRE (UM ADITIVO E.P.) NA LUBRIFICAÇÃO EM USINAGEM / *EFFECT OF SULPHUR (AN E.P. ADDITIVE) ON LUBRICATION IN MACHINING*

MARCIO BACCI DA SILVA[1] & JIM WALLBANK[2]
[1]*Universidade Federal de Uberlândia, Departamento de Engenharia Mecânica, Uberlândia/MG, 38400-089, Brazil - E-mail: esrng@eng.warwick.ac.uk*
[2]*University of Warwick, Department of Engineering, Coventry, CV4 7AL, UK*

Abstract

This work considers three different lubrication conditions: air (dry), oil and oil with sulphur. Air is a good lubricant as it reacts with surfaces to forms oxides that prevent the adhesion. When the forces and temperatures are low, an oil can penetrate between the two surfaces and lubricate the contact. An E.P. additive is suitable when the temperatures are enough to promote its reaction with the surface to form a layer to protect them, as is the case of metal cutting. The effect of the different lubrication condition are measured by cutting forces, surface roughness and temperature. The machining operation was turning of an AISI 1040 steel. The sulphur affect the performance of the oil in respect to workpiece temperature, but the cutting force are affected only for some conditions. The effect on the temperature are due the lubrication action of the oil with sulphur and built up edge formation.

Keywords

Lubrificação; Fluido de corte; Temperatura de corte; Usinagem/*Lubrication; Cutting fluid; Cutting temperature; Machining*

1. INTRODUCTION

There are several reasons to apply a cutting fluid in a machining operation but usually it is to lubricate an/or cool. Lubrication in machining has been considered as a way to improve tool life and the surface finish of the workpiece at low cutting speeds. The tool life can be improved by reduction of friction between the tool and the chip and the tool and the workpiece. Reducing friction will reduce heat generation and so temperature rise. For low cutting speeds the temperature is not the main cause of tool failure. Temperature is the factor limiting the maximum cutting rate, therefore at high cutting speeds the fluid need to act as a coolant.

In early works about lubrication in machining, or even some works today (Pantale, 1996), friction between the parts of the system is treated as classical Coulomb friction. This simplification is used in some theoretical analysis to calculate the amount of energy expended during the process. Because almost all the energy expended is converted into heat, the temperature rise in the system can be estimated. However as has been demonstrated (Trent, 1967), the friction in metal cutting do not follow this friction law. This is due the high pressures involved in the process.

Lubrication theory defines different contact categories (Braithwaite, 1967). Depending of the load and contamination of the surfaces according to the degree of adhesion. The same treatment may be expected for machining. In this case the condition of load will encourage the frictional forces to cause seizure between the chip tool, and the workpiece. According to the stress distribution acting on the tool during the cutting process the interface between the chip and tool will experience different kinds of contact, from simple sliding to strong adhesion. There considerable evidence that shows that seizure in machining is strong enough to cause plastic deformation in the weaker material of the pair. In this case the material of the chip and workpiece will deform to allow the movement to continue.

Lubrication in machining is for low cutting speeds when the temperatures and the seizure zones are not so intense thus allowing a cutting fluid to penetrate in the interfaces. In some cases tool wear can be high at low cutting speeds and this is generally due to attrition (Trent, 1984) . Attrition is promoted by discontinuous contact between the chip and the tool and results in removal of fragments from the tool surface. It is not very sensitive to temperature but may be promoted by lower temperatures. If a cutting fluid can promote a more continuous contact force between the chip and the tool or eliminate contact altogether under these conditions it will increase tool life (Zorev, 1967).

As the pressure on the tool during machining is high it has been recognised that it is almost impossible for a fluid to penetrate or to stay in permanent contact with the interfaces to lubricate the contact area. So called EP (extreme pressure) additives have been used and recognised as giving good improvements to the lubricant. Sulphur is one of the most important EP additives used with neat oil. It is reasonable to state that although the activation of these kind of additives is not pressure but temperature, the terminology Extreme Pressure refers to there ability to withstand, once activated, higher stresses than normal oils. The amount of EP additive required to improve the performance of a lubricant has not been given importance in published work on this subject.

Mineral oils have high lubricating but poor coolant proprieties. They provide good hydrodynamic lubrication in none metal cutting applications, however they cannot sustain particularly high pressures. Thus this type of lubricant affects only a relatively small proportion of the peripheral tool chip interface. Built up edge has an important effect in low cutting speed processes, mainly on the surface. This allows lubricant more access to the interface.

This investigation examines the effect of a mineral oil and sulphur addition on cutting forces and workpiece temperature.

2. MATERIAL AND METHODS

The machining process used was external turning of an AISI 1040 rolled steel with an average hardness of 240 H_V. The compositions of the material was:

0.43% C; 0.19% Si; 0.83% Mn; 0.035%S; 0.007% P; 0.19% Cu; 0.11% Ni; 0.14% Cr; 0.05% Mo; 0.027% Al; 0.04%Tl

Maximum diameter was 180 mm and the minimum 100 mm. This large diameter allowed the use of an infrared sensor to measure the temperature of the machined surface.

The tool was a cemented carbide designated ISO M35 with a TiN-TiC-TiN coating. It had a tool geometry given by SNMG 120404. When mounted in the tool holder the rake angle was 5°, clearance angle 5° and zero inclination of the cutting edge.

During the machining the cutting force, feed force and thrust force were recorded using a dynamometer. The surface roughness (Ra) was measured after each test using a surftest.

The temperature was measured on the machined surface in three different positions for each set of cutting conditions. These were at 3mm, 6mm and 9mm below the cutting edge with the sensor viewing the surface produced by the primary shear plane between the tool and the workpiece past the side clearance face. With these three results the temperatures are then extrapolated to the cutting edge. An exponential equation is used to extrapolate the data as this represents the cooling curve shown by a control volume loosing heat to an infinite heat sink. Compressed air was used to clean the surface where the temperature was measured and to protect the lens of the sensor against lubricant and chip. The technique has been developed recently and is described in elsewhere in detail (Da Silva, 1997). The results for temperature presented here are differential temperature.

Three cutting speeds, 22m/min, 30m/min and 40m/min, and three feed rates, 0.05mm/rev, 0.1mm/rev and 0.15mm/rev were used in these tests. These conditions are the minimum cutting speed for the lathe and the maximum cutting speed before the oil produced excessive smoke. The depth of cut was 2mm. The sensor used to measure the temperature needed to be 76mm from the surface and measured the a spot of 2.5mm in diameter.

The oil was a refined mineral oil, BP100 SP and the additive was Additin RC 2415. This additive is a sulphurised vegetable fatty acid ester, with approximately 15% by weight of sulphur and 5% active sulphur. The oil was used with 0% and 1% by weight of this additive. The lubricant was applied using the traditional way over head at an average rate of 25ml/s.

Chip samples using a quick stop device were cut from the workpiece to be observed in the scanning electron microscope and also polished to revel the microstructure. The chip thickness was measured using an point micrometer of 0.005mm of resolution.

3. RESULTS AND DISCUSSION

The cutting conditions used in this work have large effect on the formation of built up edge (B.U.E.). Table 1 shows the variation on B.U.E. conditions with cutting conditions (cutting speed Vc and feed rate f), for different lubricant situation after observation of chip samples on a microscopic. Surface finish (in μm) is shown in parenthesis for each condition.

Table 1-Built up edge conditions and surface roughness.

f mm	0.05mm rev			0.10mm rev			0.15mm rev		
	22m min	30m min	40m min	22m min	30m min	40m min	22m min	30m min	40m min
dry	no(5.7)	bue(5.6)	small(5.5)	bue(4.6)	small(4.6))	bue(5.4)	small(12.3)	no(7.4)	no(5)
oil	small(1.6)	small(2.1)	no(1.9)	small(2.7)	small(2.8)	no(3.4)	bue(12.9)	bue(7.2)	no(5.4)
oil+S	small(2.4)	small(2.1)	small(2.4)	small(2.5)	small(2.8)	no(3.4)	no(4.7)	bue(3.7)	small(4.4)

If the lubricant can reach the rake face it can decrease the temperature by decreasing the heat generation by lubrication. The built up edge is dependent on the temperature as it is a phenomenon that combines the amount of deformation necessary to cause micro-cracking and the temperatures generated by deformation (Milovic, 1983). The formation of the built up edge during cutting will depend on the mechanical behaviour of the material with temperature and the condition of the contact between chip and tool on the rake face.

Under some conditions, the application of the lubricant increased the height of the built up edge compared to dry cutting. Wise et al. (1988) showed that the presence of a free-cutting additive in the metal can be so effective in lowering the temperature generated at the chip tool contact interface that the built up edge persists to higher cutting speeds, thereby affecting surface finish and, under certain conditions the free-cutting additive can even promote tool wear. A similar effect happened when oil without sulphur was applied at 30m/min and 0.15mm/rev, a big built up edge was formed and the surface roughness was the same as the dry cut. Under the same conditions a 1% addition results in the same increase in temperature

(80 °C) but the built up edge disappeared and the surface finish is improved (from about 7μm for dry and oil to 4μm with the 1% addition of sulphur). Higher additions of the additive did not further improve the surface finish.

For dry cut and 0.15mm/rev there is the worst surface finish for 22m/min. This is because not the size of the b.u.e., but its form. The small size formed has rotated into the workpiece material, increasing the relief angle. This cause parts of it to broke more easily as the material pass the cutting zone, between the tool and workpiece material.

For the cutting conditions used there is a region of B.U.E. formation for dry cut which depends of speed and feed. Application of oil makes that B.U.E. forms only for feed of 0.1mm/rev and below, independent of speed. When sulphur is added to the oil the boundaries of B.U.E. regions are not clear. This situation will reflect in the forces results.

The behaviour of the cutting force during machining shows a smooth cut when lubricant is applied. This is because in some parts of the chip tool interface the contact varies between adhesion and sliding. This unstable condition can affect the size and stability of the B.U.E.. If a lubricant can penetrates in these unstable regions and prevents these intermittent adhesion the B.U.E. will be more stable.

Chip thickness is an indication of lubrication on the rake face and will increase with an increase in rake face forces. Although the results for chip thickness are not presented here they are very close for feed rates of 0.05 and 0.1mm/rev. Differences between chip thickness for the various lubrication conditions increases with the feed rate. The effect depends on the cutting speed, but is not uniform. For instance, the oil (without sulphur) gives smaller values than for 22 and 30 m/min when the feed rate is 0.15 mm/rev. Analysis of the quick stop samples has shown a large BUE. for these two conditions. The effect is the opposite for 40 m/min and the same feed.

Part of the heat generated on the primary shear plane goes with the chip and the remainder goes into the workpiece. This partition of heat depends on the work done on the primary shear plane and its inclination, or shear plane angle. A thicker chip indicates a smaller shear angle, and means the heat generation zone is closer to the workpiece and more heat goes into the workpiece, increasing its temperature.

The temperature of the workpiece is due not only to the work done on the primary shear plane but also that resulting from contact with the flank face. Several attempts have been made to calculate this temperature using the transformation of the work into heat (Boothroyd, 1963). As not all of the work done goes into the workpiece is necessary to know how it is partitioned. Using the same method to measure the temperature that was used in this paper (Chu, 1997) compared practical measurements with theoretical calculations for dry cuts and showed good agreement. Theoretical calculations of temperature are based on the fact that about 90% of the power is converted into heat. The contribution to increase the workpiece temperature are due the power done in the primary shear plane and the residual forces as a consequence of rubbing of the tool flank face against machined surface of the workpiece.

Fig 1 shows the variations of measured temperature (difference from room temperature) with the work done during the cutting for all lubricant conditions used. The work is the cutting force (Fc) multiplied by cutting speed (Vc). All the results are plotted on this graphs, for all lubricant condition. The results follow a trend and are independent of the lubricant, i.e. the same amount of work results in the same surface temperature to a first approximation. Some points in the graphic, approximately four, are in disagreement with the major of the points which is believed due measurements errors. It was used 63 points in the graphic.

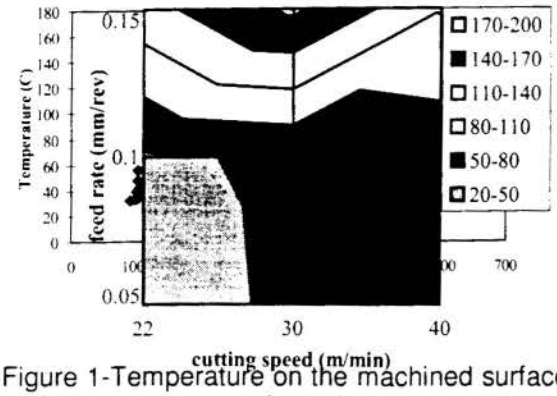


Figure 1-Temperature on the machined surface against cutting power for all lubricate condition.

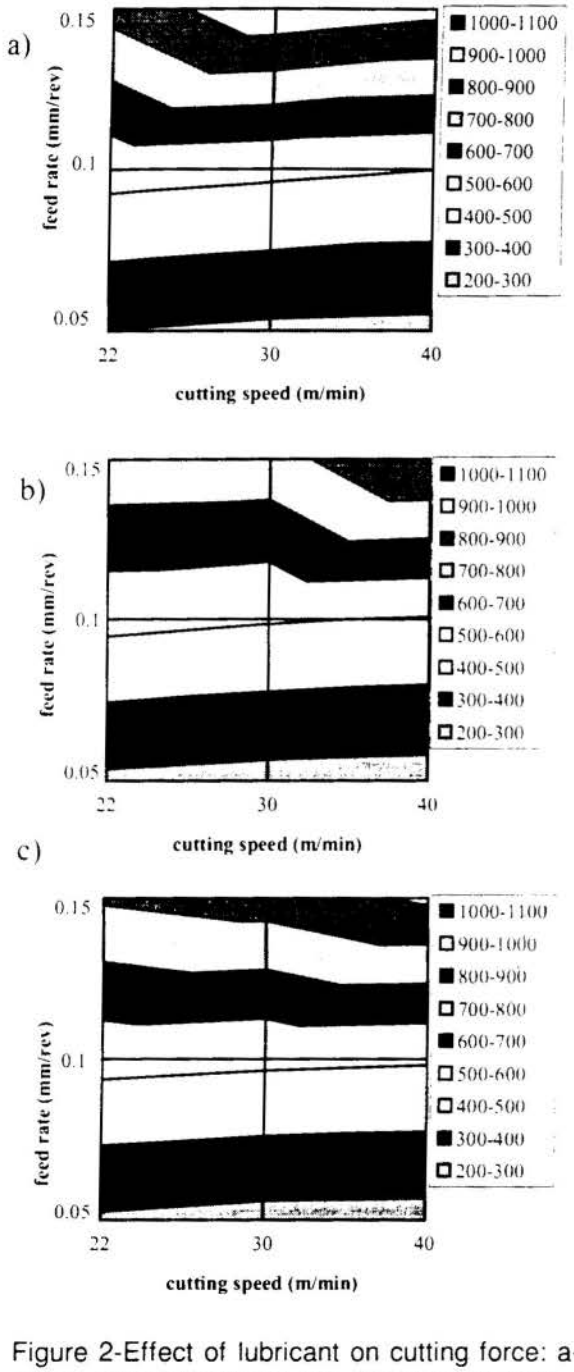


Figure 2-Effect of lubricant on cutting force: a-dry; b -oil; c-oil with sulphur. The force is in N.

The same form of curve is obtained when the feed power or the work done on the primary shear plane is used instead of the cutting power. This indicates that the effect of the lubricant on the cutting force Fc is the result of effect on Ff. These effects are caused by the decrease in the B.U.E. by decreasing the seizure between chip and tool or the increase of the high of the B.U.E., increasing the rake angle.

If these results are used to calculate the proportion of heat that goes into the workpiece using theory developed by Boothroyd (1963) the correlation is very good, but the partition coefficient lies between 0.05 and 0.25 which is a greater range than Boothroyd suggests.

Figure 2 presents the variation of cutting force with speed and feed for dry, oil and oil with sulphur.

The graphics show that for feed rates lower than 0.1mm/rev there is no effect at all of the oil in the forces. It only suggests that for very low cutting speeds (<30m/min) and 0.05mm/rev there is a small decrease when lubricant is applied. For this condition there is no formation of B.U.E. for dry cut and a small one when oil (with or without sulphur) is applied.

The difference lye on feed rates above 0.1mm/rev. The oil again reduces the forces for cutting speeds lower than 40m/min and the addiction of 1% of sulphur changes the effect and the forces increase again (but still lower than dry condition). The B.U.E. formation is the responsible for this behaviour. According with table 1 when oil without sulphur is applied there is a formation of B.U.E. for 22m/min and 30m/min (big one), which disappear for 40m/min.

For feed rates above 0.1mm/rev the behaviour of cutting forces shows a step, where it increases with speed. The position of these step for each feed will depend of the speed. This suddenly variation in the force behaviour marks the end of B.U.E. formation.

The same pattern is found for oil, but this time the change will occurs for higher speeds than dry cut. The position is shift forward when oil is applied. It means that B.U.E. when oil is used persists for higher speeds than dry as the feed increases.

a) Addictions of sulphur to the oil causes little changes in the effect of it. The change, or step, is more smooth. It means that the disappearing of B.U.E. takes more time than oil without sulphur.

Figure 3 shows the range of temperatures (increase in temperature) on the machined surface for cutting speed and feed rates for dry, oil and oil with 1% of sulphur. The maximum differential temperature for dry cutting is in the range of 170-200 °C for 30m/min and 0.15mm/rev. The variation of temperature with cutting conditions follows the same pattern for feed rates higher than 0.1mm/rev. The feed rate has more effect than the cutting speed, as it has on force.

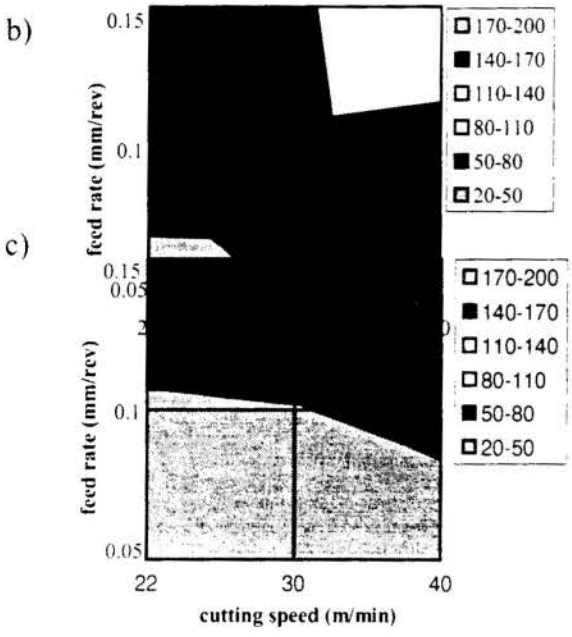


Figure 3-Variation of workpiece temperature (C) for: a - dry; b - oil; c - oil with sulphur.

For feed rates lower than 0.1mm/rev there is no change of temperature with feed, but there is a critical cutting speed between 22 and 30m/min when the temperature changes. Actually this change is rather gradual then suddenly as suggested by the graphic.

Figure 3b shows the temperature when oil is applied. For feed rates lower than 0.1mm/rev there is no many changes, except for low cutting speeds, where there is a range of higher temperature than dry. Shaw et al (1958) explained this by the fact that when the feed rate is small, the application of a cutting fluid may change chip curvature, bringing the heat source associated with the chip passing over the tool closer to the cutting edge. For these conditions the chip thickness is 0.215mm for oil and 0.160mm for dry cut.

As the oil decreases the size of B.U.E., there is more contact between chip and tool rake face. The result of this change may be an increase on chip curl or increase on feed force due the increase in the contact length. There is a small increase on feed force (2%), which cannot be so significant.

Micrographs from quick stop samples show that there is a B.U.E. for dry cut which is bigger than when oil is applied. This can be seen from the surface finish: 4.59 μm for dry and 2.7 μm for oil. For this condition the oil can lubricate the rake face and prevent the formation to the B.U.E.. This causes a change in the geometry of the chip formation and the shear plane angle is reduced for the lubricated cut, which means more heat goes into the workpiece.

However for feed rates higher than 0.1mm/rev the effect is opposite. The temperature for oil is lower than dry for cutting speeds lower than 40m/min. For this condition the application of oil creates conditions for a large B.U.E. For 30m/min and 0.15mm/rev the height is nearly 0.6mm. One explanation for this is that the oil cannot gain access to the rake face and, instead, prevents air (which is a lubricant) penetrating the region (Trent, 1967).

The fact is that when oil is applied the B.U.E. can persists for higher feed rates than dry. This has been explained before. These geometry changes explain the change in temperature and surface finish when oil is applied.

Figure 3c shows the effect of 1% of sulphur in the oil on the machined surface temperature. Compared with dry cutting the temperature is lower for all conditions tested, except for low cutting speeds at a feed of 0.1mm/rev or less, for which they are very close.

Now there are only two distinct regions with the boundary lying close to 0.1mm/rev (decreases with speed). This boundary could indicates changes in the formation of B.U.E., but it is difficult to prove it. The chip samples have not clarified these regions. The same manner it is not confirmed an increase in lubricating conditions by chip thickness. The results for feed forces (not presented here) are a bit lower for oil with sulphur than plain oil. However there is no change on cutting force.

More investigation is needed to explain the difference in temperature. The fact that there is no difference in cutting force even where there is a decrease on feed force can indicate lubrication. The contact of the machined surface with the tool flank face certainly will affect temperatures.

Application of sulphur moves the region of high temperatures to values beyond the ones used on this work. The format of the graphs suggests that for feed rates less than 0.1mm/rev the cutting speed will be the main cutting condition affecting the temperature. While for feed rates higher than 0.1mm/rev the cutting speed has little effect. The same happens for dry cut.

Temperature is the activation of the addictive sulphur. If the lubricant gain access to the rake face or the flank face, the temperature needs to be about 200 °C to permit the reaction with the material of the surface to lubricate it. If the temperature is low, like for low cutting speeds and feeds, there is no effect of sulphur. As they increase the temperature will be favourable to reaction of sulphur, until the pressure is so high that there is no way for the lubricant to gain access to the interfaces.

The amount of sulphur in the oil is important to permit that enough lubricant is evolving the cutting zone, and this should be investigated. Higher sulphur concentration in the oil means higher viscosity, it can becomes difficult for the lubricant to penetrate in the cutting zone.

4. CONCLUSIONS

The experiments described and discussed by this paper led useful information about lubrication during machining at low cutting speed. The main conclusions drawn from this work are:

-The lubricant did not reduces the cutting forces acting in the process but it can improve the stability during cutting by lubrication action on the rake face;

-The oil with sulphur addictive are not more effective on the surface finish than straight oil;

-Oil lubricant can reduces the workpiece temperature, but it depends of the cutting conditions. Sulphur addictions improve the effect of the oil on temperature;

-Formation of B.U.E. is the main factor that influences machining at lower cutting speeds. Sulphur changes the conditions where it will form or disappear;

5. ACKNOWLEDGEMENTS

The authors wish to thanks to Castrol UK for the supply of oil and additives, University of Warwick where this work was done and CNPq - Brazil for financial support.

6. REFERENCES

BOOTHROYD, G. Temperatures in Orthogonal Metal Cutting, *Proc Instn Mech Engrs*, vol. 177, No 29, pp 789-802, 1963.

BRAITHWAITE, E. R. *Lubrication and Lubricants*, Elsevier Publishing Co., London, 1967.

CHU, T., WALLBANK, J. Investigation on Machined Surface Temperature In Turning, *International Conference on Manufacturing Automation ICMA '97*, April 28-30, Hong Kong, 1997.

DA SILVA, M. B., CHU, T., WALLBANK, J. Temperature Measurements in Machining Using Infrared Sensor, XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - *COBEM 97, Bauru/SP, Brazil, December 08-12th, 1997.*

De CHIFFRE, L. Lubrication in Cutting - Critical Review and Experiments with Restricted Contact Tools, *ASLE Transactions*, Vol. 24, No 3, pp 340-344, 1981.

MILOVIC, R., WALLBANK, J. The Machining of Low Carbon Free Cutting Steels with High Speed Steel Tools, *J. Applied Metal Working, ASM*, Vol. 2, No 4, January, pp 249-257, 1983.

PANTALE, O., RAKOTOMALA, R., TOURATIER, M., HAKEN, N. A Three-Dimensional Numerical Model of Orthogonal and Oblique Metal Cutting Process, *PD-vol. 75, Engineering System Design and Analysis, , ASME*, vol. 3, pp 199-206, 1996.

SHAW, M., COOK, N. H., SMITH, P. A. The Cooling Characteristics of Cutting Fluids, *ASTE Research Fund., American Society of Tool Engineers, Research Report No 19*, pp 1-27, 1958.

TRENT, E. M. Condition of Seizure at the Tool Work Interface, *ISI, Special Report 94, Iron and Steel Institute*, London, pp 11-18, 1967.

TRENT, E. M. *Metal Cutting*, 2nd Edition, Butterworths, London, ISBN 0408108568, 1984.

WISE, M.L.H., MILOVIC, R. Ranges of Application of Free-Cutting Steel and Recommended Tool Materials, *Materials Science and Technology*, October, vol. 4, pp 933-943, 1988.

ZOREV, N. N. Effect of Cutting Fluids on Tool Life, *Proc. Int. Conf. Manuf. Tech., ASTM*, Ann Arbor, Michigan, USA, 25-28 Sept, 1967.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB140

A VIDA DAS FERRAMENTAS NA USINAGEM DA MADEIRA DE "EUCALYPTUS GRANDIS" NOS ESTADOS VERDE E SECO / *AISI D-6 STELL AND STELLITE-1 TOOL LIFE DETERMINATION IN THE "EUCALYPTUS GRANDIS" WOOD MACHINING*

WIILI JOHANN GOTTLOB & ROSALVO TIAGO RUFFINO
Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia - UNESP - Bauru CEP17033-360 Bauru, Brasil - E - mail : gottlob@bauru.unesp.br
Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos - USP - São Carlos CEP 13560-970 São Carlos, Brasil - E- mail: rruffino@sc.usp.br

Abstract

Two tool materials were tested at the same time: the steel AISI D-6 and the stellite-1. The wet and the air dried "Eucalyptus grandis" wood were machined with the following cutting speed: 25,4 - 35,0 - 42,6 and 50,5 m/s. The test was carried out in a molding machine, on which we set up a built tool holder and attached a feeder for the wood beams with stepless regulation speed. With regard to the two tool materials tested over tens of kilometers of cutting lengths, in the wet or the air dried wood machining, it was the stellite-1 tool material that showed a better performance in the wet, as well as in the air dried wood machining. The experimental outcome showed different trends, as to the life of the tools. The plots of the tool life for the air dried wood are bent downwards, that is, for the lower cutting speeds the tool life lasts longer. From a certain value of speed, the tool life falls, while for the wet wood machining the tool life bends upwards, that is, by increasing the cutting speed value a little bit, the tool life decreases, whereas, from a certain value of the cutting speed, the tool life stabilizes.

Keywords

Wood working, Wood machining, Tool wear / Processamento da madeira, Usinagem da madeira, Desgaste de feramentas

1. INTRODUÇÃO

Um dos problemas mais sérios no processamento das madeiras é a perda do fio de corte das serras e facas de corte. A perda do fio de corte afeta a qualidade do corte e a rugosidade das superficies cortadas, aumenta a energia consumida, os custos de manutenção das ferramentas, o custo de manufatura e reduz a produção.

As operações econômicas de usinagem de metais e madeira são freqüentemente controladas pela seleção dos materiais das ferramentas. Tal seleção é baseada em dados disponíveis de vida da ferramenta, que geralmente se baseiam numa medida particular de desgaste da ferramenta.

Existe falta de dados relativos à vida das ferramentas, sobretudo para as várias combinações ferramenta peça-obra, usadas na usinagem da madeira.

Poucos são os trabalhos científicos realizados que abordam o efeito da velocidade sobre a vida das ferramentas. Dentre eles estão: os de Kivimaa (1952); Stefaniak (1971); Tsai e Klamecki (1980); Hayashy e Suzuki (1983) e de Saljé, Drückhammer & Stülmeier (1985).

2. MATERIAIS E MÉTODOS.

2.1 Porta-ferramentas

Num porta-ferramentas com doze alojamentos axiais para as ferramentas, com forma de fresa frontal, figura 1, as ferramentas são presas radialmente em seus alojamentos, por um sistema de abraçadeira múltipla e travadas por baixo para evitar o giro das mesmas e manter a referência para medidas futuras. As principais dimensões desse porta-ferramentas são: diâmetro externo 180 mm, altura 42 mm.

Esse porta-ferramentas foi construído visando-se universalidade e fez-se uso de ferramentas de corte misto, tangencial e frontal, a fim de consumir menor quantidade de madeira na realização dos ensaios, eliminando-se perdas de madeira que ocorreriam, caso fosse usada uma serra.

Nesse porta-ferramentas foram montadas 6 ferramentas de aço AISI D-6 e 6 ferramentas de stellite. Como as ferramentas de stellite 1 eram pastilhas soldadas por brasagem em um suporte de aço de baixo carbono, usando-se solda prata, elas foram dispostas em dois grupos de três ferramentas, intercaladas por três ferramentas de AISI D-6, com a finalidade de manter o equilíbrio dinâmico do porta-ferramentas.

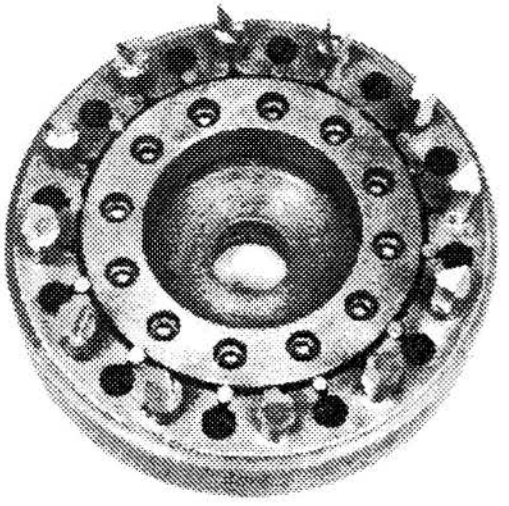


Figura 1- Fotografia do porta-ferramentas.

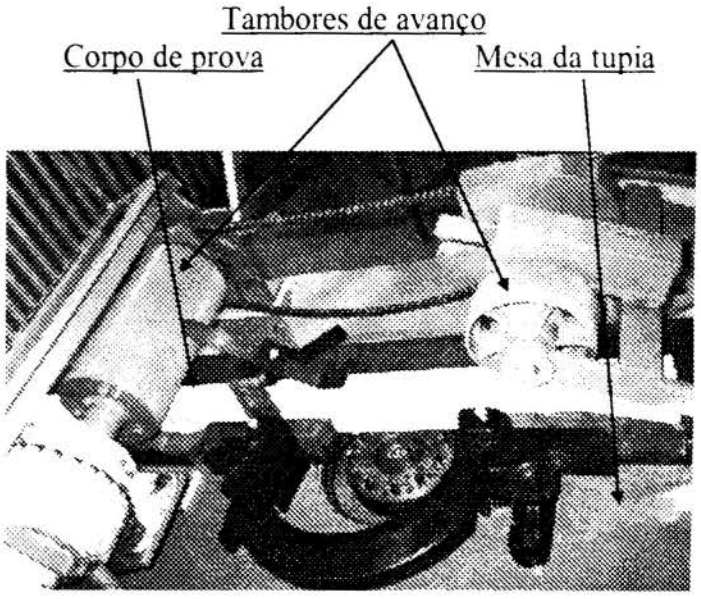


Figura 2- Fotografia mostrando a tupia e o sistema de avanço.

2.2 Máquina de Ensaio do Desgaste

Uma tupia (figura 2) para acionar o porta-ferramentas, com motor elétrico de 5 c.v., com rotações de 3130, 4320, 5320 e 6220 rpm no fuso da máquina, obtidas através de dois pares de polias duplas.

2.3 Sistema de Avanço dos Corpos de Prova de Madeira

Esse sistema é constituído por um moto-variador de velocidade, com regulagem infinitamente regulável (sistema PIV), seguido por dois pares de engrenagens, o que permite variação contínua de velocidades, de 13 a 80 rpm (figura 2).

Esse sistema de acionamento é ligado ao tambor de avanço ranhurado de 164 mm de diâmetro; esse tambor encontra-se acoplado a um outro tambor de avanço (transmissão por corrente), afastado cerca de 700 mm.

2.4 Sistema para Medir a Rotação do Fuso da Tupia

Para medir a rotação da máquina durante o processo de usinagem, foi usado um "Encoder"; adaptando-o, na extremidade inferior do fuso da tupia. Os pulsos elétricos provenientes do "Encoder", após terem sido amplificados, eram enviados a um freqüencímetro digital, o que permitiu a leitura da rotação da tupia durante o processo de usinagem.

2.5 Afiação das Ferramentas

Todas as ferramentas alojadas no porta-ferramentas foram afiadas com os mesmos ângulos de cunha (48° 30'), de folga (9° 30') e de saída (32°). As superfícies de folga principais das ferramentas foram afiadas com 19° de inclinação em relação ao eixo das ferramentas, de modo a facilitar o controle de sua retilineidade e a medida de seu desgaste.

A concentricidade das ferramentas e sua variação em altura durante o giro do porta-ferramentas, foram conferidas, na própria tupia, usando-se um relógio comparador centesimal, fixado a um suporte com base magnética.

2.6 Medição do Desgaste das Ferramentas

Montou-se um sistema de medida dos desgastes das ferramentas, usando-se: uma mesa de coordenadas, sobre a qual foram fixados: o porta-ferramentas para ser medido, dois comparadores eletrônicos digitais com resolução de 0,001 mm, um coletor de dados como interface entre os comparadores digitais / computador, constituindo tudo isso um analisador de perfis.

As pontas das ferramentas foram tomadas como ponto de referência zero das coordenadas **x**. A cada valor da cota **x**, corresponde uma cota **z**, indicada por um comparador digital, que representa o desgaste da ferramenta nessa cota **x**.

2.7 Materiais das Ferramentas

	Dureza	Composição química percentual											
Material	(HRc)	Co	C	Cr	W	V	Mn	P	S	Si	Ni	Mo	Fe
AISI D-6	61		2,08	11,98	1,12	0,14	0,56	0,012	0,016	0,27			
Stellite 1	55	52,5	2,12	28,5	12,2		0,27			1,05	1,59	0,65	1,70

2.8 Madeiras para Ensaio

Foram usadas vigotas de madeiras desdobradas nas dimensões médias de: 70 mm de altura x 52 mm de largura x 2120 mm de comprimento.

As principais características físicas da madeira "Eucalyptus grandis" eram: densidade aparente da madeira saturada, com 30 % de umidade (0,98 g/cm^3) e densidade aparente da madeira no estado seca, com 12% de umidade (0,63 g/cm^3).

Características químicas: acidez média da madeira seca ao ar pH 3,97 e da madeira verde pH 3,78, teor de sílica e de silicatos 0,028 %.

2.9 Condições de Usinagem Usadas nos Ensaios de Desgaste

A profundidade de corte usada em todos os ensaios foi aproximadamente de 1,7 mm e 0,3 mm de avanço por dente. As pressões específicas de corte **Ks** dessa madeira com 27% de umidade são 5,80 [daN/mm^2]; para a madeira seca ao ar com 12,9% de umidade 7,81[daN/mm^2].

3. RESULTADOS

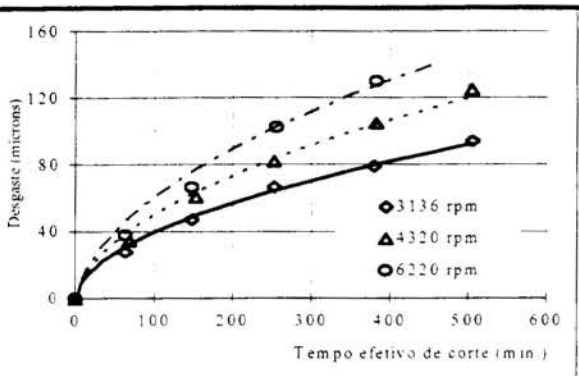


Figura 3 - Desgaste das ferramentas de stellite 1 na usinagem do Eucalipto saturado

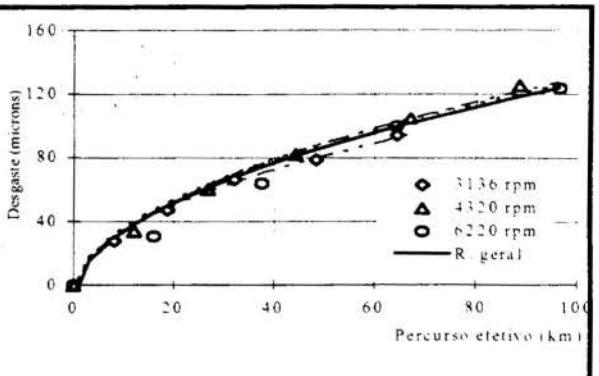


Figura 4 - Desgaste das ferramentas de stellite 1 na usinagem do Eucalipto saturado

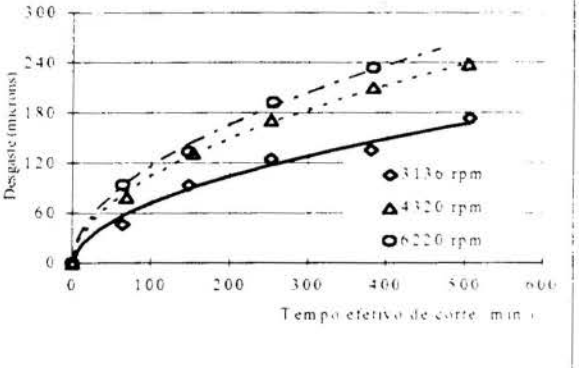


Figura 5 - Desgaste das ferramentas de aço AISI D-6 na usinagem do Eucalipto saturado

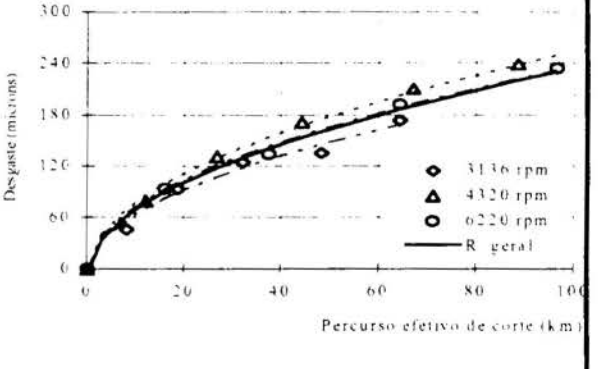


Figura 6 - Desgaste das ferramentas de aço AISI D-6 na usinagem do Eucalipto saturado

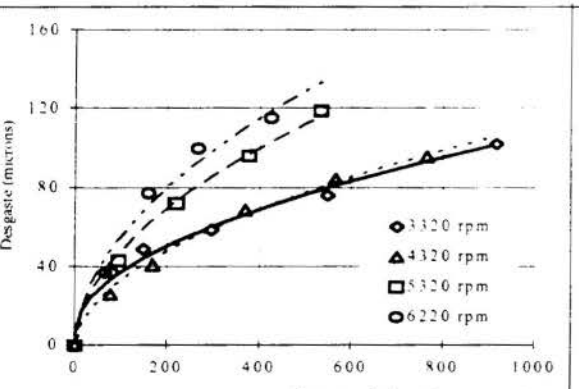


Figura 7 - Desgaste das ferramentas de stellite 1 na usinagem do Eucalipto seco

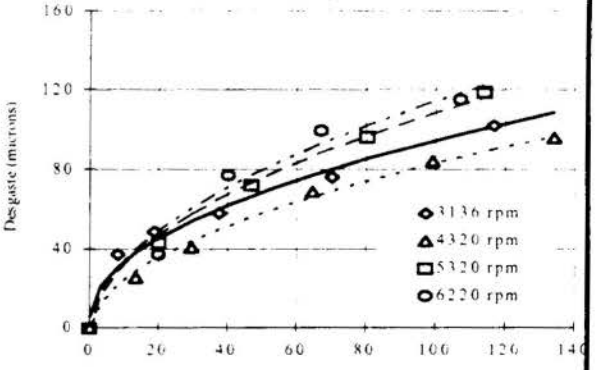


Figura 8 - Desgaste das ferramentas de stellite 1 na usinagem do Eucalipto seco

Nas figuras 3 a 10, são apresentados gráficos dos resultados dos ensaios realizados com madeira saturada de água (madeira verde), com umidade média de 36,2 %, e da madeira seca ao ar, com umidade média de 13,8 %. Nesses gráficos, encontram-se indicadas também as rotações de ensaio.

As velocidades de ensaio foram: 1527,1 m/min. (3136 rpm); 2103,6 m/min. (4320) rpm; 2557,1 m/min. (5320) rpm e 3028,8 m/min. (6220) rpm.

As figuras 11 e 12 mostram como varia a vida das ferramentas em função da velocidade de ensaio. Essas figuras foram obtidas, calculando-se o tempo ou o percurso necessário para um desgaste médio das arestas de corte de 100 μm, usando-se as equações de regressão que representam o material da ferramenta, o estado verde ou seco da madeira e a velocidade de corte usada.

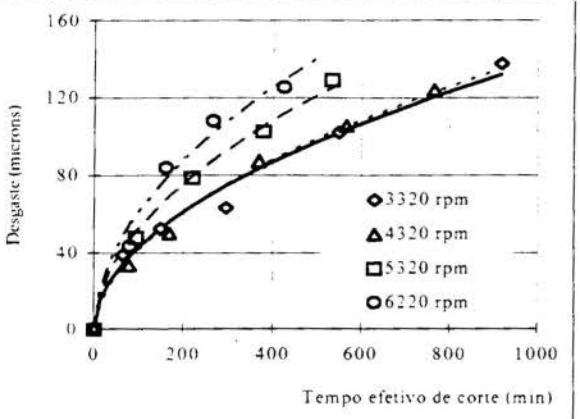


Figura 9 - Desgaste das ferramentas de aço AISI D-6 na usinagem do Eucalipto seco

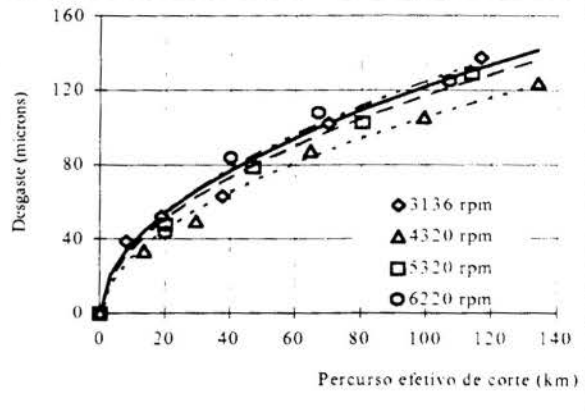


Figura 10 - Desgaste das ferramentas de aço AISI D-6 na usinagem do Eucalipto seco

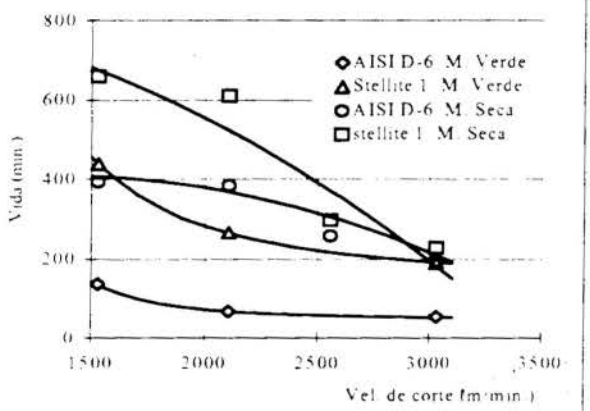


Figura 11 - Tempo de vida x velocidade de corte para 100 microns de desgaste

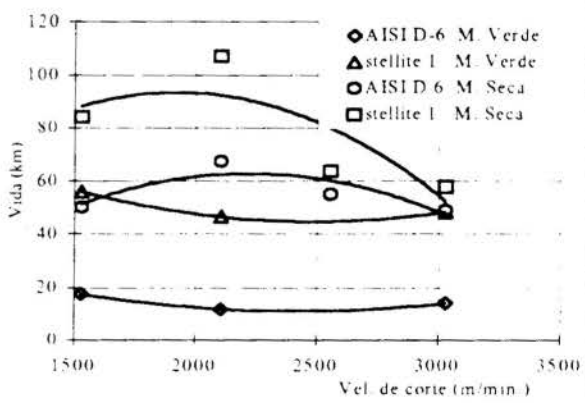


Figura 12 - Percurso de corte x velocidade corte para 100 microns de desgaste

Baseando-se em estudos extensivos e no correlacionamento dos dados do desgaste, consumo de energia e acabamento superficial da peça-obra, Bayoumi, Stewart & Bayley (1988), escolheram 150 μm como limite de desgaste na superfície de folga. Segundo nossas pesquisas, Gottlob & Ruffino (1995), verificamos que o desgaste da superfície de folga do aço AISI- D6 é aproximadamente 2,4 vezes maior em relação ao desgaste da aresta principal; para o aço rápido, essa relação é 1,9; para o metal duro, a relação é 1,14.

As equações de regressão mencionadas foram determinadas por computador e apresentaram coeficiente de correlação acima de 0,98 e coeficientes **F** satisfatórios, com 99% de confiabilidade.

4. DISCUSSÃO

As curvas de vida para os dois materiais ensaiados, para 100 microns de desgaste em função da velocidade de corte, para a madeira saturada de água (figura 11), podem ser expressas na forma da fórmula de Taylor $V^n.T = C$:

Material aço AISI D-6 $(T_{D-6} - 68{,}7243).V^5 = 9{,}618.10^{17}$
Material stellite-1 $(Ts - 198{,}322).V^3 = 14{,}0125.10^{11}$

Como se pode observar dos gráficos, para baixas velocidades de usinagem, a vida das ferramentas é alta; com o aumento da velocidade, a vida decresce rapidamente e, praticamente, acaba estabilizando-se acima da velocidade de 2500 m/min (41,7 m/s) , para ambos os materiais.

Quanto às curvas de vida (100 μm de desgaste) para os dois materiais ensaiados, para a madeira saturada de água, as vidas das ferramentas decrescem até a velocidade de 2500 m/min (41,7 m/s), voltando a crescer acima dessa velocidade (figura 12).

Na usinagem da madeira seca ao ar, as curvas de vida, não seguem a tendência da madeira saturada de água. Para a madeira seca ao ar as curvas têm curvatura para baixo, passando por um máximo, ao contrário da tendência da madeira saturada de água.

As curvas de vida da madeira seca ao ar estão acima das curvas de vida da madeira saturada de água, o que indica que a madeira seca ao ar produz menor desgaste em ambas as ferramentas.

Um fato contrastante pode ser observado, comparando-se as figuras 4 e 6 (madeira saturada de água) com as figuras 8 e 10 (madeira seca ao ar), construídas com base no percurso de usinagem. Na usinagem da madeira saturada de água, **o maior** desgaste ocorre à 4320 rpm, e na usinagem da madeira seca ao ar, **o menor** desgaste ocorre também a essa velocidade (rpm). A unica diferença básica é a ausência da fase líqüida na madeira seca ao ar.

O maior desgaste das ferramentas, usinando-se essa madeira saturada de água, certamente é devido à maior quantidade de solução ácida envolvida durante o processo de usinagem.

Kivimaa (1952), observou durante a usinagem do pinho seco ao ar que, na usinagem a 40 m/s, a força principal de corte se mantinha constante (com um desgaste mínimo da ferramenta) com o aumento do percurso de corte, o que indicou indiretamente que, nessa velocidade de usinagem, o desgaste se estabiliza ou é mínimo.

Stefaniak (1971), ensaiando serras com dentes de metal duro, cortando chapas de aglomerado de madeira, observou que entre as velocidades de 50 m/s e 62 m/s, os desgastes decresceram até a velocidade de 62 m/s e, a partir de 62 m/s, voltaram a crescer.

Tsay & Klamecky (1980), em ensaios de torneamento das madeiras Cedro Vermelho e do Pinho nas velocidades de usinagem de 1,3- 2,6 e 5,3 m/s, observaram que, nas velocidades de usinagem mais altas, o desgaste das ferramentas era mais alto, tanto para as madeiras saturada de água (90 e 80 %), como para as madeiras secas e que as madeiras saturadas provocaram um desgaste maior nas ferramentas.

Hayashi e Suzuki (1983) realizaram ensaios de fresamento periférico em madeiras secas sem sílica, com pouca sílica e de madeira siliciosa, entre as velocidades de usinagem de 3,8 a 45,2 m/s.

Eles verificaram que os desgastes das cunhas de corte em ferramentas de aço, na usinagem das madeiras com pouco silício, decresceram com o aumento da velocidade de corte até 22,6 m/s e que, a partir dessa velocidade, o desgaste se tornou constante, considerando o mesmo percurso de corte. Na usinagem da madeira siliciosa, o desgaste aumentou constantemente, com o aumento da velocidade de usinagem.

Saljé & Drückhammer & Stühmeier (1885), em operações de fresamento de bordas de chapas de aglomerado de madeira recobertas com melamina, com material de ferramenta de

metal duro, observaram que o desgaste da ferramenta aumentou, com o percurso de corte e com o aumento da velocidade de corte, até 60 m/s. Com a velocidade de 70 m/s, o desgaste da ferramenta, a imperfeição da aresta usinada e a potência consumida foram menores, em comparação com os resultados obtidos com a velocidade de 60 m/s.

5- CONCLUSÕES

1- O material de ferramenta stellite-1 apresentou um desempenho melhor na usinagem da madeira, tanto no estado saturada de água como no estado seco, embora tenha dureza menor que o aço AISI tipo D-6.

2- Os resultados experimentais mostraram que a velocidade de corte influencia o desgaste das ferramentas, no caso, ferramentas de stellite-1 e de aço AISI D-6, na usinagem da madeira.

3- A madeira saturada de água (verde) de Eucalyptus grandis, embora mais mole que a madeira seca ao ar, desgastou as ferramentas em uma proporção maior, em comparação à madeira seca ao ar.

4- Tanto para a madeira saturada de água, como para a madeira seca ao ar, o tempo de vida é maior a baixas velocidades.

5- Na usinagem da madeira saturada de água, o desgaste das ferramentas de corte segue o modelo clássico da equação de Taylor $V^n.T = C$.

6- Considerando-se o percurso de corte de fim de vida das ferramentas, usinando-se a madeira saturada de água (verde), o aço AISI- D-6 como stellite 1, mostraram tendências de vida mínima na velocidade de 2400 m/min. (40 m/s), enquanto que, na usinagem da madeira seca ao ar, aparece um ponto de máxima vida, em torno da velocidade de 2000/min. (37 m/s), para o stellite-1, e a 2200 m/min. (33 m/s) para o aço AISI D-6.

7- Nas curvas de desgaste em função do percurso efetivo de corte (figuras 4 e 6), na usinagem da madeira saturada de água, observa-se que, para as diversas velocidades de usinagem ensaiadas, as curvas se aproximam consideravelmente, o que nos permitiu traçar uma curva de regressão geral, a qual, a princípio, pode representar o fenômeno de desgaste da madeira verde, para todas as velocidades ensaiadas.

8- A tendência das curvas que representam a vida das ferramentas para a madeira saturada de água é de raios de curvaturas acima das curvas, enquanto a das curvas que representam a vida para as madeiras secas é raios de curvaturas abaixo das curvas.

9- Para a usinagem da madeira de Eucalyptus grandis saturada de água, recomenda-se o uso de altas velocidades de corte, acima de 2300 m/min., dentro dos limites permitidos pela dinâmica das máquinas.

10- Para a usinagem da madeira "Eucalyptus grandis" seca ao ar, deve-se usar uma velocidade em torno de 2200 m/ min., que é a velocidade de máximo percurso efetivo de corte.

6 - BIBLIOGRAFIA

BANSHOYA, K.-Tool life in machine boring of wood and wood-based material VI.(Machinability of various domestic and imported wood species). *Mokuzai Gakkaishi*, vol. 32, 6: 418-424, 1986.

BAYOUMI, A.E.; STEWART, J.S. & BAILEY, J.A. The effects of cemented carbide binder composition on tool wear encountered in surfacing green lumber. *Wood and Fiber Science*, 20, 4: 457- 476, 1988.

GOTTLOB, W. J. , RUFFINO, R. T. Uma verificação experimental do desgaste das ferramentas na usinagem da madeira "Eucalyptus grandis". XIV *Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, 1997.

HAYASHI, K. , SUZUKI, T. Effect of cutting speed on tool wear in the peripheral milling of wood. *Mokuzai Gakkaishi* , vol. 29, 1: 36-42 , 1983.

KIRBACH, E. & BONAC, T. Alloy tipping for reduce sawtooth dulling. *Forest Products Journal*, 32, nº 4: 36-40, 1982a.

KIVIMAA, E., Was ist die Abstumpfung der Holzbearbeitungswerkzeuge. (O que é desgaste de uma ferramenta de usinar madeira). *Holz als Roh- und Werkstoff*, 10/11: 425-428, 1952.

SALES, C. Knife wear during tropical hardwoods planing. In: *Proceedings of the Eighth Wood Machiming Seminar*, Richmond. 1985, California, Forest Products Laboratory, University of California, 99-106, 1985.

SALJÉ,E., DRÜCKHAMMER, J., STÜHMEIER, W. - Neue Erkenntnisse beim Fräsen von Spanplatten mit unterschiedlichen Schnittbedingumgen (New result in milling of particleboard under varyng cutting conditions). *Holz als Roh- und Werkstoff* ,43: 501-506, 1985.

STEFANIAK, V.W. Einfluβ der Schnittgeschwindigkeit auf das Abstumpfen hartmetallbestückter Sägeblätter beim Schneiden von Spanplatten. *Holztechnologie*, 12, 1: 9-15, 1971.

TSAI, G.S.C. & KLAMECKI, B.F. Separation of abrasive and electrochemical tool wear mechanisms in wood cutting. *Wood Science*, 12: 236-242, 1980.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1417

ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE DIAMANTES NATURAIS E SINTÉTICOS, UTILIZADOS NA FABRICAÇÃO DE PONTAS ESCARTÁVEIS EM ODONTOLOGIA / *STUDY OF NATURAL AND SYNTHETIC DIAMONDS'S BEHAVIOR, UTILIZED TO MAKE DISPOSABLE BURS*

Eduardo Carlos Bianchi *, Fabio Andreassa Guedes Cezar *, Eraldo Jannone da Silva *, Paulo Roberto de Aguiar *, Ana Rita Rodrigues Bianchi **, César Antunes de Freitas **
* UNESP - FET - Bauru - Departamento de Engenharia Mecânica - Av. Eng. Luiz Edmundo Carrijo Coube, S/Nº ,17033-360 - Bauru - SP - E-mail: bianchi@bauru.unesp.br
** USP - Universidade de São Paulo - Bauru - Departamento de Materiais Dentários - Rua Al. Octávio Pinheiro Brisola, 9-75, - 17043-101 - Bauru - SP

Abstract

Eight distincts abrasives diamonds were used to made diamonds burs. Each diamond burs was researched to assign the best type of diamond to be used in rotatory dental diamonds instruments. In the tests, glass was grinding, while the tangential force of cut was taken in real time by computer. The best type of diamond was that could remove more material until a determined maximal tangential force of cut was hit. The economics and health aspects have also been pondered. Thus, the best type of diamond was that proved at the same time the best conditions to remove material and the least price, enabling the fabrication of disposable diamonds burs.

Palavras-chave

Tipos de diamante, pontas diamantadas, instrumentos dentarios diamantados, diamond, diamond burs

1. INTRODUÇÃO

Pontas diamantadas são instrumentos abrasivos normalmente utilizados na área odontológica para a remoção de esmalte dentário, acabamento superficial de restaurações e para a fabricação de próteses. Em tais pontas os grãos de diamante são fixos por eletrodeposição níquel em uma matriz metálica de pequeno diâmetro que são diretamente montadas no eixo árvore de uma caneta odontológica, sendo, dessa forma, rebolos de pequeno diâmetro.

Atualmente, o conhecimento sobre as diversas vantagens da utilização de pontas diamantadas está bem consolidado, porém ainda não são encontrados trabalhos cientificos que abordem sobre o comportamento da capacidade de corte dos diamantes utilizados nessas pontas, nem tão pouco foram definidos ensaios padronizados pelas instituições competentes, tais como a American Dental Association (ADA). Outras variáveis não especificadas são a taxa de material removido, vida útil das pontas diamantadas, material da matriz, quantidade e tamanho dos grãos de diamante e a natureza do diamante (natural ou sintético).

Assim sendo, no presente trabalho buscou-se encontrar o melhor tipo de grão de diamante para a fabricação de pontas diamantadas descartáveis para aplicação odontológica,

aproximando-se a metodologia deste trabalho, tanto quanto possível, dos parâmetros encontrados em clínicas e consultórios odontológicos.

2. SELEÇÃO E UTILIZAÇÃO DOS GRÃOS DE DIAMANTE

Segundo Manson, E.L. *et al.*(1979) e Davis, P.R. *et al.*(1996), a dificuldade em se avaliar o comportamento de um grão de diamante é um problema que sempre preocupou fabricantes e usuários de ferramentas diamantadas. Embora alguns atributos importantes, tais como o tamanho, resistência a fratura e a estabilidade térmica do grão, têm sido reconhecidos como regras básicas na seleção do grão para uma determinada aplicação, a seleção do diamante mais adequado torna-se complexa.

A primeira grande complexidade reside na dificuldade em identificar a condição exata de carregamento sobre um grão individual durante uma determinada aplicação. A natureza do processo de corte é influenciada por uma infinidade de grãos, a qual resulta em uma distribuição randômica (aleatória) das forças de corte operantes na interface grão-peça (Davis, P.R. *et al.*,1996).

O advento do diamante sintético possibilitou a obtenção de diferentes atributos para os grãos de diamante, modificando apenas o processo de síntese. Atualmente, é possível a produção de diamantes sintéticos na escala que abrange desde grãos menores que 3μm (micro pó) a grãos maiores que 3 mm, possibilitando ainda uma imensa variedade de formas, resistência e estabilidade térmica. Essa diversidade de características permite que o diamante seja utilizado em uma larga variedade de aplicações abrasivas, como o polimento de cerâmicas ou o corte das mais duras pedras de granito (Davis, P.R. *et al.*,1996).

A seguir são apresentadas algumas características dos diamantes utilizados no presente trabalho, bem como sugestões de aplicação e uso, segundo Bailey, M.W. *et al.*1994).

Os diamantes são apresentados segundo uma ordem crescente de friabilidade(capacidade do grão abrasivo em gerar novas arestas de corte).

PDA-878e: é um abrasivo que se presta a uso geral, destinado a ser utilizado com ligante metálico. É um material cristalino de alta resistência ao choque, a temperaturas ambiente ou elevadas. Foi concebido com vistas a oferecer um bom comportamento em uma grande variedades de aplicações.

TED-II: é um abrasivo com friabilidade e características apropriadas para fabricação de ferramentas por eletrodeposição, onde máquinas de torque razoavelmente elevado são utilizadas.

PDA-768e: contém cristais de arestas vivas, selecionados especialmente, assim como algumas partículas cristalinas compactas. Esta combinação particular de formas faz com que esse produto seja apto para uma diversidade de aplicações que não requer um material de resistência muito elevada como o PDA-878e.

PDA-665e: apenas é afetado a temperaturas muito elevadas. É um diamante natural de primeira classe, apresentas partículas compactas e bem formadas. Se presta a muitas aplicações de retificação. Além do mais, suas características o fazem eminentemente apto para a fabricação de ferramentas por eletrodeposição.

PDA-555: projetado para aplicações que se necessite de uma partícula (grão) mais friável. É um abrasivo de diamante natural com partículas compactas e formas irregulares. Tem alta resistência térmica e as características do poder cortante dos diamantes naturais.

DMB-G: aplica-se a ferramentas de torque não muito elevado, apresentando friabilidade pouco mais elevada que o diamante PDA-555.

DMB-T: apresenta propriedades semelhantes ao diamante DMB-G, porém é pouco mais friável.

PDA-433: é um produto sintético, eminentemente apto para uso em ligantes resinóides. Porém, por sua forma irregular é empregado normalmente com recobrimento de níquel,

constitui um solução econômica para uma variedade de aplicações. Dentre os diamantes ensaiados é friável.

3. MATERIAIS E MÉTODO

Para o estudo do melhor tipo de grão de diamante para a fabricação de pontas diamantadas descartáveis foram fabricadas pontas com grãos superabrasivos de diamantes naturais e sintéticos (granulometria D120/140), conforme dimensões apresentadas na figura 1, as quais foram ensaiadas em um banco de ensaios composto por três partes básicas: mecânica, eletrônica e computacional.

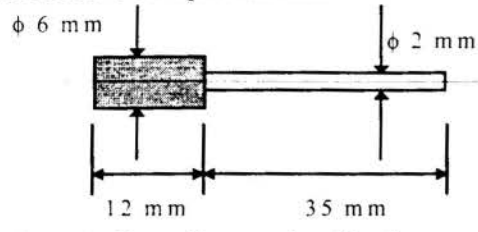


Figura 1 - Ponta diamantada utilizada nos ensaios.

A parte mecânica do banco de ensaios é constituída de uma máquina retificadora plana, marca *Reti Lite*, com 600 mm de curso longitudinal por 400 mm de curso transversal; com 400 mm de altura entre o rebolo e a mesa. O movimento transversal da mesa é controlado por um motor de corrente contínua com velocidade mínima de 20 mm/min e máxima de 500 mm/min.

O movimento longitudinal da mesa é feito por meio de um sistema hidráulico. A caneta odontológica utilizada é da marca DENTEC, com micromotor de corrente contínua de 31 V de tensão de alimentação, apresentando rotação máxima de 24.000 rpm.

No cabeçote da retificadora foi fixada a caneta odontológica, responsável pela rotação das pontas diamantadas. A fixação é feita com o auxílio de uma peça de nylon, elaborada para que a caneta não se danifique durante o processo de usinagem. Sobre a mesa da máquina retificadora, utilizou-se uma morsa para a fixação do corpo-de-provas.

A parte eletrônica do banco de ensaios é a responsável pela aquisição dos valores de tensão e corrente elétrica que agem sobre o micromotor, posteriormente convertendo-se esses valores a intensidades compatíveis com a placa de aquisição A/D, da marca NOVUS, com velocidade de conversão de 17 ms.

A conversão de valores dividi-se da seguinte forma:

1. Conversão do valor de corrente consumida pelo micromotor em tensão compatível com a placa de aquisição A/D;
2. Conversão do valor de tensão aplicada sobre o micromotor em valores compatíveis com a placa de aquisição A/D;
3. Conversão da frequência de rotação do eixo do micromotor em tensão compatível com a placa de aquisição A/D.

Na placa de aquisição A/D os valores de tensão são transformados em sinais digitais, possíveis de serem interpretados pelo computador (PC 486-DX2, com velocidade de 66 Mhz e 8 Mb de memória RAM) e, assim, processados pelo software que foi desenvolvido para a realização desse trabalho. Ao software deu-se o nome de *Dental 2.0*. Trata-se de um software desenvolvido e compilado em linguagem Pascal, através da utilização do programa Turbo Pascal 7.0.

O objetivo do software é tratar matematicamente e armazenar em arquivos os valores enviados pela placa de aquisição A/D, a fim de se obter em tempo real a intensidade da força tangencial de corte. Ao final da realização de cada cálculo, o software está habilitado a plotar um ponto, referente a intensidade da força de corte, em um gráfico Força Tangencial de Corte x Número de Passadas, apresentado diretamente no monitor de vídeo do computador.

O valor da força tangencial de corte ($\mathbf{F_t}$) da ponta pode ser obtida pela equação:

$$\mathbf{T = F_t \cdot d_s / 2} \qquad (1)$$

Onde $\mathbf{d_s}$ é o diâmetro externo da ponta e **T** é o torque aplicado pelo micromotor que é obtido pela equação:

$$T = (I \cdot V \cdot 60) / (2\pi \cdot n) \qquad (2)$$

sendo I e V são os valores de corrente e tensão elétrica aplicados no micromotor da caneta odontológica, e η o número de rotações no eixo do micromotor.

Logo, dois dos valores para a determinação da intensidade do torque instantâneo (T) são variáveis diretamente conhecidas, pois os valores de corrente elétrica instantânea (I) e tensão elétrica instantânea (V) são transformados pela placa A/D em sinais digitais e enviados ao software.

O número de rotações na unidade de tempo (n) no eixo não é obtida diretamente pela montagem eletrônica. Sendo conhecido os valores de tensão e corrente elétrica instantâneos, através de uma equação de correlação é possível determinar a rotação instantânea do eixo árvore do micromotor, em função de um modelo matemático, desenvolvido por computador, que simula o funcionamento do micromotor de corrente contínua da caneta odontológica.

Como recomendado pela ADA, escolheu-se o vidro como material para a confecção do corpo-de-provas, pois esse apresenta características semelhantes àquelas do esmalte dentário, sendo porém mais uniforme, fazendo com que se preste, de modo todo especial, para o controle da eficiência de corte de grãos de diamante (Vaz, J.C. *et al.*,1981) As dimensões do corpo-de-provas são 155 mm x 90 mm x 8 mm. Sendo que o comprimento de corte foi de 90 mm.

As pontas diamantadas foram submetidas a ensaios de retificação do tipo passagem. Nesses ensaios a velocidade de deslocamento transversal da mesa da máquina retificadora foi 0.0055 m/s e a velocidade de corte 7,1 m/s. A penetração da ponta diamantada no corpo-de-provas foi de 400 μm por passada.

As pontas diamantadas foram solicitadas até o momento em que, por elevação excessiva do torque, ocorria o travamento do eixo do micromotor (fim de ensaio). Consequentemente, como o comportamento de cada ponta diamantada foi distinto, o volume de material removido diferenciou para cada ensaio realizado.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos nos ensaios experimentais são apresentados na forma de gráficos de força tangencial de corte em função do volume de material removido. Posteriormente, esses são agrupados em conjunto para a avaliação estatística do comportamento dos diversos diamantes estudados.

Nas figuras de 2 a 9 são apresentados os resultados obtidos. A disposição das figuras é apresentada em função decrescente do volume de material removido pela ponta diamantada.

Pode-se notar em todos os ensaios a grande dispersão dos resultados num mesmo lotes de pontas. Esse fato já era esperado, pois sabe-se que as melhores pontas são aquelas onde há espaçamentos maiores e homogêneos entre os grãos de diamantes. As dificuldades em se assegurar a homogeneidade no processo de fabricação, por se tratar de uma eletrodeposição, não confere as mesmas qualidades para todas as pontas diamantadas, mesmo que essas pertençam a um mesmo lote de fabricação. Sempre ocorre diferenças relacionadas ao espaçamento médio entre os grãos, a densidade de grãos abrasivos de diamante, qualidade de Ni depositado, dentre outros.

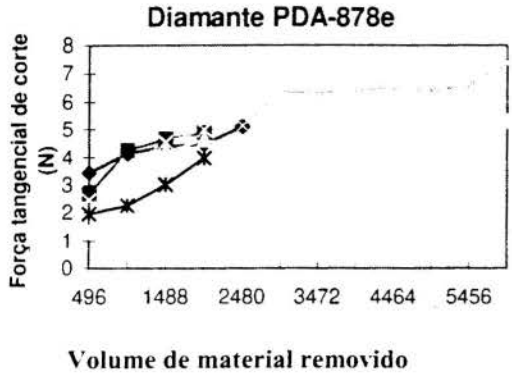


Figura 2: Resultados com o diamante PDA-878e

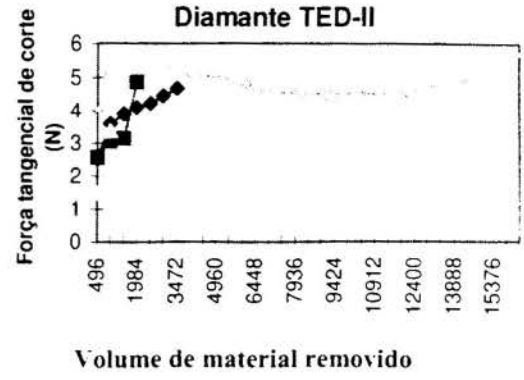


Figura 3: Resultados com o diamante TED-II

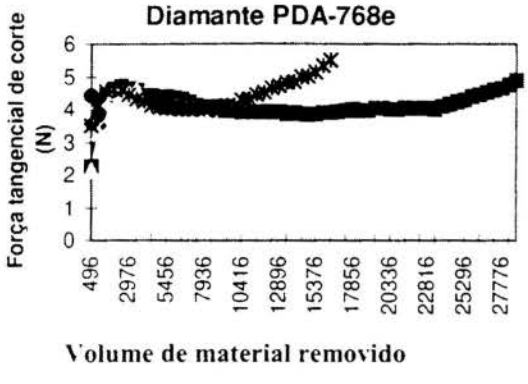


Figura 4: Resultados com o diamante PDA-768e

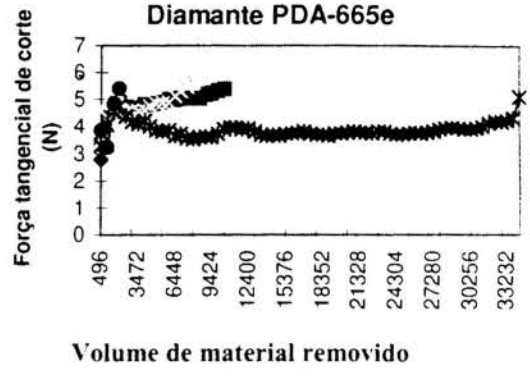


Figura 5: Resultados com o diamante PDA-665e

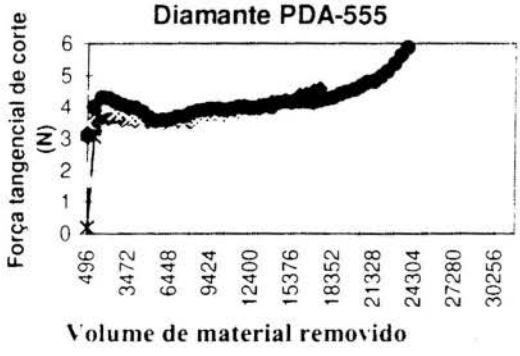


Figura 6: Resultados com o diamante PDA-555

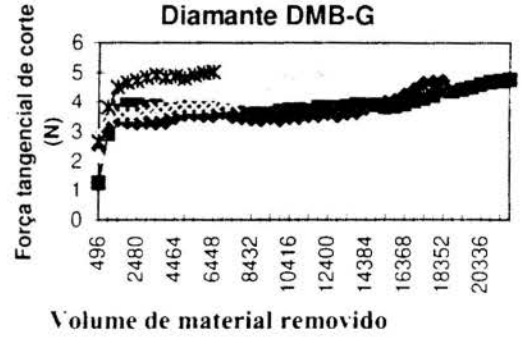


Figura 7: Resultados com o diamante DMB-G

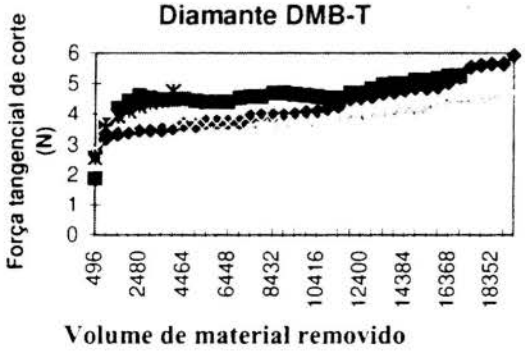


Figura 8: Resultados com o diamante DMB-T

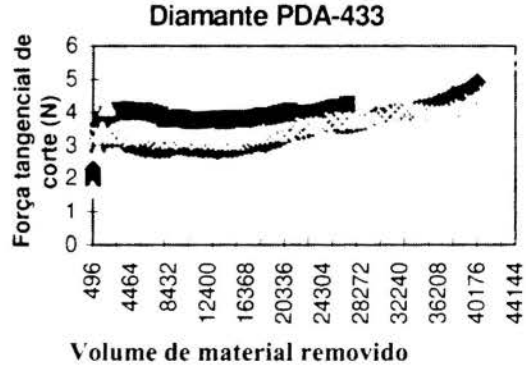


Figura 9: Resultados com o diamante PDA-433

Assim, em pontas com maiores espaçamentos o número de grãos ativos é menor e, consequentemente, os cavacos arrancados apresentam maiores espessuras. Dessa forma, os grãos abrasivos são submetidos a maiores esforços de corte, tendendo a desgastarem-se mais rapidamente e desprenderem-se antecipadamente da superfície de corte da ponta. Ressalta-se, todavia, que espaçamentos excessivos são prejudiciais a eficiência de corte da ponta.

Verificou-se que a tendência de remoção de material conferida as pontas confeccionadas com o diamante PDA-878e foi a menor entre todas. Este tipo de diamante é o que apresenta estrutura mais cristalina dentre os diamantes estudados. Portanto, é o menos friável. Assim, necessita de grandes esforços de corte para a geração de novas arestas no topo dos grãos abrasivos.

Considerando-se o pequeno torque disponível no eixo do micromotor utilizado neste trabalho (idêntico ao que é usualmente utilizado por protéticos), os valores de força tangencial de corte foram insuficientes para fraturar os grãos abrasivos. Desta forma ocorreu a elevação da área de contato entre os grãos abrasivos e o material, elevando rapidamente os valores de força tangencial de corte, o que causou o travamento do eixo do micromotor.

Em sequência, as pontas confeccionadas com os diamantes TED-II, PDA-768e, PDA-665e, PDA-555, DMB-G, DMB-T e PDA-433, apresentaram progressivamente maior capacidade de remoção de material, devido as estruturas dos grãos serem cada vez menos cristalinas; ou seja, são respectivamente mais friáveis. Desta forma, há uma maior geração de novas arestas de corte no topo dos grãos abrasivos, fazendo com que as pontas permaneçam agressivas (com capacidade da ponta em remover material) por mais tempo. Na tabela 1 são apresentados os valores de volume de material removido em todos os ensaios de passagem realizados, com os quais foi desenvolvida uma análise estatística para 95% de confiança .

Tabela 1: Valores de volume de material removido em todos os ensaios e análise estatística.

Material Removido (mm^3) - valores em ordem crescente						
DMB-T	1488	3472	16864	19344	19344	
PDA-878e	1984	1984	2480	5952	5952	
PDA-555	992	992	2976	17460	23808	31744
PDA-433	2976	26784	40176	44144		
PDA-665e	998	1984	1984	8928	10416	34224
PDA-768e	992	992	1488	3472	16368	28768
DMB-G	6448	13392	13392	18352	21824	
TED-II	1488	1984	3472	16368		

Em destaque os valores que se enquadram dentro dos limites de confiança, são os mesmos valores utilizados para o cálculo da média (μ)

				Limites		
	Média(x)	Variância	Erro	Inferior	Superior	Média(μ)
DMB-T	12102,4	8869,9	7774,8	4327,6	19877,2	18517
PDA-878e	3670,4	2092,6	1834,3	1836,1	5504,7	2149
PDA-555	12995,3	13243,2	10596,7	2398,6	23592	6812
PDA-433	28520	18578,5	18206,9	10313,1	46726,9	37034
PDA-665e	9755,7	12627,9	10104,4	0	19860,1	4862
PDA-768e	8680	11486,4	9191,1	0	17871,1	4662
DMB-G	14681,6	5822,5	5103,6	9578	19785,2	15045
TED-II	5828	7077,1	6935,3	0	12763,3	2315

Média (x) = média de toda a população

Média (μ) = média dos valores que se enquadram dentro dos limites de confiança

Erro calculado para 95% de confiança

Nota-se claramente que as pontas confeccionadas com o diamante PDA-433 apresentaram maior vida útil pelo melhor aproveitamento dos grãos. Isso somente foi possível pela excelente capacidade deste grão em gerar novas arestas de corte, fazendo com que a força tangencial de corte permanecesse num patamar inferior por mais tempo, com relação aos outros diamantes utilizados, removendo mais material antes que o valor limite de torque suportado pelo eixo do micromotor da caneta odontológica fosse atingido.

Posteriormente, foi elaborada a figura 10, relacionando o tipo de diamante utilizado com o volume médio de material removido, média (μ). Para o cálculo desta média, utilizou-se somente os valores que se enquadraram dentro dos limites de confiança inferior e superior (tabela 1).

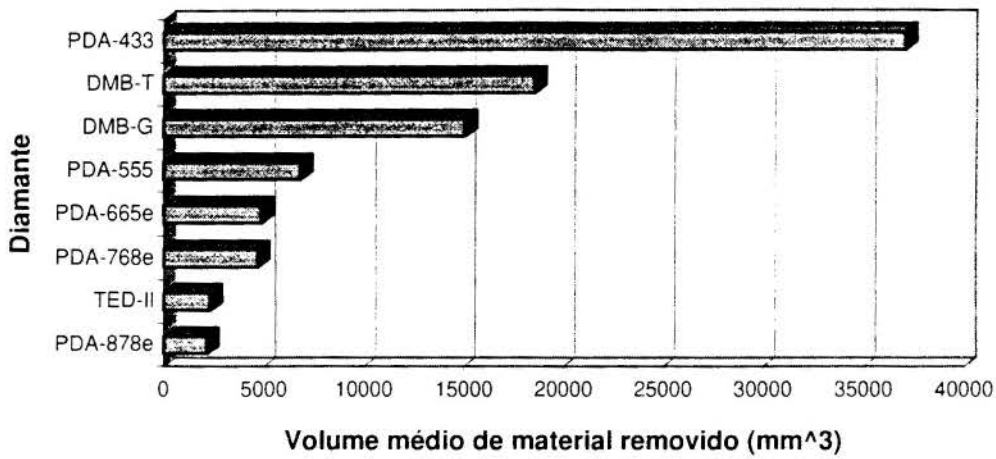


Figura 10 - Tipo de diamante utilizado em função do volume médio de material removido

Pode-se verificar que as pontas confeccionadas com o diamante PDA-433 apresentaram uma capacidade significativamente superior na remoção de material, em relação aos outros diamantes. Ressalta-se que essa capacidade foi substancialmente maior se comparada a dos diamantes naturais PDA-555 e PDA-665e, os quais são utilizados atualmente pela maioria das empresas na confecção de pontas odontológicas.

5. CONCLUSÕES

Dos resultados obtidos neste trabalho pode-se concluir que:

A metodologia utilizada neste trabalho representa um significativa contribuição ao estudo do comportamento de pontas diamantadas, considerando-se que atualmente não existem testes padrões para a determinação do comportamento dessas pontas.

Utilizando-se instrumentos de baixo torque, a estrutura cristalina do diamante e, consequentemente, de sua friabilidade exercem grande influência no comportamento das pontas diamantadas. Com a progressiva melhoria da estrutura cristalina (maior homogeneidade da estrutura do grão) menos friável torna-se o grão, assim, as forças de corte desenvolvidas não são suficientes para a geração de novas arestas no topo dos grãos abrasivos. Desta forma, há a elevação da área no topo dos grãos abrasivos, elevando a força tangencial de corte, o que limita a vida útil da ponta odontológica, pelo travamento do eixo do micromotor.

O diamante PDA-433 apresentou-se sempre com maior capacidade de remoção de material, em relação aos outros tipos de diamantes. Isto ocorreu pois, para o baixo torque disponível no micromotor, apresentou maior friabilidade; ou seja, gerou novas arestas de corte

mais rapidamente, fazendo com que o limite de força tangencial de corte permanecesse baixo por mais tempo, prolongando a vida útil da ponta odontológica.

O custo do quilate da diamante PDA-433 é cerca de 1/2 do custo do diamante natural PDA-555 e cerca de 1/2,6 do custo do diamante natural PDA-665e.

Portanto, o diamante PDA-433 apresenta maior capacidade de remoção de material e menor custo. Assim, é mais adequado para a fabricação de pontas odontológicas descartáveis utilizadas em instrumentos odontológicos (que possuem baixo torque).

A opção do dentista em utilizar pontas descartáveis consiste na mudança de um habito tradicional; porém, com a utilização de um produto de alta confiança (como uma ponta descartável) fica efetivamente encerrado o ciclo de doenças transmissíveis em consultório dentário, como hepatite tipo B.

O custo do processo de fabricação de pontas descartáveis é praticamente o mesmo, se comparado ao processo de fabricação das pontas atualmente utilizadas no mercado. No entanto, o controle de qualidade pode ser mais aberto, no caso de pontas descartáveis, por ser um produto tipicamente menos exigido. Também pode-se ressaltar que para um consumo maior de pontas, maior deve ser a produção. Isto tende a reduzir o custo do produto.

AGRADECIMENTOS

Manifestamos nossos agradecimentos à FAPESP pela concessão da bolsa de iniciação cientiica, e às empresas De Beers do Brasil LTDA e Master Diamond Ferramentas pela doação dos diamantes e pela fabricação das pontas, respectivamente.

BIBLIOGRAFIA

BAILEY, M.W. & JUCHEM, H.O. - *Selection and use of PremaDia* - Industrial Diamond Review - p.8 a 11 - janeiro 1994

Clinical Research Associates Newsletter (CRA) - Vol. 5 - N. 11 - p. 1-2 - novembro 1996.

DAVIS, P.R.; FISH, M.L.; PEACOCK, S.; WRIGHT, D.N. - *Um sistema indicativo para seleção de grãos abrasivos de diamante* - Industrial Diamond Review - V. 56 - N.570 - mar/96

MANSON, E.L. & CHIEN-MIN SUNG - *Projeto e Propriedades dos Superabrasivos* - 1979

STEAGALL, L.& NETTO, N.G. - *Avaliação quantitativa e qualitativa de três instrumentos de diamante* - Rev. Ass. Paul. Cirurg. Dent. - Vol. 39 - n. 3 - p. 138 a 143 - mai/jun 1985.

VAZ, J.C.; STEAGALL, L.; ISSAO, M. - *Eficiência de instrumentos de diamante no desgaste do esmalte de dentes humanos e vidro. Ensaio preliminar com instrumentos nacionais e estrangeiros.* - Rev. Ass. Paul. Cirurg. Dent. - Vol. 35 - n. 1 - p.82 a 91 - jan/fev 1981.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB146

TOOL LIFE OF PCBN AND CERAMIC CUTTING TOOLS WHEN TURNING HARDENED AISI E52100 STEEL

ALEXANDRE MENDES ABRÃO
Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia - UFMG - Av. Antônio Carlos, 6627, Pampulha, Belo Horizonte MG, CEP 31.270-901 - e-mail:abrao@vesper.demec.ufmg.br

DAVID KEITH ASPINWALL
School of Manufacturing & Mechanical Engineering and IRC in Materials - Univeristy of Birmingham - Edgbaston, B15 2TT, Birrmingham UK, email: dkaspinwall@bham.ac.uk

Abstract

The paper investigates the tool life of two grades of polycrystalline cubic boron nitride tools (high and low CBN content) and three grades of ceramic tools (mixed alumina, whisker reinforced alumina and silicon nitride-based ceramic) when continuous turning AISI E52100 bearing steel (62 HRC). The tests were conducted over a range of cutting parameters involving roughing and finishing conditions. A tool life criterion was established for an average flank wear of VB_B=0.3 mm and the surface roughness of the machined surface was monitored throughout the test programme. The results indicated that, in general, longest tool lives were obtained when machining using the mixed alumina and low content PCBN tools, followed by the whisker reinforced alumina, high content PCBN and finally silicon nitride-based ceramic (which presented the poorest performance). Surface finish values as low as R_a=0.14μm were obtained under finishing conditions.

Keywords

Machining, Hardened Steels, PCBN and Ceramic Tools, Tool Life.

1. INTRODUCTION

Cubic boron nitride (CBN), the hardest material next to diamond, is entirely man-made and was successfully synthesised for the first time in 1957 at the General Electric Co., USA, following developments on the synthesis of diamond, Wentorf (1957). Typically, CBN powder is manufactured by subjecting hexagonal boron nitride together with a catalyst to extremely high pressure and temperature (minimum of 40 kbar and 1500°C, respectively). Single point PCBN compact tools are produced by compacting CBN grit together with a suitable binder phase into a dense polycrystalline mass. The compacts are either backed with cemented carbide or unbacked. Finished tools are produced by cutting and shaping the PCBN blank using diamond grinding and, in some instances, electrical discharge machining techniques. The principal applications of PCBN reflect its ability to maintain its hardness at high temperatures (1800 HV at 1000°C according to Heath, 1987) and its relatively low solubility in iron, such that it is the most suitable tool for cutting hard ferrous alloys and some cobalt and nickel based superalloys.

Despite its outstanding high temperature properties, a chief drawback of PCBN tools is their high capital cost compared with traditional cutting tools (~50 times the cost of tungsten carbide tools). Furthermore, a number of ceramic tool materials have been developed which provide increasing competition to PCBN tools in certain applications at a lower capital cost. These ceramic materials, briefly described below, are currently limited by strength and toughness, but are continually improving. Conventional ceramic tool materials can be roughly divided into oxides and non-oxides. The first group comprises pure alumina (including zirconia toughened alumina), mixed alumina and whisker reinforced alumina. The main non-oxide ceramic cutting tools are the silicon nitride based tools.

Pure alumina (Al_2O_3) tools are produced by cold pressing and subsequent sintering in an oxidising atmosphere. They are white in colour with a hardness similar to that of cemented carbide at room temperature (1700 HV). They have good chemical stability compared to carbides and nitrides, but alumina tools have lower toughness than cemented carbide and have poor thermal and mechanical shock resistance, so that in the majority of cutting operations they are used dry. In order to enhance the toughness of alumina materials, up to 15% of zirconia is added. Gruss (1988) shows that an alumina tool without zirconia has a fracture toughness 5.5 MPa/m$^{1/2}$, however, this value increases to 9.5 MPa/m$^{1/2}$ when 12% volume of zirconia is added to the matrix, but further increases in zirconia content result in a decrease in fracture toughness. Typical applications of alumina/zirconia tools include the turning of grey, nodular and malleable cast irons at cutting speeds of up to 900 m/min. Carbon, alloy and tool steels hardened to 300 HBN can also be turned at speeds of up to 1080 m/min. It is suggested that for finish machining, inserts with a low zirconia content are preferable, whereas for rough machining the reverse is true.

Mixed alumina tools generally consist of a fine grained alumina matrix containing 30% or more of titanium carbide and/or nitride, hot pressed or hot isostatically pressed to full density. These tools are often referred to as black ceramics because of their coloration. A typical mixed alumina tool material containing between 30 and 40% TiC has a hardness of 2800 HV, thermal conductivity of 35 W/mK and fracture toughness of 7.0 MPa/m$^{1/2}$ (Ezugwu and Wallbank, 1987). Additions of TiN and TiC improve the thermal shock resistance of the ceramic tool by increasing the thermal conductivity of the alumina, which causes a decrease in the thermal gradient and consequently, thermal stresses. This enables higher speed machining with less risk of fracture due to high temperature gradients. The high temperature hardness of mixed ceramic is superior to that of pure alumina.

Whisker reinforced alumina tools present the addition of up to 25% volume of silicon carbide (SiC) whiskers to the alumina matrix. The whiskers have diameters up to 2 μm and lengths up to 20 μm (Trent, 1984) and their incorporation into the alumina matrix principally improves toughness and thermal shock resistance (Billman at al., 1988). The compacts are made by hot pressing and are green in colour. The main advantages of whisker reinforced alumina (WRA) are good fracture toughness (8 MPa/m$^{1/2}$) and resistance to thermal shock and high hardness at room temperature (2000 HV), Brookes (1992). Quoted applications include the high speed turning (500 m/min cutting speed) of superalloys and the machining of hard cast iron and hardened steels (Gruss, 1988). Smith (1989) has reported that WRA cutting tools can be successfully employed for machining of nickel alloys (where they present superior notch wear resistance), and hardened steels where the cut is intermittent. However, they are ineffective when machining soft and medium hardness steels due to the chemical reactivity between SiC whiskers and the work material, resulting in premature crater wear.

Cutting tool materials based on silicon nitride (Si_3N_4) can be produced either by hot pressing or reaction bonding, the final properties of the compact being influenced by the

composition and the production process. Hepworth (1991) reports that there are two main features distinguishing nitrides (and carbides) from oxide ceramics: first, the raw materials require extensive thermochemical processing and, hence, are more expensive: second, they are covalent materials (unlike oxides, which are principally ionic) whose behaviour is dictated by their rigid, directional bonding, which confers high stiffness, hardness and strength at elevated temperatures. Sintering aids are introduced in order to improve densification, typical additives used are yttrium oxide (Y_2O_3), aluminium oxide (Al_2O_3), magnesium oxide (MgO) and beryllium oxide (BeO), Whitney (1983). Titanium carbide is added to improve hardness and abrasion resistance. A typical sialon composite containing approximately 77% Si_3N_4, 13% Al_2O_3 and 10% Y_2O_3 possesses a room temperature hardness of 1800 HV, fracture toughness of 5MPa/$m^{1/2}$ and thermal conductivity of 20-25 W/mK (Cother and Hodgson, 1982). The high thermal conductivity confers good thermal shock resistance and its hot hardness (900 HV at 1000°C) is superior to that of carbides and oxide ceramics, making it suitable for the machining of some nickel-based superalloys, cast irons and hardened steels, as reported by Buljan and Sarin (1985) and Baldoni and Buljan (1988). A major drawback of silicon nitride tools, however, is their poor resistance to solution wear when machining steels of moderate hardness (Jack, 1986).

2. EXPERIMENTAL PROCEDURE

Bars of AISI E52100 bearing steel were used as workpiece material. The hardness of the workpiece was monitored with a portable hardness tester and it was found within the range 62± 1 HRC. Two grades of PCBN cutting tools (De Beers Amborite-high CBN content and DBC50-low CBN content) were tested in addition to conventional ceramic tooling (Sandvik CC650-mixed alumina, CC670-whisker reinforced alumina and CC690-silicon nitride-based). The PCBN indexable inserts conformed to ISO code SNGN 090316 and were employed in a top clamp tool holder which provided the following geometry: cutting edge angle χ_r=45°, normal rake angle γ_n=-6° and cutting edge inclination angle λ_s=-7°. They incorporated a T-land chamfer of 0.2mm x 20°. The ceramic tools conformed to SNGN 120416 and were similarly located, but the normal rake angle was γ_n =-7° due to differences between the two toolholders used to accommodate different size inserts. In this case the T-land chamfer was 0.25 mm x 20° for CC650 and CC690 and 0.1 mm x 20° for CC670.

Continuous dry turning tests were conducted on a high stiffness turning centre (30kW, 3000 rpm maximum rotational speed) equipped with a CNC unit. Tests were performed in accordance to ISO 3685-1977 using the following cutting parameters: cutting speeds (v_c) of 70, 140 and 200 m/min; feed rates (f) of 0.06 and 0.25 mm/rev; and depths of cut (a_p) of 0.5 and 2.0 mm. A full factorial experiment was designed resulting in 12 cutting conditions for each tool material.

Initially, a tool life criterion based on an average flank wear VB_B=0.3 mm was established, however, tests were stopped after 30 minutes if this value had not been reached. In several instances this was the case and therefore the v-T results are presented using VB_B=0.2mm to avoid the use of extrapolated data. Flank wear was measured using a toolmaker's microscope equipped with digital micrometers. Workpiece surface roughness was monitored using a Mitutoyo Surftest 201 portable unit set with a 0.8 mm cut-off length.

3. RESULTS

Figure 1 shows the v-T curves which summarise the tool life (T) data when cutting under a finishing depth of cut of 0.5 mm and feed rates of: a) 0.06 mm/rev and b) 0.25 mm/rev. CC650 provided best results at f=0.06 mm/rev but failed as the feed rate was increased. DBC50 produced superior results at f=0.25 mm/rev. At the lowest feed rate, CC670 produced a negative slope much steeper than the rest of the tool materials, however, without the tool life values at 70 m/min for DBC50, CC650 and CC670, it is difficult to establish precisely the tendencies for these tool materials. Amborite gave intermediate results and CC690 presented the shortest tool life.

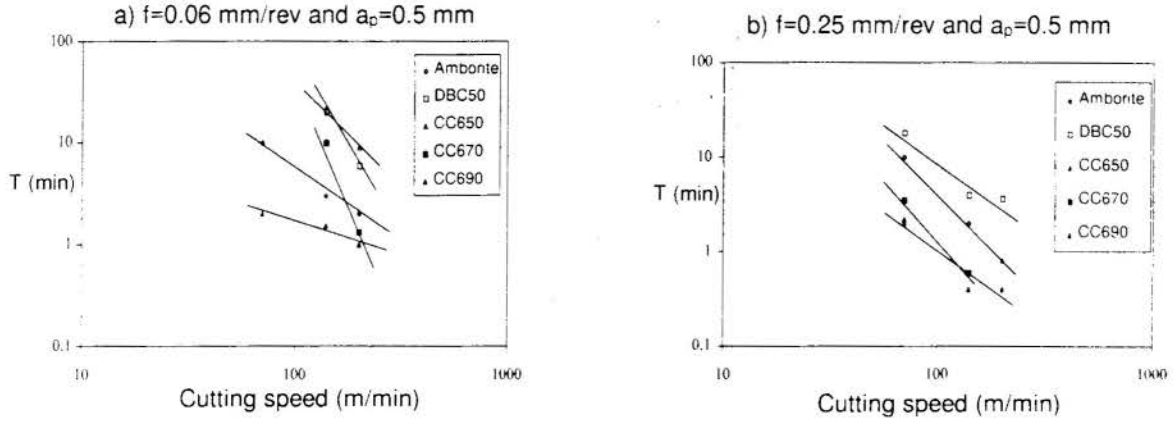


Figure 1: v-T curves for finish turning with a depth of cut of 0.5 mm: a) f=0.06 mm/rev and b) f=0.25 mm/rev.

Figure 2 shows the v-T curves when turning using a depth of cut of 2.0 mm. It can be seen that for a feed rate of 0.06 mm/rev CC650 gave best results followed by DBC50, however, as the feed rate was increased to 0.25 mm/rev, DBC50 was superior at 70 and 140m/min and Amborite outperformed the other tool materials at 200 m/min. Comparing Figure 1a) to Figure 2b) a remarkable reduction in tool life (T) can be observed when changing the cutting condition from finish to rough cutting.

Figure 3 shows the total volume removed (V) by each cutting tool under finishing and roughing conditions using various cutting speeds (dotted lines indicating that the test was stopped before the end of tool life, i.e., after 30 minutes cutting). These graphs reflect, to some extent, the results obtained previously and as expected, when finishing higher metal removal rates were obtained with CC650, DBC50 and CC670, in this order. Considerably higher metal removal values were obtained for CC650 and DBC50 at 140 m/min in comparison to 200m/min. When roughing, the mixed alumina product failed catastrophically no matter the cutting speed tested and DBC50 gave best results at 70 and 140 m/min, followed by Amborite. However, at 200 m/min Amborite provided higher metal removal.

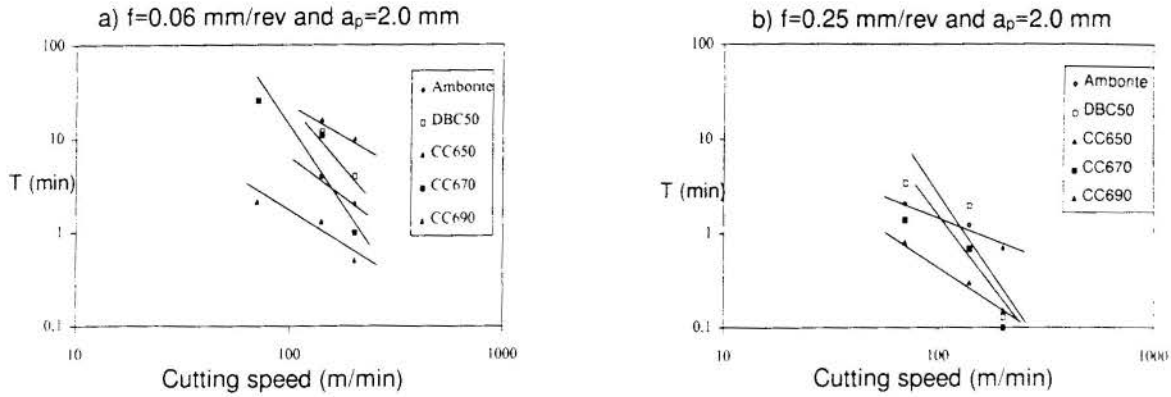


Figure 2: v-T curves for finish turning with a depth of cut of 2.0 mm: a) f=0.06 mm/rev and b) f=0.25 mm/rev.

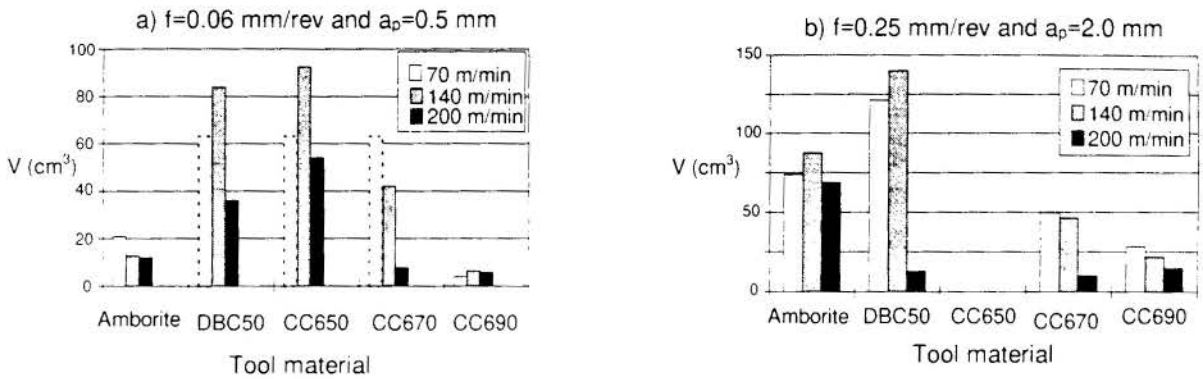


Figure 3: Total volume removed (V) when finish and rough turning hardened AISI E52100 steel.

With regard to the surface finish obtained when finishing (f=0.06 mm/rev and a_p=0.5mm), the lowest R_a values were given by CC650 and DBC50 (R_a=0.14 μm and R_a=0.15μm, respectively) at a cutting speed of 70 m/min, however, DBC50 produced a lower variation during the test. Amborite and CC670 provided intermediate results and CC690 produced the poorest surface finish (R_a=0.42 - 1.85 μm).

Table 1 shows the results for the analysis of variance, which employed a general linear model, where the influence of cutting speed, feed rate, depth of cut and tool material (and some of their interactions) on tool life are evaluated. Unfortunately it was not possible to assess the effect of all interactions due to the unbalanced design of the experiment, i.e., the number of observations in the cell was unequal. The results indicated that, at 1% significance level, cutting speed, feed rate and tool material were all found to play a significant role in affecting tool life. A similar result was obtained for the first order interaction between feed rate and tool material.

Table 1: Analysis of variance: effect of cutting parameters on tool life.

Source	DF	Seq. SS	Adj. SS	Adj. MS	F	P
Cutting speed (v_c)	2	166.01	266.27	133.13	11.84	0.001
Feed rate (f)	1	455.62	420.29	420.29	37.37	0.000
Depth of cut (a_p)	1	43.38	71.20	71.20	6.33	0.027
Tool material (tm)	4	374.09	400.62	100.15	8.90	0.001
v_c*f	2	88.57	109.81	54.90	4.88	0.028
v_c*a_p	2	43.67	42.72	21.36	1.90	0.192
v_c*tm	8	219.72	123.87	15.48	1.38	0.298
f*a_p	1	1.42	1.42	1.42	0.13	0.728
f*tm	4	4361.58	304.29	76.07	6.76	0.004
a_p*tm	4	57.03	78.58	19.65	1.75	0.204
v_c*f*a_p	n.a.	-	-	-	-	-
v_c*f*tm	n.a.	-	-	-	-	-
v_c* a_p*tm	8	49.76	53.74	6.72	0.60	0.764
f* a_p*tm	4	20.70	20.70	5.17	0.46	0.764
v_c*f* a_p*tm	n.a.	-	-	-	-	-
Error	12	134.96	134.96	11.25		
Total	53	2016.51				

Where, DF: Number of degrees of freedom; Adj. MS: Adjusted mean square;
Seq. SS: Sequential sum of squares; F: Adj. SS/DF;
Adj. SS: Adjusted sum of squares; P: Probability.
n.a.: not available

4. DISCUSSION

The tool life and surface finish obtained when machining this material at a depth of cut of 0.5 mm/side are compiled in the v-T curves of Figure 1. At a feed rate of 0.06 mm/rev and cutting speed of 70 m/min, DBC50, CC650 and CC670 gave comparable results for flank wear. The tool life of Amborite was shorter and that of CC690 shortest of all. When the feed rate was increased to 0.25 mm/rev, however, accelerated flank wear was observed especially at cutting speeds of 140 and 200 m/min. Under these circumstances, the tool life of the mixed alumina cutting tool showed a drastic reduction ending in catastrophic failure. At 70m/min the tool lives of Amborite and DBC50 were not significantly affected by the higher feed rate. The v-T curves for f=0.25 mm/rev (Figure 1.b) shows that DBC50 provided the best flank wear resistance, followed by Amborite instead of CC650. This is an indication that when machining such hard materials, the mechanical properties of the tool, particularly hot hardness and fracture toughness, are crucial for a satisfactory performance.

When the depth of cut was increased to 2.0 mm/side, see Figure 2, a reduction in tool life was recorded for all tool materials, except Amborite. For a constant feed rate of 0.06 mm/rev, the flank wear rate increased drastically with cutting speed, even so CC650 exhibited superior tool wear resistance. However, when the feed rate was increased to 0.25 mm/rev none of the tool materials was able to produce a satisfactory performance. DBC50 gave the longest tool life results at 70 and 140 m/min but was outperformed by Amborite at 200 m/min. Additionally , v-T curves with a steeper negative slope than when finish cutting at 0.06mm/rev were observed. It would appear that when rough turning at cutting speeds as high as 200m/min, the mechanical and thermal stresses imposed are too high for most of the tool

materials. Failure occurred within a short period of time either due to lack of toughness or as a consequence of accentuated diffusion wear caused by the high temperatures generated at the tool/chip interface. The poor performance of Amborite compared to DBC50 when rough cutting was not expected since the former product is particularly recommended for heavy/rough cutting operations. In spite of its high hot hardness, the inferior wear resistance of Amborite could be explained in terms of grain size, i.e., by reducing the CBN grain size the contact area between the CBN crystals and the binder phase is increased leading to a greater bonding force. This would be an advantage in favour of DBC50. Furthermore, the presence of titanium carbide increased the wear resistance of DBC50 due to its lower solubility in steel compared to CBN and also because of its good atmospheric etching resistance.

Figure 3 suggests that, when finishing higher metal removal values are produced by CC650, followed by DBC50 and CC670. This was not a surprise since these results reflect the v-T curves presented. However, it is interesting to point out that the cutting speed of 140m/min provided higher metal removal than at 200 m/min, despite the fact that it was not possible to estimate the volume removed at v_c=70 m/min. When roughing, DBC50 was much superior in comparison to the other tool materials, but was outperformed by Amborite at v_c=200 m/min.

The surface finish results show that roughness values comparable to those produced when grinding can be achieved using appropriate operating parameters: using CC650 a minimum roughness value of R_a=0.14 μm was obtained and DBC50 gave a minimum R_a=0.15μm, both when cutting at v_c=70 m/min with a finishing feed rate and depth of cut of 0.06 mm/rev and 0.5mm/side, respectively. This may be an indication that single point cutting can, in many instances, replace grinding operations. Nevertheless, it seems that any further increase in cutting speed would lead to the occurrence of vibration and the consequent surface finish deterioration.

The results of the analysis of variance suggest that, for a 1% significance level, cutting speed, feed rate and tool material affected tool life significantly within the cutting range tested. Despite the fact that the effect of depth of cut was considered negligible, a slight reduction in tool life was observed when the depth of cut was increased from 0.5 to 2.0 mm, except for Amborite, which presented an increase in tool life with depth of cut, particularly at v_c=70 and 140 m/min with f=0.06 mm/rev. This could be explained by the higher thermal conductivity of Amborite, which requires higher temperature in order to reduce the shearing strength of the workpiece material and cut efficiently.

5. CONCLUSIONS

The following conclusions can be drawn from the present work:

- When finish turning hardened bearing steel, best results with regard to tool life and surface finish are obtained when using mixed ceramic and low content PCBN compact cutting tools;
- When rough turning, the low content PCBN compact gave best results at lower cutting speeds, whereas the high content product proved more suitable as cutting speed was increase. Additionally, higher metal removal values were obtained at low and intermediate cutting speeds;
- The silicon nitride-based cutting tool was found inadequate for continuous turning bearing steel hardened to 62 HRC;

- Surface finish values comparable to grinding operations (R_a=0.14 μm) were observed under finish cutting conditions;
- The analysis of variance suggested that cutting speed, feed rate, depth of cut and tool material significantly affected tool life. The influence of depth of cut was found negligible within the range tested.

6. ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to thank the School of Manufacturing and Mechanical Engineering and the IRC in Materials for High Performance Applications (University of Birmingham) for the provision of laboratory facilities. Additional thanks go to Paul Bossom, De Beers Industrial Diamond Division (PTY) Ltd., for the supply of PCBN tooling material and to both CNPq - Brazil and EPSCR - UK for financial support.

7. REFERENCES

BALDONI, J.G. & BULJAN, S.T. Ceramics for machining, *American Ceramic Society Bulletin*, vol.67(2), pp. 381-387, 1988.

BILLMAN, E.R., MEHROTRA, P.K., SHUSTER, A.F. & BEEGHLY, C.W. Machining with Al_2O_3-SiC-whisker cutting tools, *American Ceramic Society Bulletin*, vol.67(6), pp.1016 - 1019, 1988.

BROOKES, K.J.A. *World Directory and Handbook of Hardmetals and Hard Materials*, International Carbide Data, UK, 1992.

BULJAN, S.T. & SARIN, V.K. The future of silicon nitride cutting tools, *The Carbide and Tool Journal*, vol.17(3), pp. 4-7, 1985.

COTHER, N.E. & HODGSON, P. The development of Syalon* ceramics and their engineering applications, *Trans. J. Br. Ceram. Soc.*, vol.81, pp. 141-144, 1982.

EZUGWU, E.O. & WALLBANK, J. Manufacture and properties of ceramic tools: a review, *Materials Science and Technology*, vol.3, pp. 881-887, 1987.

GREARSON, A.N. & JACK, D.H. The significance of ceramic tool materials in the pursuit of productivity, *Proc. of International Machine Tool Conference*, pp.211-220, Birmingham, UK, 1984.

GRUSS, W.W. Ceramic tools improve cutting performance, *American Ceramic Society Bulletin*, vol.67(6), pp. 993 - 996, 1988.

HEATH, P.J. Properties and uses of Amborite, *Carbide and Tool journal*, vol.19(2), pp. 12-22, 1987.

HEPWORTH, M.A. Nonoxide engineering ceramics, *Manufacturing Technology*, 1991.

ISO 3685:1977 Specification for tool life testing with sigle point turning tools, *International Standards Organisation*, 1977.

JACK, D.H. Ceramic cutting tool materials, *Materials & Design*, vol.7(5), pp. 267-273, 1986.

SMITH, K.H. The application of whisker reinforced and phase transformation toughened materials in machining of hardened steels and nickel-based alloys, *High Speed Machining: Solutions for Productivity*, Proceedings of the SCTE'89 Conference, pp.81-88, San Diego, California, 1989.

TRENT, E.M. *Metal Cutting*, 2nd edition, Butterworths & Co. Ltd., London, 1984.

WENTORF, Jr., R.H. Cubic form of boron nitride, *J. Chem. Phys.*, vol.(26), pp. 956, 1957.

WHITNEY, E.D. Modern ceramic cutting tool materials, *Powder Metallurgy International*, vol.15(4), pp. 201-205, 1983.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB31

SISTEMA DE APOIO À DECISÃO NA ESCOLHA DE CONDIÇÕES OPERACIONAIS PARA PROCESSOS DE USINAGEM

GERALDO ACCETTURI DE ARAÚJO
Departamento de Engenharia Mecânica - EPUSP - E-Mail: gaaraujo@usp.br
Mercedes-Benz do Brasil, São Bernardo do Campo.

NIVALDO LEMOS COPPINI
Departamento de Engenharia Mecânica - EPUSP - Av.Prof. Mello Moraes, 2231, Cid. Universitária
05508-900 - São Paulo, SP E-Mail: coppini@fem.unicamp.br

Abstract

Process planning is an essential activity in the several stages of the manufacturing cycle and has been developing with the use of CAPP systems, particularly for machining processes. This paper presents the model for a prototype system to aid the planning decisions and intending to obtain the machine, the tool and a theoretical specification of the depth of cut, feed and cutting speed of the process. It was considered aspects like machinability of the part material, secondary and auxiliary manufacturing times, and the logistics applied to the flow of parts at the shop-floor through the definition of the used machine to be or not a production neck beyond its machine capacity. As optimization criterion it was proposed a study of the compromise between cost and manufacturing time for the maximum efficiency interval, with the restrictions of the machine-tool-part set. The system has a practical testing module intended to refine the theoretical values of the adopted cutting speed to garantee its application to the adopted machine and tooling. The system approach is semi-generative, with algorithmic and knowledge based solutions, with a simple and user-friendly interface.

Keywords

Planejamento de processo, CAPP, processos de usinagem, velocidade de corte, otimização de processo.

1. NOMENCLATURA

AMAX	avanço máximo adotado no sistema protótipo (mm/rotação)
CM_{NO}	Carga-Máquina Necessária à Operação (%)
D	Relação de Taxas de Produção entre cond. máxima produção e mínimo custo
K	Constante da Equação (1) de Taylor para a Vida da Ferramenta
K_{Vmxp}	Custo do processo por peça na condição de máxima produção ($/peça)
K_{Vmc}	Custo do processo por peça na condição de mínimo custo ($/peça)
PMAX	Profundidade de Corte Máxima adotada no sistema protótipo (mm)
R_k	Relação de Custos entre condições de máxima produção e de mínimo custo
t_{mxp}	Tempo de ciclo de produção na condição de máxima produção (min)
t_{mc}	Tempo de ciclo de produção na condição de mínimo custo (min)
T	Tempo de Vida da Ferramenta na operação de usinagem (min)
v_c	Velocidade de Corte (m/min)
$v_{c\ max}$	Velocidade de Corte com restrição de Rotação Máxima da Máquina (m/min)
$v_{c\ min}$	Velocidade de Corte com restrição de Rotação Mínima da Máquina (m/min)
$v_{c\ maxpot}$	Velocidade de Corte com restrição de Potência da Máquina (m/min)
v_{mxp}	Velocidade de Corte de Máxima Produção (m/min)
v_{mc}	Velocidade de Corte de Mínimo Custo (m/min)
x	Coeficiente angular da reta T-v_c no diagrama dilogarítmico

2. INTRODUÇÃO

Nas últimas três décadas muitos avanços ocorreram no desenvolvimento de sistemas de planejamento de processos de fabricação automatizados (CAPP - *Computer Aided Process Planning*). As empresas, por sua vez, têm procurado aplicar esses sistemas pela necessidade em se adequar a um novo perfil empresarial, no qual são palavras de ordem o repensar constante da organização, a busca da excelência em todas as atividades, em particular nas de fabricação, a necessidade da revisão dos conceitos tradicionais da contabilidade de custos aliada à sempre desejada redução e controle dos mesmos, e a coexistência da padronização, da flexibilidade e da simultaneidade de tarefas nas fábricas.

Para processos como o de usinagem, o problema do planejamento de suas diferentes operações e a determinação das condições de corte de forma otimizada continua ainda hoje. Isso ocorre porque essa classe de processos compreende fenômenos complexos, com uma grande variedade de tipos de operações e materiais possíveis, entre outros influenciadores diversos.

3. O PLANEJAMENTO E A OTIMIZAÇÃO DE PROCESSOS DE USINAGEM

O Planejamento de Processo é uma atividade de ligação entre a Engenharia de Produto e a área de Produção. Nessa atividade faz-se necessária convencionalmente a participação do processista ou planejador de processo, o qual detém o conhecimento especialista para a resolução dos problemas de processo. Observa-se uma tendência recente que reúne dois tipos de sistemas de CAPP: o variante, que recupera a informação de planos de processos já feitos para outras peças e a utiliza para gerar o plano de uma nova peça, e o generativo, no qual se gera o plano sem a utilização de quaisquer planos anteriores. Essa nova abordagem, denominada ***semi-generativa***, procura aproveitar as boas qualidades de ambos, de forma a elevar a eficiência do sistema de planejamento e apoio às decisões sobre a técnica de fabricação. Nela um pré-plano é desenvolvido e, se for o caso, modificado antes de ser utilizado num ambiente de fabricação real. Isto implica que a lógica de decisão, a formulação e os algoritmos tecnológicos além dos esquemas de codificação baseados na geometria estão incorporados no sistema. Ao planejador caberá a responsabilidade da interpretação dos dados contidos nos desenhos do produto. A operação do sistema é, a princípio, a mesma que no caso generativo de interação com o usuário porém o plano de processo final deverá ser examinado e ter os seus eventuais erros corrigidos com base na experiência do planejador junto à fábrica.

O domínio das operações de usinagem compreende, além de um grande número de tipos de processos específicos, uma grande quantidade de parâmetros que o condicionam, podendo-se tê-lo de forma mais ou menos otimizada conforme os critérios que se adotem para essa análise. Normalmente as otimizações são feitas num campo de restrições (máximas velocidades e avanços, máximas potências da máquina, qualidade de acabamento da peça, etc.) e possuem por função objetivo o mínimo custo ou a máxima produção, entendendo-se que as condições operacionais do processo (usualmente a velocidade de corte) devem estar entre esses dois limites. Os principais critérios de otimização utilizados e discutidos na literatura são os econômicos pois dizem respeito ao resultado do processo de usinagem em termos de seu impacto na economia da empresa. A adoção da velocidade de máximo lucro, apesar de inúmeras tentativas e aproximações de cálculo, é um valor ainda de difícil obtenção na prática industrial [Ferraresi 85].

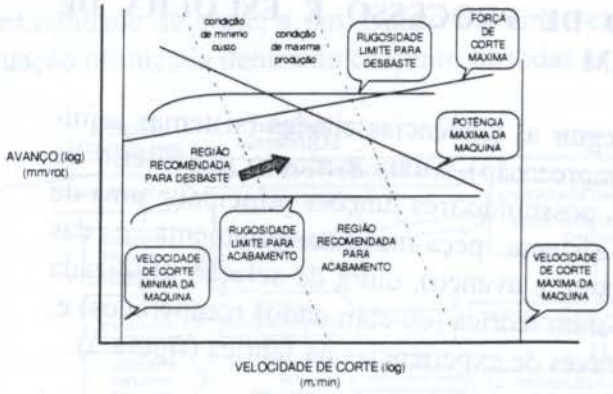


figura 1 Modelo de otimização em usinagem para avanço e velocidade de corte

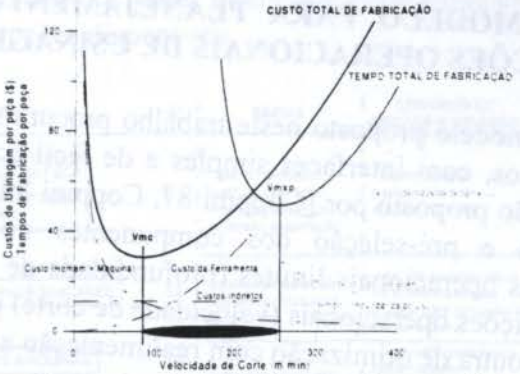


figura 2 Determinação das condições econômicas de usinagem

Na figura 1 observa-se um gráfico visando a otimização dos valores de avanço e de velocidade de corte para determinada ferramenta, máquina e processo de usinagem, por diferentes critérios (mínimo custo e máxima produção) e com as restrições do sistema máquina-ferramenta-peça.

Uma restrição fundamental, ou talvez mais propriamente denominada *condicionante* do processo de corte, é o modelamento da vida da ferramenta. O desgaste de uma ferramenta é um fenômeno complexo, abrangendo um conjunto de vários outros fenômenos como os de abrasão, difusão, deformação, fadiga e atrito. A forma predominante de desgaste depende do material da ferramenta, do material da peça e das condições de usinagem. O desgaste maior ou menor implica em custos e tempos maiores ou menores para a operação. Atualmente os aços rápidos e os insertos de metal duro, recobertos ou não, são os materiais padrão e de uso geral na indústria. Para eles, em condições de corte usuais, as principais causas de desgaste são a difusão, a deformação e a abrasão [Zhou 92]. Quando o desgaste das ferramentas é dominado por esses mecanismos, é válida a equação de vida da ferramenta de Taylor, a qual é de grande utilização pela sua simplicidade e eficácia:

$$v_c^{\,x} . T = K \qquad (1)$$

A equação de Taylor, por ser simples, é a de maior praticidade pois a obtenção de suas constantes não exige muitos ensaios de usinagem. Tanto que é utilizada como modelo de vida de ferramenta nas normas ISO 3685, para torneamento com ferramenta de ponta única, e ISO 8688, para fresamento.

Os trabalhos de [Boehs 86, Coppini 87, Zhou 92] afirmam que, ao contrário da velocidade de corte, a otimização de fatores como o avanço e a profundidade de corte não se faz por critérios de máximo e mínimo, a partir de uma diferenciação, mas são otimizações de extremo, respeitando as restrições já citadas. Adotam, assim, a profundidade de corte e o avanço ótimos como os seus valores máximos possíveis para a operação, deixando a discussão quanto à otimização final do processo para a velocidade de corte.

Evidencia [Coppini 87], no entanto, que "*o conhecimento preciso da velocidade de máxima produção aliado ao fato de que a velocidade de mínimo custo é sempre inferior, é uma ferramenta necessária e suficiente para a definição dos parâmetros operacionais, principalmente nos gargalos*". Com isso faz-se uma avaliação e crítica à aplicabilidade do critério de mínimo custo na determinação das condições ótimas de usinagem aliada à dificuldade e à imprecisão na obtenção de custos para a operação de usinagem normalmente.

4. UM MODELO PARA PLANEJAMENTO DE PROCESSO E ESCOLHA DE CONDICÕES OPERACIONAIS DE USINAGEM

O modelo proposto neste trabalho procura seguir as tendências citadas (sistemas semi-generativos, com interfaces simples e de fácil compreensão) e uma evolução no critério de otimização proposto por [Coppini 87, Coppini 89], possuindo três funções principais: uma de definição e pré-seleção dos componentes do sistema peça-máquina-ferramenta e das condições operacionais limites (profundidade de corte e avanço), outra de seleção otimizada das condições operacionais (velocidade de corte) porém teórica (ou com dados recuperados) e, por fim, outra de otimização com realimentação através de experiências na fábrica (figura 3).

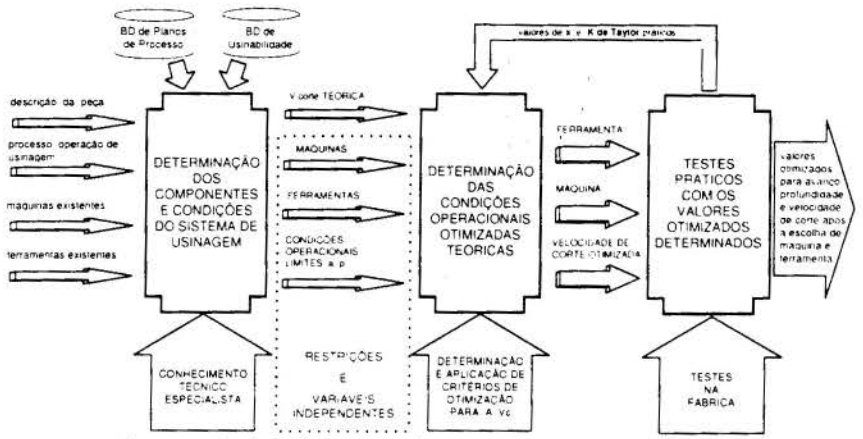


figura 3 Modelo geral proposto para o sistema

Além da facilidade de uso através de uma interface amigável baseada em MS-Windows®, com o software desenvolvido em Borland-Delphi® 1.0, outra característica interessante ao se ter um modelamento como o proposto é a oportunidade que o processista tem de estudar alternativas para a escolha de uma situação final (máquina e/ou ferramenta e/ou condição de usinagem) de acordo com os tempos e custos desejados. Na prática industrial essas alternativas se limitam bastante pois, além do nem sempre fácil cálculo de custo do processo, o processista se vê limitado pela máquina e/ou pela ferramenta, muitas vezes. Na verdade, muitas vezes essa busca de alternativas que visam otimizar o processo de usinagem não é feita de forma sistemática pelo processista.

Na figura 4 está um fluxograma do sistema mostrando um detalhamento com as diversas atividades previstas, suas entradas e saídas assim como os critérios utilizados para decisão e seleção dos vários componentes e condições do sistema de usinagem, conforme [Araujo 97].

O processo utilizado no sistema protótipo foi o de torneamento, embora o modelo, de forma geral, possa incorporar outros processos de usinagem visto as suas características serem gerais para essa aplicação.

Quanto ao processo de planejamento adotado, utiliza-se um sistema de seleção hierárquica dos diferentes componentes e condições dos meios de produção. Assim, partindo-se de uma definição da peça, através de sua geometria e material, define-se a operação que lhe será aplicada (processo, modo de fornecimento da peça para a operação, geometria de usinagem, etc.). Essas são as condições de entrada do modelo.

Entenda-se por **seleção hierárquica** a definição de conjuntos de máquinas, ferramentas e condições de usinagem através de restrições impostas pelo usuário ou pela própria situação da fábrica através de níveis nos quais se obtém valores de parâmetros a serem utilizados nos níveis seguintes de seleção, visando chegar a uma máquina, a uma ferramenta, a uma

profundidade de corte, a um avanço e a uma velocidade de corte finais que correspondam a situação otimizada dentro do conjunto de todas as opções disponíveis.

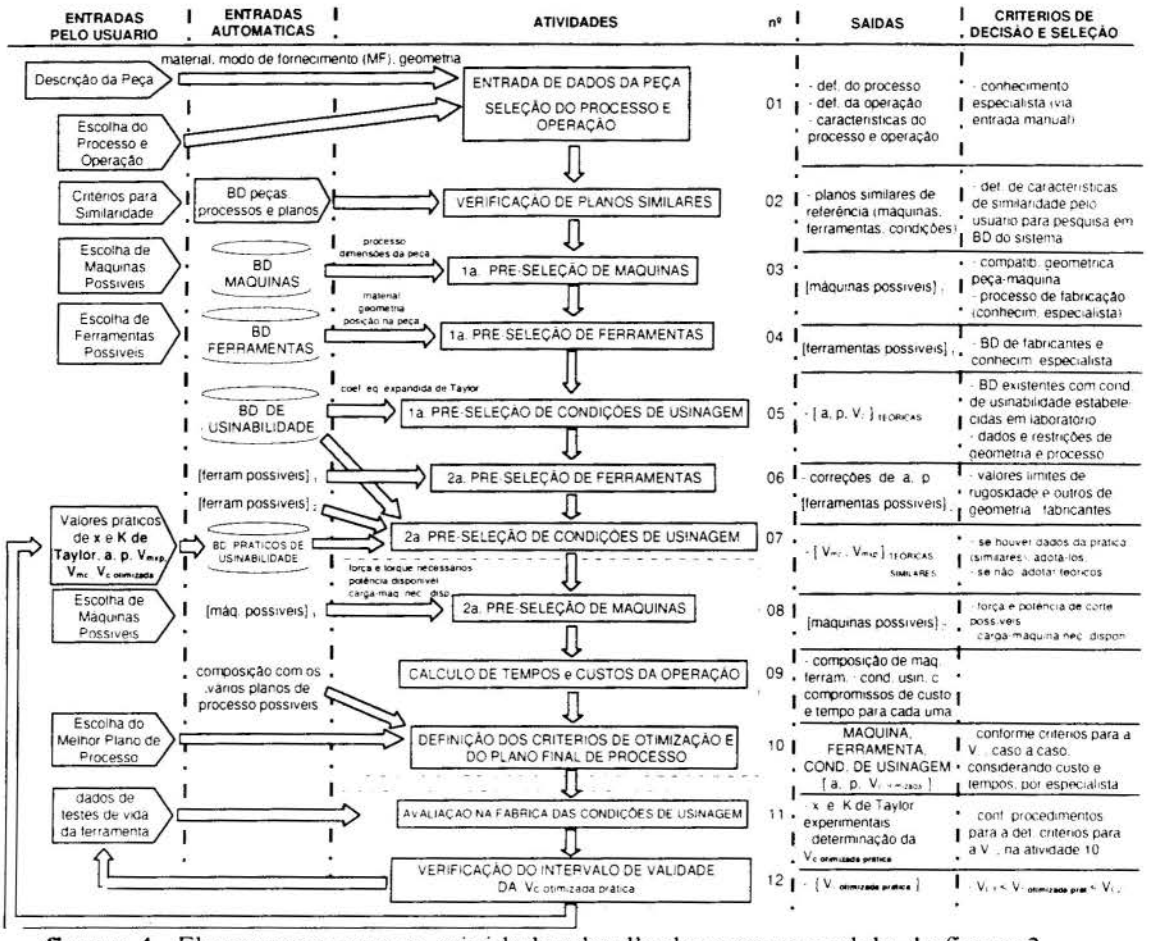


figura 4 Fluxograma com as atividades detalhadas para o modelo da figura 3

Nesse processo de seleção hierárquica, algumas ações são automáticas e outras feitas pelo usuário. As **ações automáticas** são tomadas pelo conhecimento especialista embutido no algoritmo do sistema através de regras "SE... ENTÃO..." e consulta às tabelas (fatos) existentes (informações sobre máquinas, ferramentas, materiais, etc.). As **ações tomadas pelo usuário** decorrem da necessidade de outros conhecimentos além dos existentes no sistema para a definição de uma determinada situação ou escolha.

Quanto às **restrições adotadas** como forma das ações citadas, utilizou-se compatibilidades geométricas peça-máquina e peça-ferramenta, compatibilidade de carga-máquina, compatibilidade máquina-processo de usinagem, limitações por características das máquinas (máximas velocidades alcançadas, máxima potência e máxima força de corte possíveis), limitações pelos campos de validade dos dados experimentais (coeficientes das equações de Taylor), limitações pelo intervalo de máxima eficiência para a velocidade de corte, limitações pela existência ou não da máquina ou ferramenta na fábrica, entre outras.

Muito importante na tomada de decisão é a observação da influência da logística de produção da fábrica quanto à definição da máquina em seu contexto fabril, junto a outras máquinas, de maneira a se determinar se ela é ou não um gargalo de produção. Define-se por **gargalo de produção** à máquina ou ao conjunto de máquinas que, devido às características que possui e às condições em que o processo foi projetado e é mantido, acaba por fabricar peças no maior tempo das máquinas pertencentes a um determinado fluxo de fabricação. Por

essa definição é a máquina que controla o processo e o seu custo de ineficiência é facilmente subestimado pois, em geral, baseia-se em regras contábeis gerais, enquanto a ineficiência num gargalo cria custos indiretos, de contabilização nem sempre fácil.

Necessita-se também, para aplicar os critérios de otimização, o valor de duas relações: **D**, uma relação de taxas de produção, e $\mathbf{R_k}$, uma relação de custos, ambas definidas entre duas situações (mínimo custo e máxima produção):

$$D = \frac{t_{mc}}{t_{mxp}} \qquad (2) \qquad\qquad R_k = \frac{K_{Vmxp}}{K_{Vmc}} \qquad (3)$$

Com esses valores determinados, propôs-se a seguinte interpretação do critério adotado por [Coppini 89], através de regras especialistas:

- SE a máquina **é gargalo de produção**,
  ENTÃO adotar como velocidade de corte otimizada a mais próxima e possível da **velocidade de máxima produção**;
- SE a máquina **não é gargalo de produção**,
  ENTÃO { SE $D < 1{,}5$ e $R_k < 1{,}3$,
  ENTÃO como a taxa de produção para máxima produção está relativamente próxima da taxa de mínimo custo e a diferença de custo de operação é menor que 30 %, adota-se a velocidade de corte otimizada como **tendente à de máxima produção**;
  SE $D < 1{,}5$ e $R_k >= 1{,}3$,
  ENTÃO adotar a velocidade de corte otimizada como **tendente à de mínimo custo** visando reduzir o custo da operação. O limite para essa redução, no entanto, é a velocidade que faça o tempo da operação elevar-se de tal forma que a máquina se transforme num gargalo de produção, o que naturalmente elevaria os seus custos de fabricação;
  SE $D >= 1{,}5$ e $R_k < 1{,}3$,
  ENTÃO adotar a velocidade de corte otimizada como **tendente à de máxima produção.** Caso se desejem custos ainda menores deve-se procurar uma velocidade menor que a de máxima produção, procurando compatibilizar os custos e os tempos de fabricação, mas precavendo-se para que o tempo de fabricação elevado não transforme a máquina em gargalo de produção, o que elevaria os seus custos de fabricação;
  SE $D >= 1{,}5$ e $R_k >= 1{,}3$,
  ENTÃO adotar a velocidade de corte otimizada como **tendente à de mínimo custo** visando manter os custos da operação baixos, mas não comprometendo o tempo de fabricação o que pode fazer a máquina tornar-se um gargalo de produção }.

Como se pode observar, para a escolha da velocidade de corte otimizada assume-se que há um compromisso entre capacidade de produção e custo, o qual deverá ser considerado sempre avaliando não apenas o processo na máquina em questão, isolada do processo produtivo, mas a operação de fabricação como um todo, dessa peça e de outras que a acompanham nas máquinas por que passa.

A respeito da adoção dos valores limites de 50% para a relação de velocidades e de 30% para a relação de custos, são valores experimentais e que deverão ser assumidos de acordo com a empresa em que se aplica o modelo e seu parque de máquinas e ferramentas disponíveis, além do nível de produção vigente, o nível de custos e o grau de ociosidade gerado por isso.

Utiliza-se um banco de dados com 20 tabelas que contém as informações de entrada (peça e operação), de consulta (materiais, usinabilidade, máquinas, ferramentas) e de saída (seleções de máquinas, ferramentas e condições operacionais), além dos dados de ensaios de chão-de-fábrica.

Para os ensaios adota-se a metodologia contida em [Coppini 87] com modificações devido à mudança no critério de otimização. Assim são feitos dois ensaios com duas velocidades de corte a partir da velocidade otimizada teórica, adotando-se a profundidade de corte e o avanço maximizados teóricos, obtendo-se valores de x e K de Taylor práticos e da nova velocidade de corte otimizada prática, a qual é verificada quanto ao seu intervalo de validade.

5. SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO SISTEMA E TESTES PRÁTICOS

As figuras 5 a 8 ilustram a utilização do sistema para o planejamento do torneamento retilíneo cilíndrico externo de um semi-eixo de aço DIN 42 Cr Mo 4.

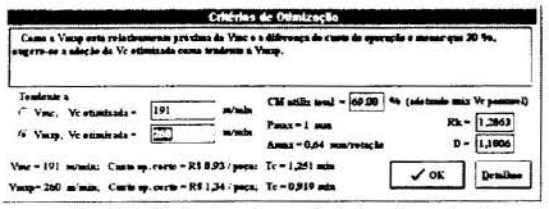


figura 5 Definição do critério de otimização

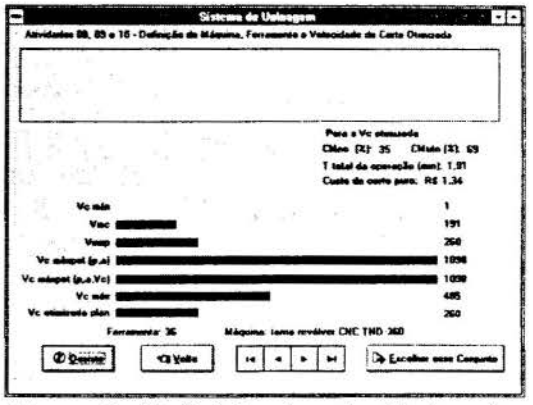


figura 6 Definição da velocidade e demais condições de corte otimizadas

Com as condições de corte teóricas determinadas, executou-se o teste no chão-de-fábrica com a ferramenta 36 operando na máquina n° 3 e as condições de AMAX=0,64 mm/rotação e PMAX=1,0 mm. Visando obter uma redução no custo da operação sem comprometer o tempo de fabricação, adotou-se a velocidade de corte otimizada como igual a **260 m/min**. Com isso consegue-se não elevar demasiadamente o custo da operação (o custo estabelece-se próximo ao mínimo custo, ou seja, inferior à diferença de 34,0 % existente entre as condições de mínimo custo e de máxima produção), obtendo-se um tempo total da operação relativamente baixo (até, no máximo, 16,6 % maior que o tempo obtido em condições de máxima produção) o que mantém a velocidade dentro do intervalo de máxima eficiência e numa situação em que a taxa de produção e a relação de custos são aceitáveis pela empresa.

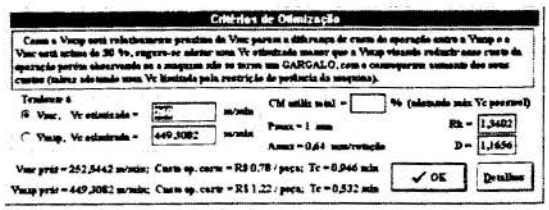


figura 7 Definição do critério de otimização no primeiro ensaio prático

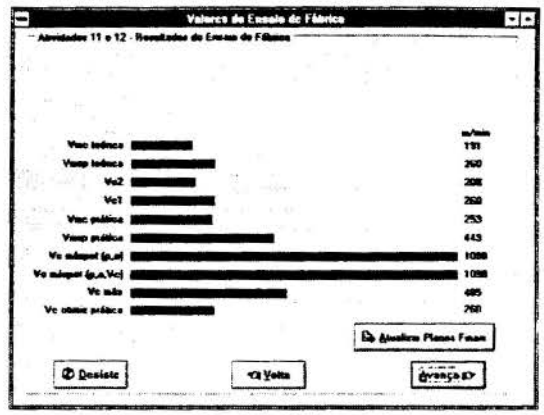


figura 8 Definição da velocidade e demais condições de corte otimizadas práticas e suas restrições

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho discutiu-se a questão do planejamento de processo de usinagem numa indústria moderna e procurou-se mostrar a grande quantidade de condicionantes existentes e que determinam a forma como se faz esse planejamento. Utilizando-se esses conceitos para este classe de processos aliados à questão da logística da fábrica (tempos de fabricação e formação de gargalos de produção), desenvolveu-se um sistema CAPP protótipo que se revelou efetivo na determinação da máquina, ferramenta e condições operacionais de usinagem.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARAÚJO, G. A. Sistema de Apoio à Decisão na Escolha de Condições Operacionais para Processos de Usinagem. São Paulo, 1997. 148p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

BÖEHS, L. et al. Seleção de Condições Otimizadas de Corte - "Software" Apoiado por Banco de Dados. In: 6o. Seminário de Comando Numérico no Brasil. Anais. Sobracon, São Paulo. Agosto, 1986. Vol. I, p. 01.01-01.17.

COPPINI, N. L. et al. Análise das Condições Operacionais visando a Obtenção das Condições de Usinagem Otimizadas. In: 7o. Seminário de Comando Numérico no Brasil. Anais. Sobracon, São Paulo. 1987. Vol. I, p. 03.01-03.06.

COPPINI, N. L. et al. Otimização de Condições de Usinagem em Células de Fabricação. In: 1o. Simpósio Brasileiro sobre Tecnologia de Usinagem. Anais. Sobracon, São Paulo. Março, 1989. Vol. I, p. 17.01-17.20.

FERRARESI, D. Fundamentos da Usinagem dos Metais. 1a. ed., vol. 1. São Paulo, Brasil. Edgard Blücher, 1985. 751p.

ZHANG, H. C.; ALTING, L. Computerized Manufacturing Process Planning Systems. 1a. ed., London, U. K. Chapman & Hall, 1994. 336p.

ZHOU, C.; WYSK, R. A. An Integrated System for Selecting Optimum Cutting Speeds and Tool Replacement Times. International Journal of Machine Tools & Manufacture - Design, Research & Application. Pergamon Press, Great Britain, 1992, vol. 32, no. 5, p. 695-707.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB392

INFLUÊNCIA DOS TERMOS DE SEGUNDA ORDEM NOS MODELOS MATEMÁTICOS DE MÁQUINAS FERRAMENTAS / *SECOND ORDER TERMS INFLUENCE AND MATHEMATICAL MODELS FOR MACHINE TOOLS*

BENEDITO DI GIACOMO, DENISE P. VIEIRA SATO & ROXANA M. MARTINEZ ORREGO
Departamento de Engenharia Mecânica, EESC - Universidade de São Paulo - São Carlos
CEP 13560-970, São Carlos, Brasil - E-mail: satodeni@sc.usp.br & rox@sc.usp.br.

Abstract

Using the Homogeneous Transformation Matrices , a mathematical model of the volumetric error of a machine tool was developed. Normally, simplifications are made by neglecting the second order terms in the calculations. For verifying if these simplifications are valid even for high-precision machines, a comparation was made using the error of a CNC cylindrical grinding machine. The machine error was calculated with and without the second order terms; negligible differences were found in these two procedures.

Keywords

Máquinas Ferramentas, termos de segunda ordem, erro volumétrico, modelo matemático / Machine Tools, second order terms, volumetric error, mathematical model.

1. INTRODUÇÃO

Nas últimas duas décadas, o aquecimento da competição global tem levado as empresas a se preocuparem cada vez mais com a qualidade de seus produtos.

Neste contexto, as máquinas ferramentas controladas numericamente possuem grande importância, pois são elas os meios pelos quais essas peças são obtidas. No entanto, estas máquinas possuem erros inerentes à sua estrutura, que alteram o posicionamento relativo entre ferramenta e peça, afetando assim a acuracidade das peças por elas usinadas. Este posicionamento relativo espacial também pode ser chamado de erro volumétrico.

Muitos trabalhos tem sido realizados para caracterizar os erros em máquinas ferramentas, estimá-los e até compensá-los. Dentre as várias técnicas de modelagem de erros para estas máquinas, a das transformações homogêneas vem sendo largamente utilizada devido a sua grande versatilidade para descrever a relação espacial ideal e atual entre os componentes de uma máquina.

O valor e o comportamento do erro total utilizando-se de tal técnica, pode ser obtido através da calibração dos erros individuais, isto é, os erros de translação e os erros angulares. Combinando adequadamente estes erros através do modelo matemático de sintetização, especialmente desenvolvido para a máquina avaliada, as componentes do seu erro volumétrico em cada uma das direções preferenciais são geradas. Com os dados obtidos da calibração é possível, através de técnicas de regressão, ajustar para cada erro individual uma curva que o

represente. Desta forma o erro individual pode ser avaliado em qualquer ponto dentro do volume de trabalho da máquina e não apenas nos valores avaliados na calibração.

Os erros angulares presentes em máquinas ferramentas são, em geral, muito pequenos. Apesar disto, a presença dos braços de Abbè pode produzir erros lineares bastante grandes, e por isso a influência dos termos de primeira ordem são, obviamente, preponderantes nos erros volumétricos, enquanto os de segunda ordem são insignificantes para muitas aplicações. Isto leva a desconsideração dos termos de segunda ordem nas matrizes de transformação homogênea. Porém, sob certas circunstâncias, em particular para máquinas de alta precisão e máquinas de grande desempenho, os termos de segunda ordem podem ter valores significantes e, portanto, devem ser considerados na avaliação do erro volumétrico

O objetivo deste trabalho é verificar a significância dos termos de segunda ordem para uma Retificadora Cilíndrica, controlada numericamente, através da substituição dos erros individuais, que compõem as matrizes de transformação homogênea, por funções. Para efeito elaborou-se um modelo de erros para a máquina considerada e dois procedimentos foram executados. No procedimento 1, as funções erros individuais são introduzidas nas equações de sintetização do erro volumétrico, onde os termos de segunda ordem já foram desconsiderados. E, no procedimento 2 as funções erros individuais são introduzidas nas matrizes de transformação homogêneas antes das operações de cálculo do erro volumétrico.

2. MODELAGEM MATEMÁTICA DA MÁQUINA EM ESTUDO

O equacionamento dos erros de máquinas ferramentas é fruto de um modelo matemático elaborado exclusivamente para a máquina considerada. O modelo matemático da Retificadora Cilíndrica CNC da marca Zema foi elaborado tomando-se por hipótese que os elementos estruturais da máquina tem o comportamento de corpo rigido e, como tal, atuam sobre cada um deles seis erros individuais, cada um associado a um dos seis graus de liberdade de um corpo rigido (Paul, 1981).

As equações de sintetização são obtidas utilizando a técnica de Transformações Homogêneas. Neste trabalho não serão colocadas considerações teóricas sobre a técnica de modelagem aqui utilizada, porque ela vem sendo largamente utilizada e está descrita em vários trabalhos tais como (Donmez *et. al.*, 1986), (Donmez *et. al.*,1988), (Ferreira & Liu, 1986), (Kim & Kim, 1991), (Kiridena & Ferreira, 1990), (Pereira, 1995), (Soza Cardoza, 1995).

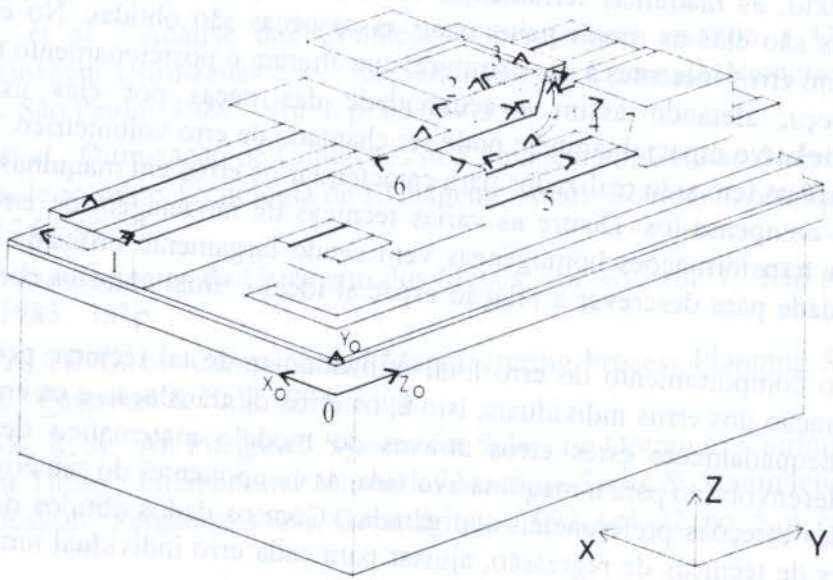


Figura 1. - Sistema de Coordenadas na Máquina

Os sistemas de coordenadas para o modelamento foram posicionados na máquina conforme a Figura 1.

O caminho que a ferramenta descreve com relação ao sistema de coordenadas de referência é dado pelos sistemas de números 0, 1, 2, 3 e 4, enquanto que o caminho da peça é dado pelos sistemas definidos por 0, 5, 6 e 7.

Se todos os elementos que compõem a máquina realizassem somente aqueles movimentos para os quais foram projetados, os dois caminhos, o da ferramenta e o da peça, levariam a um mesmo ponto no espaço. A cada uma destas trajétórias da-se o nome de caminho ideal, isto é, máquina funcionando sem erros.

Na realidade movimentos indesejáveis sempre ocorrem em todos os elementos da máquina, interferindo nos caminhos da peça e da ferramenta. A Figura 2 ilustra os caminhos da ferramenta e da peça com e sem erros.

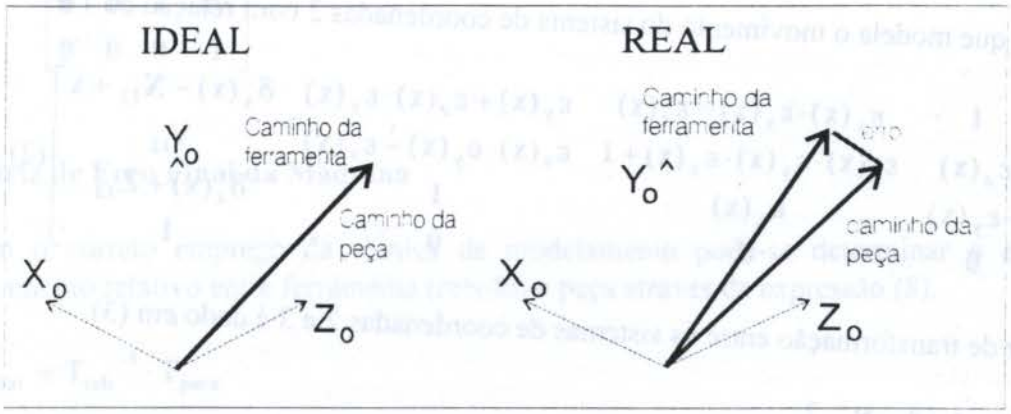


Figura 2. -Representação vetorial do caminho ideal e real.

O equacionamento para modelar os caminhos da peça e da ferramenta é baseado no trabalho Donmez *et.al.*, (1986) e a notação que será utilizada esta descrita a seguir:

$^{i}\mathbf{T}_{j}$ → matriz que descreve a posição e orientação do sistema de coordenadas **j** com relação ao sistema de coordenadas **i** ;

x, z → são distâncias que variam de acordo com a posição do carro no eixo **X** e **Z**, respectivamente;

zp, zw →são distâncias na direção **Z** que depende do tamanho da peça a ser usinada;

xw → distância na direção **X** que depende do diâmetro da peça a ser usinada;

$\mathbf{X_{ij}}$, $\mathbf{Y_{ij}}$, $\mathbf{Z_{ij}}$ → são distâncias fixas entre o sistema de coordenadas **i** e o sistema de coordenadas **j** nas respectivas direções **X**, **Y**, **Z**;

$\varepsilon_{a}(\mathbf{b})$ → é o erro angular que representa uma rotação em torno do eixo **a** devido ao movimento de translação na direção **b**;

$\delta_{a}(\mathbf{b})$ → é o erro de translação na direção **a** quando o movimento preferencial é na direção **b** (Se **b = a** então tem-se o erro de posição propriamente dito e se **b ≠ a** tem-se o erro de retilineidade em **a** devido ao movimento em **b**).

Com esta notação será descrito o caminho real da ferramenta e o caminho real da peça da máquina considerada.

2.1. Caminho Real da Ferramenta

No modelo proposto todos os erros que afetam o movimento relativo peça-ferramenta na direção Y foram desconsiderados, pois a máquina considerada trabalha no plano XZ.

A matriz que representa o movimento do sistema de coordenadas 1 com relação ao sistema 0 pode ser escrito como:

$$ {}^{0}T_{1} = \begin{bmatrix} 1 & \varepsilon_y(z)\cdot\varepsilon_x(z)-\varepsilon_z(z) & \varepsilon_y(z)+\varepsilon_z(z)\cdot\varepsilon_x(z) & \delta_x(z)+X_{01} \\ \varepsilon_z(z) & \varepsilon_z(z)\cdot\varepsilon_y(z)\cdot\varepsilon_x(z)+1 & \varepsilon_z(z)\cdot\varepsilon_y(z)-\varepsilon_x(z) & Y_{01} \\ -\varepsilon_y(z) & \varepsilon_x(z) & 1 & \delta_z(z)+Z_{01}+z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1) $$

A matriz que modela o movimento do sistema de coordenadas 2 com relação ao 1 é:

$$ {}^{1}T_{2} = \begin{bmatrix} 1 & \varepsilon_y(x)\cdot\varepsilon_x(x)-\varepsilon_z(x) & \varepsilon_y(x)+\varepsilon_z(x)\cdot\varepsilon_x(x) & \delta_x(x)-X_{12}+x \\ \varepsilon_z(x) & \varepsilon_z(x)\cdot\varepsilon_y(x)\cdot\varepsilon_x(x)+1 & \varepsilon_z(x)\cdot\varepsilon_y(x)-\varepsilon_x(x) & Y_{12} \\ -\varepsilon_y(x) & \varepsilon_x(x) & 1 & \delta_z(x)+Z_{12} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2) $$

A matriz de transformação entre os sistemas de coordenadas 2 e 3 é dado em (3).

$$ {}^{2}T_{3} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & X_{23} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & Z23 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3) $$

A matriz de transformação entre os sistemas 3 e 4 esta descrita em (4).

$$ {}^{3}T_{4} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -X_{34} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4) $$

2.2. Caminho Real da Peça

A matriz de transformação entre os sistemas de referência (zero) e o sistema de coordenadas 5 é dado pela equação (5).

$$ {}^{0}T_{5} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & X_{05} \\ 0 & 1 & 0 & Y_{05} \\ 0 & 0 & 1 & Z_{05} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5) $$

A matriz de transformação entre os sistemas de coordenadas 5 e 6 é dado por (6).

$$ {}^{5}\mathbf{T}_{6} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \mathbf{X}_{56} \\ 0 & 1 & 0 & \mathbf{Y}_{56} \\ 0 & 0 & 1 & \mathbf{zp} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{6} $$

A matriz de transformação entre os sistemas de coordenadas 6 e 7 é descrita por (7).

$$ {}^{6}\mathbf{T}_{7} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \mathbf{xw} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \mathbf{zw} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{7} $$

2.3. Matriz de Erro Final da Máquina

Com o correto emprego da técnica de modelamento pode-se determinar o erro de posicionamento relativo entre ferramenta (rebolo) e peça através da expressão (8).

$$ \mathbf{E}_{total} = \mathbf{T}_{reb}^{-1} \cdot \mathbf{T}_{peca} \tag{8} $$

onde $\mathbf{T}_{reb}$ e $\mathbf{T}_{peca}$ representam respectivamente a posição do ponto de trabalho do rebolo e o ponto ideal de contato na peça, isto tudo com relação ao sistema de referência.

A matriz $\mathbf{T}_{reb}$ é dada pelo produto de matrizes descrito em (9) e a matriz $\mathbf{T}_{peca}$, é obtida pelo produto de matrizes dado em (10).

$$ \mathbf{T}_{reb} = {}^{0}\mathbf{T}_{1} \cdot {}^{1}\mathbf{T}_{2} \cdot {}^{2}\mathbf{T}_{3} \cdot {}^{3}\mathbf{T}_{4} \tag{9} $$

$$ \mathbf{T}_{peca} = {}^{0}\mathbf{T}_{5} \cdot {}^{5}\mathbf{T}_{6} \cdot {}^{6}\mathbf{T}_{7} \tag{10} $$

Realizando as operações indicadas nas equações (9), (10), (8) obtem-se a matriz de erro sintetizado. As componentes $\mathbf{E}_x$ e $\mathbf{E}_z$ do erro planar da máquina são as componentes do vetor posição (quarta coluna) da matriz $\mathbf{E}_{total}$.

3. CALIBRAÇÃO DOS ERROS INDIVIDUAIS

Para obter o valor das componentes do erro planar através das expressões de sintetização é necessário a execução da calibração dos erros individuais.

Os dados referentes aos erros individuais foram obtidos avaliando cada eixo da máquina individualmente e os erros foram levantados em pontos discretos ao longo das direções preferenciais. Na aquisição de dados foram utilizados um sistema interferométrico laser da Hewlett Packard modelo HP5528A, um nível eletrônico da Rank Taylor-Hobson modelo Talyvel 3 e um microcomputador.

Para controlar todo o sistema de aquisição de dados foram desenvolvidos dois conjuntos de programas. Os do primeiro conjunto foram introduzidos no controle numérico da máquina, eles são responsáveis pela movimentação da máquina em posições pré definidas pelo programador. Os programas que pertencem ao segundo conjunto foram desenvolvidos para o microcomputador e são responsáveis pelo sincronismo do movimento da máquina com a coleta de dados.

Como no processo de calibração os erros foram levantados em pontos discretos em cada eixo de movimentação da máquina, uma função que represente este erro em todo o eixo foi determinada. O ajuste de curva foi efetuado utilizando-se de técnicas de regressão linear (Draper & Smith, 1966). Introduzindo estas funções de forma adequada nas expressões de sintetização pode-se determinar o erro planar em todo o plano de trabalho da máquina.

4. DEFININDO E COMPARANDO OS PROCEDIMENTOS 1 E 2

Nas matrizes de transformação homogêneas aparecem termos de segunda ordem, vide equações (1) e (2), que são normalmente eliminados por ser produto de dois erros infinitesimais. Estas simplificações diminuem sensivelmente os termos que aparecem posteriormente nos produtos das matrizes e consequentemente nas expressões de sintetização.

Quando os erros individuais são substituídos por funções e estas introduzidas nas matrizes de transformações homogênea perde-se a sensibilidade do que é termo de segunda ordem, pois não se sabe se a função resultante é o produto de dois ou mais erros ou se apenas é a curva de ajuste de um dos erros individuais. Portanto, faz-se necessário avaliar a influência dos termos de segunda ordem para a máquina avaliada.

Conforme já afirmado dois procedimentos foram desenvolvidos.

O primeiro procedimento, chamado neste texto de ***Procedimento 1***, consiste em avaliar as componentes do erro planar introduzindo as funções erros individuais diretamente nas expressões de sintetização $\mathbf{E}_x$ e $\mathbf{E}_z$, onde os termos de segunda e maior ordem já foram desconsiderados.

O segundo procedimento, denominado ***Procedimento 2***, consiste em substituir as funções erros individuais nas matrizes de transformação homogêneas (1) - (7), desta forma considerando todos os termos. Os dois procedimentos foram efetuados utilizando o programa "Matemática" (Sherlock, 1993).

A influência dos termos de segunda ou maior ordem foi analisada através da comparação das componentes do erro planar obtidas pelo ***Procedimento 1*** e pelo ***Procedimento 2***.

Usando a notação $(\mathbf{E}^1_x, \mathbf{E}^1_z)$ para o erro planar obtido pelo ***Procedimento 1*** e $(\mathbf{E}^2_x, \mathbf{E}^2_z)$ para o erro planar obtido através do ***Procedimento 2***, a variação do erro em todo o plano de trabalho da máquina $\mathbf{VarE}_p$ foi definida como sendo o vetor dado pela equação (11) a seguir:

$$\mathbf{VarE}_p = \begin{bmatrix} \mathbf{E}^2_x - \mathbf{E}^1_x \\ \mathbf{E}^2_z - \mathbf{E}^1_z \end{bmatrix} \qquad (11)$$

As componentes da variação do erro são dadas em função de X e Z e as superfícies encontradas estão apresentadas nas figuras 3 e 4.

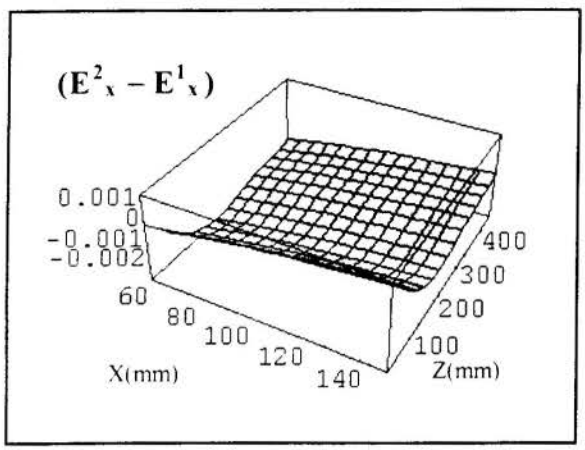


Figura 3 - Superfície para a componente $(E^2_x - E^1_x)$ da variação do erro.

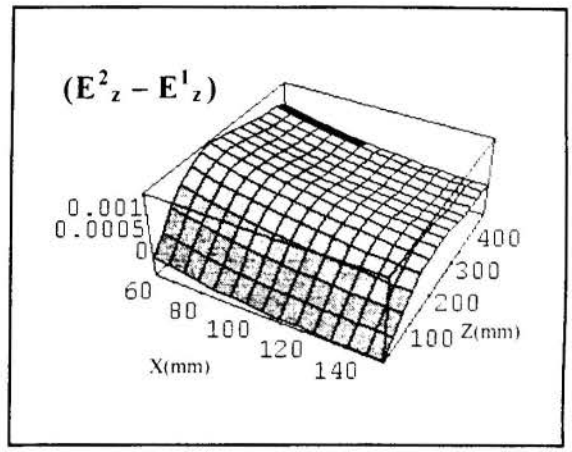


Figura 4 - Superfície para a componente $(E^2_z - E^1_z)$ da variação do erro.

O eixo X da máquina foi avaliado no intervalo [60 mm, 150mm] e o eixo Z no intervalo [20mm, 470mm]. Os erros são dados em microns **(μm).**

Observando as superfícies das figuras 3 e 4 verificou-se que a variação encontrada em cada uma das componentes do erro planar é muito pequena. Ela não ultrapassa 2 nm em valor absoluto.

5. CONCLUSÃO

De acordo com o objetivo deste trabalho a conclusão mais relevante está relacionada com a variação do erro. Através das superfícies apresentadas nas figuras 3 e 4, observa-se que o valor de cada uma das componentes da variação do erro é insignificante quando comparado com a ordem de grandeza esperada para o erro planar (μm). Portanto, conclui-se que os termos de segunda ordem são irrelevantes para avaliar o desempenho da máquina considerada. Outros resultados podem também ser extraídos deste trabalho.

Um deles está relacionado com a utilização da teoria das Transformações Homogêneas. Ela exige um trabalho computacional relativamente grande, principalmente quando os termos de segunda ordem são considerados.

Quanto ao sistema de aquisição de dados usado na calibração dos erros individuais, elaborado especificamente para este trabalho, pode-se dizer que funcionou de forma satisfatória. A coleta de dados, sendo realizada de forma automática, minimiza a ocorrência de erros de operação.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

DONMEZ,M.A. *et al.* "A general methodology for machine tool accuracy enhancement by error compensation". *Precision Engineering*, vol.8, Nº 4, Oct.1986: 187-196.

DONMEZ,M.A. *et al.* " A generalized mathematical model for machine tool erros". Modeling, Sensing, and Control os Manufaturing Processes - 1986 *ASME Winter Annual Meeting*, PED vol.23/DSC vol,4,1988.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB579

COMPARAÇÃO DA UTILIZAÇÃO DE DIFERENTES SENSORES NO ESTABELECIMENTO DO FIM DA VIDA DE REBOLOS/ *COMPARISON OF USING DIFFERENT SENSORS TO ESTABLISH THE GRINDING WHEEL LIFE*

AMAURI HASSUI*, ANSELMO EDUARDO DINIZ*, JOÃO FERNANDO GOMES DE OLIVEIRA**, JUAREZ FELIPE JR*. & JOÃO JORGE DE FARIA GOMES**
**Departamento de Engenharia de Fabricação, Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP - Campinas CP 6122 CEP 13083-970 Campinas, SP, Brasil - E-mail: anselmo@fem.unicamp.br*
***Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos - USP - São Carlos*

Abstract

Dressing is necessary to rebuild the grinding wheel surface, as its grains lose their edges and break. Dressing must be done to avoid the part rejection, mainly due to the surface roughness growth. The establishing of the exact moment to dress the wheel is still a non precise task. Most of the times, the grinding machine operator decides the moment to dress the wheel based on non precise criteria, like the sound made by the wheel during the cut. Lately, many works have been done trying to find out ways to monitor the process, in order to determine the end of tool life in such a way that do not need the presence of an operator. The goal of this work follows this trend. Several experiments were carried out, grinding hardened steel parts, up to the moment that, due to the wheel wear, the roughness part reached values bigger than the expected in precision grinding. During these experiments, the system vibration and the acoustic emission of the process were measured in 2 points of the machine. The main conclusion of this work is that the vibration signal is the best to follow the increase of surface roughness and, therefore, the most suitable to be used to establish the moment to dress the wheel.

Keywords

Retificação; Dressagem; Monitoramento; Emissão Acústica; *Grinding; Dressing; Monitoring; Acoustic Emission;*

1. INTRODUÇÃO

Durante o processo de retificação, é necessário interromper a operação ocasionalmente para efetuar a dressagem do rebolo. Esta operação é realizada para corrigir o perfil do rebolo e lhe devolver a agressividade perdida devido ao desgaste dos grãos abrasivos. A determinação do instante em que este procedimento deve ser efetuado é normalmente feita pelo operador da máquina, que executa a dressagem quando as peças começam a apresentar defeitos de acabamento, ou se baseia em experiência própria, determinando o momento da dressagem pelo ruído gerado no processo. Outras vezes, a dressagem é efetuada em intervalos de tempo

regulares, para evitar rejeição de peças, causando, porém, um desperdício excessivo do rebolo, pois, neste caso, a dressagem é efetuada antes do efetivo término da vida deste. A fim de automatizar a decisão do momento de dressagem, diferentes sensores podem ser utilizados para estabelecer uma relação entre a variação das grandezas do processo e o fim de vida do rebolo. Este trabalho apresenta a utilização de sensores de Emissão Acústica e de vibração aplicados a uma retificadora, para determinar o fim de vida do rebolo em processo de retificação cilíndrica externa de mergulho e, portanto, o momento ideal de se realizar a dressagem, e faz uma comparação entre as respostas obtidas com cada sensor.

2. DESGASTE DO REBOLO

A topografia dos rebolos, que exerce grande influência no desempenho do processo de retificação, é influenciada por vários fatores e altera-se ao longo da vida do rebolo devido ao desgaste deste. Em um determinado momento este desgaste exigirá uma dressagem, para que novos grãos e novas arestas do rebolo se apresentem para o corte.

Malkin, 1989, afirma que são três os principais mecanismos de desgaste do rebolo, conforme mostra a Figura 1.

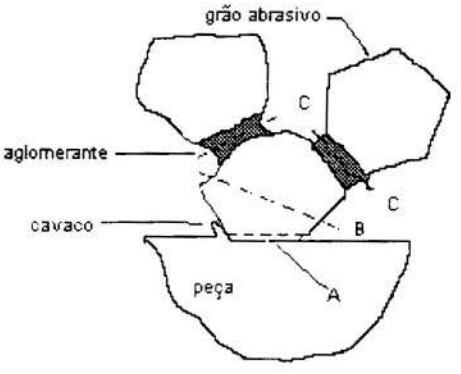


Figura 1 - Mecanismos de desgaste do rebolo: A - desgaste por atrito, B - fratura do grão abrasivo e C - fratura ou desgaste do aglomerante (Malkin, 1989).

O desgaste por atrito ocorre devido à interação entre o grão abrasivo e o material da peça que está sendo usinada. Dentre os mecanismos de desgaste, este é o que apresenta menor contribuição à perda volumétrica do rebolo mas é considerado o mais importante na definição do fim da vida do mesmo, pois, a medida que o grão se desgasta, crescem os esforços de corte e a temperatura do processo, afetando a qualidade e integridade superficial da peça usinada. (Malkin, 1989)

A fratura do grão abrasivo é um mecanismo de desgaste significativo quando utiliza-se rebolos considerados duros, que seguram bem o grão. Os grãos podem fraturar ou se desgastar, dependendo da sua friabilidade. A fratura também pode ocorrer no grão abrasivo devido à fragilização deste, quando se retifica materiais com os quais ele apresenta afinidade química (Malkin, 1989). Este fenômeno pode provocar um aumento da rugosidade devido ao aparecimento de novas arestas de corte, que tornam o rebolo mais agressivo.

A fratura ou desgaste do aglomerante, quando da utilização de rebolos moles, é o mecanismo que ocasiona maior desgaste volumétrico do rebolo. Tal mecanismo está ligado à friabilidade do aglomerante. Rebolos moles apresentam uma menor quantidade de aglomerante, o que aumenta a probabilidade de ruptura do mesmo (Malkin 1989). O

aglomerante pode desgastar-se devido ao atrito com a peça, com cavacos ou ataque químico dos fluidos de corte (Bianchi, 1992). A auto-afiação provoca o aumento da rugosidade da peça, pois torna o rebolo agressivo.

3. MONITORAMENTO DO PROCESSO DE RETIFICAÇÃO

Existem diversos métodos de monitoramento que podem ser utilizados no processo de retificação. Dependendo do que se deseja monitorar, pode-se escolher qual o melhor método disponível ou mais adequado às condições particulares de cada problema e de cada empresa. Para determinar qual o método de monitoramento a ser utilizado, deve-se primeiro analisar o problema a ser enfrentado. Depois de identificado o problema, é feita então a escolha dos meios e técnicas a serem utilizados no monitoramento (Oliveira, 1995).

A Emissão Acústica (EA) consiste de sinais de alta freqüência gerados pelo contato do rebolo com a peça, com o dressador ou com a máquina e pode ser utilizada no monitoramento do processo. Permite altos níveis de automação, dispensando a necessidade de operadores experientes. Outra característica da EA é a não interferência no processo (Felipe, 1996).

A EA utiliza sensores piezoelétricos. Alguns sensores possuem cápsulas blindadas, que permitem a utilização próximas da peça e sujeitas ao contato com óleo, cavacos e calor.

A perda de agressividade do rebolo pelo desgaste dos grãos provoca uma alteração no ruído gerado pelo processo, devido ao maior atrito sem formação de cavaco existente ao longo do arco de contato grão-peça. Esse maior atrito causa uma maior geração de calor e o aparecimento de vibrações. Analisando o comportamento dos sinais gerados pelo processo, pode-se estabelecer limites aceitáveis para o nível de EA e/ou de vibração, que determinarão o fim da vida do rebolo (Felipe, 1996).

4. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Para usinagem dos corpos de prova, foi utilizada uma retificadora Zema CNC modelo G 800 e um rebolo A 60 R V 11 da Carborundum, considerado duro, com diâmetro de 500 mm e largura de 50 mm. Foram utilizados os seguintes conjuntos de monitoramento:

1 - Um sensor de EA acoplado a um aparelho de monitoramento BM 12, da empresa Sensis São Carlos, que transforma o sinal bruto que sai do sensor em um sinal proporcional ao RMS do sinal de entrada, com amplificação com ganho máximo de 60 dB, filtro passa alta de 10 kHz e constante de tempo do conversor RMS de 0,37 ms. O sensor deste conjunto foi colocado próximo ao dressador.

2 - Um sensor de vibração acoplado a um aparelho de monitoramento BM 12 com ganho máximo de 40 dB, filtro passa alta de 100 Hz e constante de tempo de 0,14 ms. O sensor deste conjunto foi preso ao contra-ponto de fixação da peça.

3 - Um sensor de EA, um pré-amplificador da empresa Physical Acoustics com ganho de 40 dB, filtro passa banda de 100 kHz a 300 kHz e um voltímetro RMS com constante de tempo de 2 ms. O sensor deste conjunto também foi preso ao contra-ponto de fixação da peça.

Os sinais adquiridos pelos conjuntos alimentavam um microcomputador equipado com um conjunto National de aquisição, composto por uma placa A/D com taxa de amostragem máxima de 500 kHz e o software LabView versão 4.0.

Como corpos de prova foram utilizadas peças cilíndricas (ϕ 58,0 mm x 80mm) de aço SAE 4340 tratadas termicamente, com dureza de 47 HR_C. Foram utilizadas como condições de usinagem: velocidades de avanço (v_f) de 0,5, 0,7 e 1,0 mm/min, rotação da peça de 70 RPM para v_f igual a 0,5 mm/min e 210 RPM para as demais e largura de atuação do rebolo de

18 mm para v_f igual a 0,5 mm/min e 12 mm para as demais. Todos os corpos de prova tiveram a rugosidade (Ra e Rmax) medida após a usinagem.

Cada experimento foi efetuado uma única vez, pois o objetivo do trabalho foi obter tendências dos sinais monitorados a fim de determinar o fim de vida do rebolo. Não houveram réplicas pois não objetivou-se o modelamento do processo ou mesmo o estabelecimento de valores absolutos para determinadas características.

5. RESULTADOS OBTIDOS NO MONITORAMENTO DA VIBRAÇÃO

A figura 2 mostra o comportamento do sinal advindo do sistema de medição da vibração do contra-ponto de fixação da peça contra o volume específico de material removido.

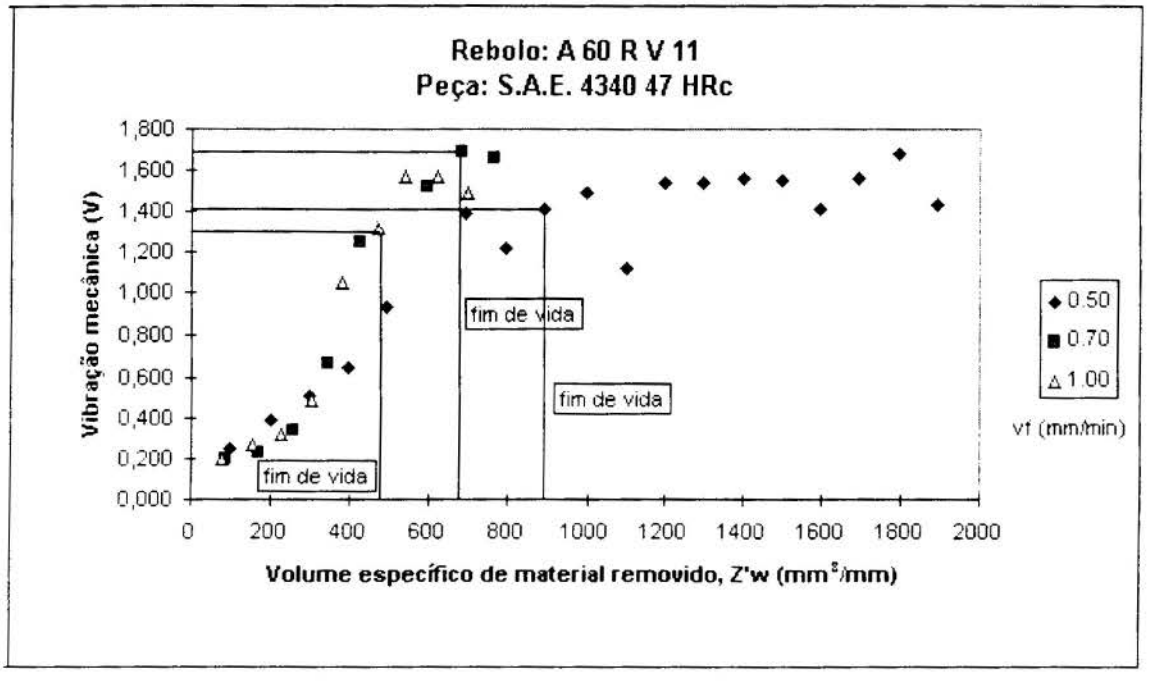


Figura 2 - Vibração mecânica x volume específico de material removido.

A análise desta figura mostra que a vibração apresenta comportamento semelhante à rugosidade, isto é, apresenta um crescimento contínuo com o volume de material removido, até um determinado ponto onde se estabiliza.

Nota-se que no início de vida, com o rebolo recém dressado, o nível de vibração é muito próximo para os três avanços, de onde conclui-se que o avanço, na faixa utilizada, não influencia a vibração. O fator que exerce influência na vibração do sistema é o estado de afiação do rebolo, que é influenciado pelo avanço do mesmo, já que as curvas para os 3 avanços da figura 2 se distanciaram um pouco com o aumento do volume de material removido.

A vida do rebolo foi afetada pelo avanço utilizado, pois a maior vida foi alcançada com o menor avanço e vice versa. Além disso, velocidades de avanço maiores tendem a gerar maiores vibrações no processo, no fim de vida do rebolo. Portanto, há uma interação entre estes fatores, entre outros, que faz a análise destes complexa e merecedora de maiores estudos.

Estabeleceu-se que o fim de vida do rebolo dar-se-ia quando a rugosidade das peças atingisse Ra = 0,8 μm, que é um valor limite para operações de retificação (Agostinho, 1977). O estabelecimento de uma estratégia para decisão do momento de dressagem não pode ser feito de imediato, haja vista que as estratégias comumente utilizadas não se aplicam, pois:

A) Os níveis de vibração, no fim de vida do rebolo (quando Ra = 0,8 μm) foram 1,41 V, 1,66 V e 1,31 V para os avanços de 0,5 mm/min, 0,7 mm/min e 1 mm/min respectivamente. Caso fosse feita uma dressagem do rebolo quando o nível de vibração fosse 1,31 V (o menor dos valores de vibração, que garantiria que, com nenhuma das velocidades de avanço se ultrapasse a rugosidade limite), seria estabelecida uma vida de 845 mm^3/mm e 468 mm^3/mm, para v_f = 0,5 mm/min e 0,7 mm/min, gerando um desperdício de vida do rebolo de 7,7% e 38,9%, respectivamente. Por outro lado, se a dressagem se desse com um nível de vibração de 1,66 V, ter-se-ia certamente Ra acima de 0,83 μm para v_f = 0,5 mm/min, e acima de 1,05 μm para o avanço de 1 mm/min, o que ocasionaria rejeição de peças. Por último, pode-se adotar o valor de vibração igual a 1,41 V, sendo que neste caso, ter-se-ia um desperdício de 31,1 % da vida do rebolo para o avanço de 0,7 mm/min e uma rugosidade em torno de 0,84 μm para o avanço de 1 mm/min. Analisando-se os resultados apresentados, percebe-se que ou os desperdícios são altos ou o valor de rugosidade média é inaceitável. Assim, a estratégia de determinação de um valor absoluto de vibração para o estabelecimento do fim de vida do rebolo, para as condições utilizadas no experimento, a princípio não é recomendada, quando se varia o avanço do rebolo.

B) Outra estratégia comumente utilizada é a adoção um percentual de crescimento do sinal em relação ao seu valor no início da vida do rebolo. Porém, analisando-se a figura 2, nota-se que os valores iniciais são praticamente iguais (da ordem de 0,2 V) e os valores finais são os mencionados no parágrafo anterior. Efetuando-se os cálculos, obteve-se como resultados 5,67, 8,23 e 6,50 para as relações de valor final sobre valor inicial para os três avanços em questão. O maior valor é cerca de 45% maior que o menor valor. Portanto, também esta estratégia acarretaria desperdício do rebolo ou rejeição de peças, dependendo do valor adotado de percentual de crescimento do sinal.

C) Outro aspecto que pode ser analisado é a estabilização da curva em torno de um valor. Pelo gráfico, para v_f = 1 mm/min, o ponto a partir do qual a curva estabiliza-se, que não pode ser utilizado para determinação do fim de vida, pois haverá necessidade de pontos posteriores a este para se determinar a estabilidade da curva, corresponde a uma rugosidade média em torno de 0,9 μm, acarretando rejeição de peças. Nas demais curvas o ponto de estabilização se dá quando a rugosidade média está próxima de 0,65 μm. A dressagem do rebolo neste momento geraria então desperdício deste.

Sugere-se para a definição de uma estratégia de determinação do fim da vida do rebolo, a aquisição e tratamento do sinal de vibração mecânica bruto (neste trabalho amostrou-se o sinal RMS) e, utilizando-se por exemplo, a análise do sinal no domínio da freqüência, como o efetuado por Inasaki e Okamura (1990), descobrir-se uma melhor faixa de freqüência para o monitoramento do desgaste do rebolo. Como uma segunda sugestão, pode-se utilizar uma rede neural para análise do sinal de vibração mecânica, conjuntamente com outros sinais. Mas é importante ressaltar aqui que o sinal de vibração é bastante promissor para ser utilizado na determinação do momento de dressagem do rebolo, pois apresenta uma relação direta com o desgaste do mesmo.

6. RESULTADOS OBTIDOS NO MONITORAMENTO DA EMISSÃO ACÚSTICA

Foram monitorados os sinais de EA, utilizando dois conjuntos de monitoramento, descritos no item 4, a fim de estabelecer o momento de dressagem do rebolo.

A Figura 3 mostra o comportamento destes sinais, obtidos com o sistema BM12, em função do volume de material removido (Z'w), e a Figura 4 mostra os mesmos gráficos obtidos com o sistema Physical Acoustics.

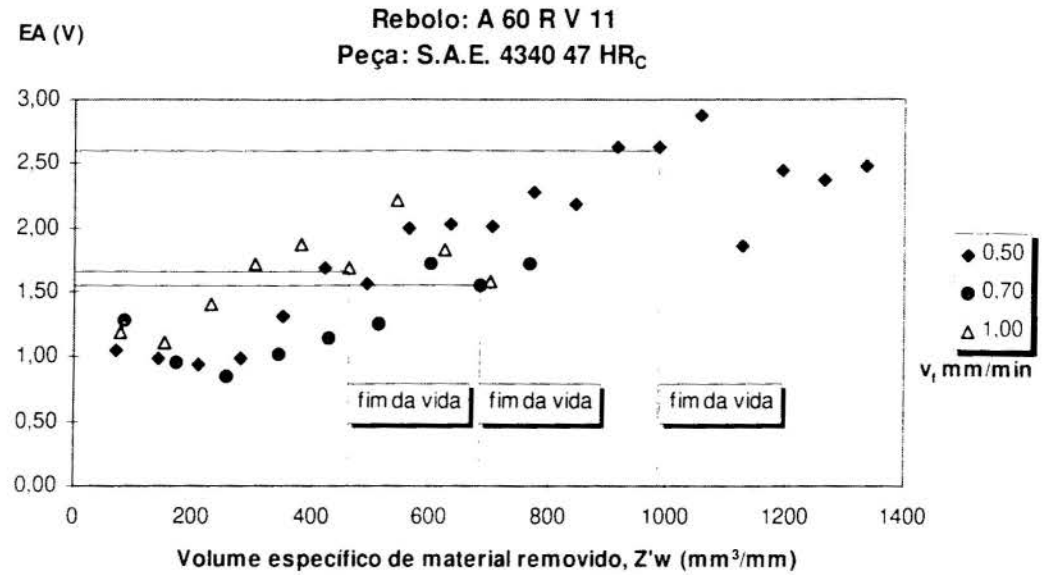


Figura 3 - Valor médio da EA x volume específico de material removido, conjunto BM-12.

Conforme pode ser observado na Figura 3, o sinal de EA captado pelo aparelho BM-12 apresenta um decréscimo inicial, passando em seguida para um aumento com o aumento do volume de material removido, sendo que as três condições de avanço apresentam curvas com aproximadamente o mesmo formato. Apesar de ocorrer um aumento da EA com o volume de material removido, esta não apresenta um comportamento que identifique o fim de vida do rebolo para os 3 avanços ensaiados. Por exemplo, a curva para v_f = 1 mm/min apresenta um forte decréscimo pouco antes do fim da vida do rebolo, o que confundiria qualquer estratégia de determinação do momento de dressagem. Pode-se pensar, no entanto, na utilização deste sinal como um parâmetro de entrada de uma rede neural montada para tomada de decisão do momento de dressagem (conjuntamente com outros sinais), já que, apesar do comportamento um pouco aleatório do sinal, existe uma tendência de crescimento do mesmo com o volume de material removido, tendência que também ocorre com a rugosidade, que é o parâmetro que realmente define o momento de dressagem do rebolo.

Analisando-se a Figura 4, pode-se perceber que o sinal de EA captado pelo sistema Physical Acoustics não apresenta relação com o volume de material removido, pois o mesmo permanece oscilando em torno de um valor médio, apresentando este mesmo comportamento no fim de vida do rebolo, para todas os avanços. Com isto, pode-se concluir que os fenômenos que afetam a rugosidade e definem o fim da vida do rebolo, como vibração e perda da agressividade dos grãos, não afetam a EA medida no contra-ponto de fixação da peça.

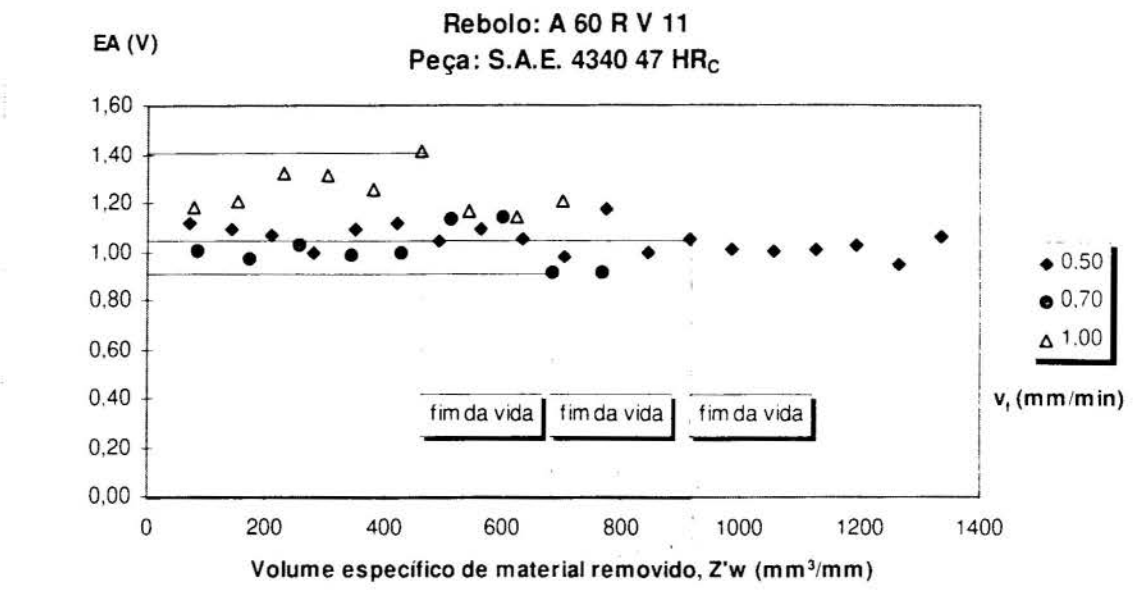


Figura 4 - Valor médio da EA x volume específico de material removido, conjunto Physical Acoustics.

O sistema BM-12, que estava posicionado mais distante do processo que o sistema Physical Acoustics (portanto com sinal mais suscetível à atenuações), apresentou resultados mais compatíveis com o crescimento da rugosidade da peça e com a perda de afiação do rebolo. A hipótese mais provável para explicação disto é que o sinal de EA do sistema BM-12 capta freqüências mais baixas (foi filtrado com um filtro passa-alta com frequência de corte de 10 KHz, enquanto o sistema da Physical Acoustics foi filtrado com um filtro passa-banda de 100 a 300 KHz) e, por isso, pôde melhor captar as harmônicas do sinal de vibração, que foi um dos causadores do crescimento da rugosidade da peça.

7. CONCLUSÕES

Baseado nos resultados obtidos, algumas conclusões podem ser tomadas:

1. A vibração mecânica apresenta comportamento semelhante ao da rugosidade, apresentando um crescimento do nível de vibração contínuo com o volume de material removido. Porém, não foi possível a determinação de um valor absoluto de vibração para o estabelecimento do fim da vida do rebolo. Apesar disto, foi dentre os sinais monitorados neste trabalho, aquele que apresentou um comportamento em relação ao volume de material removido mais próximo ao comportamento da rugosidade das peças. Os sinais de vibração poderiam ser utilizados para alimentar uma rede neural conjuntamente com outros sinais, a fim de se ter uma estratégia mais precisa de definição do fim da vida do rebolo.
2. A EA com faixa de atuação de 100 a 300 kHz não apresenta um comportamento que possa identificar o fim de vida do rebolo, pois o desgaste deste, que causou o crescimento da rugosidade da peça, não gerou crescimento deste sinal.
3. A EA com faixa de freqüência a partir de 10 kHz pode captar as harmônicas do sinal de vibração, que é um dos causadores do fim de vida do rebolo, porém também não apresenta um comportamento que permita a utilização de uma estratégia mais simples de determinação do fim de vida do rebolo.

4. Das afirmações anteriores, pode-se concluir que a EA não deve ser usada sem um maior condicionamento do sinal, para estabelecimento do fim da vida do rebolo, embora venha sendo largamente utilizada para monitorar outras características do processo com sucesso.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGOSTINHO, O. L. , RODRIGUES, A. C. S., LIRANI, J. & RUFFINO, R. T., *Tolerâncias, Ajustes, Desvios e Análises de Dimensões*, Editora Edgard Blucher, São Paulo, 1977.

BIANCHI, E.C., *Ação da geometria teórica do cavaco no desgaste de rebolos de CBN com ligante resinóide.* São Carlos: EESC, Universidade de São Paulo, Tese de Doutorado, 1992

FELIPE JR., J., (1996) *Contribuição para Implementação de Funções de Retificação Inteligente (R.I.) Utilizando Técnicas de Monitoramento por Emissão Acústica.* São Carlos EESC: Universidade de São Paulo, Tese de Doutorado, 1996

INASAKI, I. & OKAMURA, K., Monitoring of Dressing And Grinding Processes With Acoustic Emission Signals. Annals of the CIRP, vol.34(1), pp. 277-280, 1985.

MALKIN, S., *Grinding Technology Theory and Applications of Machining with Abrasives.* Ellis Horwood Limited, Chichester, 1989.

OLIVEIRA, J. F. G., *Monitoramento de Operações de Retificação de Precisão*, São Carlos, EESC: Universidade de São Paulo, Tese apresentada em Concurso para Professor Titular, 1995.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB581

INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DE USINAGEM NOS ESFORÇOS DE CORTE DE PEÇAS TORNEADAS DE DIVERSOS AÇOS / *INFLUENCE OF CUTTING CONDITIONS IN THE CUTTING FORCES OF TURNED WORKPIECES OF DIFFERENT STEELS*

ANSELMO EDUARDO DINIZ & PEDRO YOSHITO NORITOMI
Departamento de Engenharia de Fabricação, Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP - Campinas
CP 6122 - CEP 13083-970 Campinas, SP, Brasil - E-mail: anselmo@fem.unicamp.br

Abstract

The main goal of this work is to analyze the influence of feed rate, depth of cut and cutting speed in the cutting forces generated during the turning of workpieces made of 4 different steels. The results obtained were compared with those predicted by the literature. In this way, a second goal could be reached, that is to compare the machinability of these steels related to how easy it is to get low cutting forces, in each one of these steels. Aiming these purposes, workpieces made of 1045 (carbon steel), 4340 (alloy steel), 1212 (easy to machine steel) e 316 (austenitic stainless steel) were turned with 5 different feed rates, 5 depth of cut and 5 cutting speeds. Among the conclusions of these work, it must be noted that the influence of feed rate and depth of cut in the cutting forces are bigger than that predicted by the literature.

Keywords

Esforços de Corte, Torneamento, Condições de Usinagem, Usinagem de Aços / *Cutting Forces, Turning, Cutting Conditions, Machining of Steels*

1. INTRODUÇÃO

Diversos são os autores que já se propuseram a estudar a relação entre os esforços de corte e as condições de usinagem e também entre os esforços de corte e as características do material da peça em usinagem, principalmente para a operação de torneamento. Acontece que, como as variáveis do processo de usinagem são muitas, qualquer pequena variação em fatores como a composição química e a estrutura metalúrgica do material da peça, a rigidez do sistema máquina-ferramenta-dispositivo de fixação-peça, dentre outros, modificam bastante os valores de esforços de corte e de usinabilidade dos materiais em relação àqueles previstos em manuais de usinagem. Assim, este trabalho visa contribuir com o estudo das forças de usinagem, argumentando que o cálculo do valor das forças em um processo de usinagem é um procedimento que deve ser utilizado somente para estimativa da ordem de grandeza dos esforços e não para a obtenção de um valor mais preciso. Este argumento é baseado no fato de que, nos ensaios realizados neste trabalho, onde mediu-se a corrente elétrica do motor principal da máquina-ferramenta (que como vai se ver mais adiante, pode ser correlacionado diretamente com a força de corte), a influência dos parâmetros de usinagem na força de corte (medida pelo coeficiente a que este parâmetro está elevado na função que relaciona a força de

corte com tal parâmetro) é bem diferente daquele citado pela literatura. Além disso, a usinabilidade destes materiais levando em conta o critério baseado nos esforços de corte, quando comparados com um aço de usinabilidade melhorada (que também foi utilizado nos ensaios), também é bem diferente dos valores propostos pela literatura.

2. Os Esforços de Corte e as Condições de Usinagem para Diversos Materiais

Um bom número de autores (Ferraresi, 1977), (Sandvik, 1994), (Shaw, 1986) na área de usinagem dos materiais concordam que a força principal de corte (componente da força de usinagem segundo a direção de corte) pode ser relacionada com o avanço por volta e com a profundidade de usinagem, segundo as equações abaixo.

$$F_c = K_s . b . h \qquad (1)$$

Mas, a pressão específica de corte (K_s) diminui com o crescimento de h, segundo a equação (2):

$$K_s = K_{s1} . h^{-z} \qquad (2)$$

Então, substituindo a equação (2) na equação (1), tem-se:

$$F_c = K_{s1} . b . h^{1-z} \qquad (3)$$

Tem-se ainda que: $h = f . \text{sen}\, \chi_r \qquad (4)$

e: $$h = \frac{a_p}{\text{sen}\, \chi_r} \qquad (5)$$

Onde:
F_c = força principal de corte
K_s = pressão específica de corte
b = largura de corte
h = espessura de corte
a_p = profundidade de usinagem
f = avanço
χ_r = ângulo de posição da ferramenta

Analisando-se esta equação, vê-se que a relação entre o avanço (f) e a força de corte se dá através do parâmetro (1-z), isto é, a força de corte é diretamente proporcional ao avanço elevado a (1-z). Segundo Ferraresi (1980) este coeficiente (1-z) tem os seguintes valores para os aços utilizados neste trabalho:

Aço 1045 - de 0,668 a 0,832 (dependendo do material de ferramenta, do estado metalúrgico do aço e da velocidade de corte utilizada);

Aço 4340 - de 0,732 a 0,810 (idem)

Aço 1112 - de 0,819 a 0,840 (idem) - este autor não levantou este parâmetro para o aço 1212 e, por isso, se colocou aqui o parâmetro de outro aço de usinabilidade melhorada;

O parâmetro (1-z) para o aço inoxidável austenítico 316 não consta da publicação citada e nem para nenhum outro inoxidável austenítico.

Não somente para estes aços citados, mas para todos constantes da publicação citada, o valor de (1-z) está entre 0,6 e 0,9, isto é, sempre menor que 1,0 (um). Assim, a função que relaciona o avanço com a força de corte é exponencial e sempre que avanço cresce, a força de corte cresce, mas numa proporção menor que o crescimento do avanço.

Ainda observando-se as equações de 1 a 5, vê-se que a força de corte é diretamente proporcional à profundidade de usinagem, pois o coeficiente ao qual a profundidade de usinagem está elevada na equação da força de corte é igual a um.

A influência da velocidade de corte não é mostrada na equação, pois é menor que a influência dos outros parâmetros, mas Ferraresi (1977) afirma que, na região de velocidades de corte onde não se tem mais a formação da aresta postiça de corte (que foi a faixa de velocidades utilizadas neste trabalho), a pressão específica de corte (K_s) cai progressivamente com o aumento da velocidade de corte até um determinado valor de velocidade, a partir do qual se estabiliza.

3. Relação entre Potência Elétrica e Força de Corte

A potência consumida pelo processo de corte pode ser dada por:

$$P_c = F_c . v_c \qquad (6)$$

onde:
P_c = potência consumida pelo processo.
v_c = velocidade de corte

O motor da máquina ferramenta é que fornece esta potência a menos do rendimento da máquina. Assim, a potência que o motor precisa fornecer ao processo, é dada por:

$$P_m = \frac{P_c}{\eta} \qquad (7)$$

onde:
P_m = potência fornecida pelo motor
η = rendimento da máquina-ferramenta

O motor da máquina-ferramenta utilizada nos ensaios é de corrente contínua. Assim, a potência deste motor é dada por:

$$P_m = U . I \qquad (8)$$

onde:
U = tensão elétrica
I = corrente elétrica do motor

Substituindo as equações (6) e (8) na equação (7), tem-se que:

$$U . I = \frac{F_c . v_c}{\eta} \qquad (9)$$

Mas, quando a potência elétrica consumida pelo motor de corrente contínua varia, somente a corrente elétrica varia e a tensão permanece constante. Também, pode-se considerar que o rendimento da máquina-ferramenta permanece constante com a variação das condições de usinagem. Assim, pode-se dizer que a força de corte é diretamente proporcional à relação (I/v_c). Portanto, nos ensaios realizados neste trabalho, ao invés de se relacionar as condições de usinagem com a força de corte diretamente, a relação (I/v_c) é que foi relacionada com os parâmetros de corte, pois a medição da corrente é muito mais simples e mais barata e muito menos intrusiva que a medição direta da força de corte.

4. Comparação entre a Usinabilidade dos Aços

Dentre os aços utilizados neste trabalho, o que apresenta a maior dificuldade para ser usinado (pior usinabilidade) é o aço inoxidável austenítico 316, pois na usinagem destes aços o cavaco se deforma plasticamente e se encrua bastante até romper facilitando a formação da aresta postiça de corte ou do desgaste de cratera (se a velocidade de corte for maior) e aumentando bastante os esforços de corte (Sandvik, 1994). Dentre os aços ensaiados, o que deveria apresentar menor dificuldade no corte seria o aço com usinabilidade melhorada (1212), pois os elementos de liga contidos nestes aços se deformam plasticamente durante a formação do cavaco, formando planos de baixa tensão que facilitam o cisalhamento do cavaco (Sandvik, 1994). Os aços 4340 e 1045 apresentam dificuldade intermediária para serem usinados.

Ferraresi (1977) apresenta uma tabela com o índice de usinabilidade (I.U.) de diversos materiais em comparação com o aço de usinabilidade melhorada 1112 que tem índice de usinabilidade igual a 100%. Nesta tabela o aço 1045 tem I.U. = 60%, o 4340 tem I.U. = 45% e o 316, apresenta um I.U. = 25%. Estes índices de usinabilidade representam comparativamente (e também grosseiramente) a dificuldade de se usinar estes materiais e, portanto, a relação entre as forças necessárias para usiná-los.

5. Procedimentos Experimentais

Os experimentos realizados compreenderam o torneamento de corpos de prova de diferentes aços em diferentes valores de avanço, profundidade de usinagem e velocidade de corte, utilizando um torno CNC da marca ROMI, modelo COSMOS-30, com motor principal de 30 HP. Os aços testados foram: ABNT 1045 (aço médio carbono), 4340 (aço liga), 1212 (aço com usinabilidade melhorada) e 316 (aço inoxidável austenítico).

As condições de usinagem utilizadas no torneamento de todos os aços estão mostradas na tabela 1.

Tabela 1 - Condições de Usinagem Utilizadas nos Ensaios

VARIÁVEL					FIXAS	
avanço (mm/rev)					velocidade de corte	profundidade de usinagem
0,07	0,10	0,13	0,16	0,19	230 m/min	0,8 mm
velocidade de corte (m/min)					avanço	profundidade de usinagem
130	180	280	330		0,13 mm/rev	0,8 mm
profundidade de usinagem (mm)					avanço	velocidade de corte
0,5	1,1	1,4	1,7		0,13 mm/rev	230 m/min

Durante o corte, a corrente do motor principal da máquina-ferramenta era medida utilizando-se um sensor de efeito hall, que circundava o cabo de entrada da corrente no motor. O sinal de saída deste sensor era uma outra corrente elétrica, cuja tensão era proporcional à intensidade de corrente do cabo circundado pelo sensor. O sinal que saía do sensor, passava por uma placa analógica-digital e era armazenado na memória de um computador. Assim, a tensão que o computador media, era proporcional à corrente elétrica consumida pelo motor da máquina.

A ferramenta utilizada foi uma pastilha de metal duro recoberta (a camada mais externa de recobrimento era nitreto de titânio) de código ISO TNMG 160404-61 GC435 (raio de ponta de 0,4 mm), típica de operações de acabamento.

5. Resultados e Discussões

A figura 1 mostra os resultados obtidos nos ensaios com relação ao comportamento da do parâmetro I/v_c (que como já citado é diretamente proporcional à força de corte) contra o avanço para os 4 aços ensaiados. A figura mostra também curvas de regressão que aproximam as curvas reais de uma função do tipo $I/v_c = f(f)$.

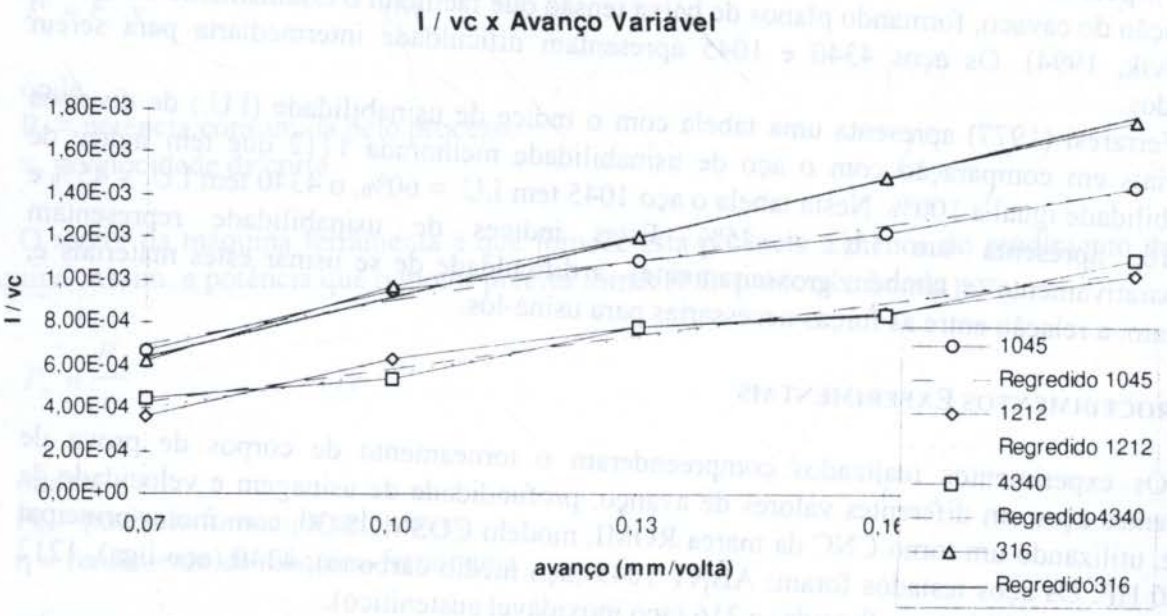


Figura 1 - I/v_c contra Avanço

Algumas conclusões que podem ser retiradas desta figura são:

1. o torneamento do aço de usinabilidade melhorada 1212 foi o que gerou menores esforços de corte, mas não na proporção que se esperava baseado nos índices de usinabilidade citados em item anterior. Pelo contrário, o aço 4340 que, segundo Ferraresi deveria ter um I.U. de 45%, apresentou praticamente a mesma força de corte do aço 1212;
2. o torneamento do aço 316 foi, como se esperava, aquele que gerou maiores esforços de corte, mas não na proporção que se esperava, pois apresentou os valores de I/v_c muito similares aos do aço 1045;
3. As equações extraídas das regressões que relacionam I/v_c com o avanço são:
   - para o aço 1045 - $\frac{I}{v_c} = 0{,}0047085 \cdot f^{0.7181831}$ (10)

- para o aço 1212 - $\frac{I}{v_c} = 0{,}0054844 \cdot f^{0.9864906}$ (11)
- para o aço 4340 - $\frac{I}{v_c} = 0{,}0045639 \cdot f^{0.8897322}$ (12)
- para o aço 316 - $\frac{I}{v_c} = 0{,}0094118 \cdot f^{1.0068604}$ (13)

Com estas regressões, vê-se que os valores aos quais o avanço (f) está elevado nas equações, varia de valores próximos aos valores usuais de (1-z) citados em item anterior, como no caso dos aços 1045 e 4340, onde estes expoentes são 0,72 e 0,89 respectivamente, até valores bem próximos da unidade para os aços 316 e 1212. Nestes últimos aços, portanto, o crescimento do avanço não gerou uma diminuição da pressão específica de corte (K_s), como é fartamente citado na literatura.

Os dados acima mostram que parâmetros retirados de tabelas para o cálculo de esforços de corte (como é o caso do (1-z)) e/ou para a definição da usinabilidade dos materiais, muitas vezes estão distantes dos valores reais de um determinado sistema máquina-ferramenta-dispositivo de fixação-peça.

A figura 2 mostra o comportamento do parâmetro I/v_c com relação à profundidade de usinagem para os 4 aços ensaiados. A figura mostra também curvas de regressão que aproximam as curvas reais de uma função do tipo $I/v_c = f(a_p)$.

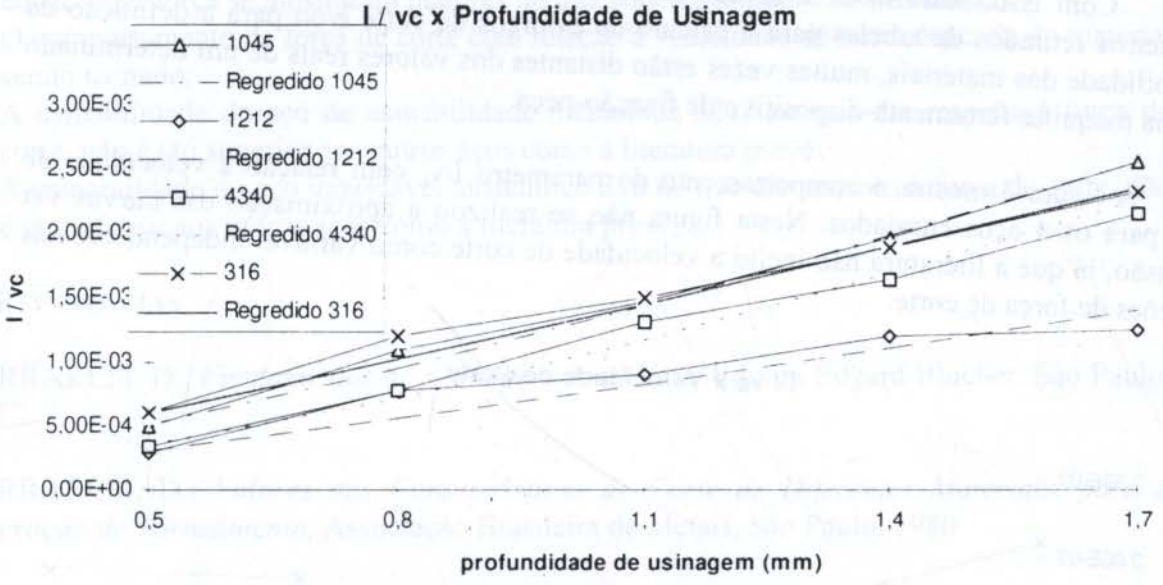


Figura 2 - I/v_c contra Profundidade de Usinagem

Desta figura pode-se destacar os seguintes pontos:

1. outra vez, o torneamento do aço 1212 foi o que apresentou menores esforços de corte, porém desta vez um pouco mais distante do comportamento do aço 4340. Nesta figura, somente para profundidades de usinagem pequenas é que o comportamento destes 2 aços foi bem próximo, diferentemente do ocorrido quando se variou o avanço. Isto mostra que a usinabilidade é um parâmetro bastante dependente das condições de usinagem, pois com baixos a_{ps} a usinabilidade do aço 4340, tendo como padrão o aço 1212, seria perto de 100%, enquanto em profundidades maiores seria bem menor que isso;

2. o torneamento do aço 316 foi aquele que apresentou os maiores esforços de corte, juntamente com o aço 1045, contrariamente ao que se supunha baseado nos índices de usinabilidade citados no item anterior, onde se diz que o aço 1045 teria um I.U. cerca 2,4 vezes maior que o aço 316.
3. As equações extraídas das regressões que relacionam I/v_c com a profundidade de usinagem são:

- para o aço 1045 - $\frac{I}{v_c} = 0{,}0012715 \cdot a_p^{\,1.318884}$ (14)
- para o aço 1212 - $\frac{I}{v_c} = 0{,}0007373 \cdot a_p^{\,1.2206232}$ (15)
- para o aço 4340 - $\frac{I}{v_c} = 0{,}0010129 \cdot a_p^{\,1.5143455}$ (16)
- para o aço 316 - $\frac{I}{v_c} = 0{,}0013127 \cdot a_p^{\,1.1035034}$ (17)

Como visto em item anterior, a literatura afirma que a força de corte cresce na mesma proporção do crescimento de a_p (a_p está elevado a um coeficiente igual a 1 na equação da força - ver equações 3 e 5). Porém, os resultados dos ensaios realizados não confirmam a literatura, pois aqui os coeficientes aos quais a profundidade de usinagem está elevado são todos maiores que a unidade (e as vezes bem maiores, como no caso do aço 4340).

Com isso, reafirma-se a conclusão tirada anteriormente que afirma que os dados parâmetros retirados de tabelas para o cálculo de esforços de corte e/ou para a definição da usinabilidade dos materiais, muitas vezes estão distantes dos valores reais de um determinado sistema máquina-ferramenta-dispositivo de fixação-peça.

A figura 3 mostra o comportamento do parâmetro I/v_c com relação à velocidade de corte para os 4 aços ensaiados. Nesta figura não se realizou a aproximação das curvas via regressão, já que a literatura não inclui a velocidade de corte como variável independente nas equações de força de corte.

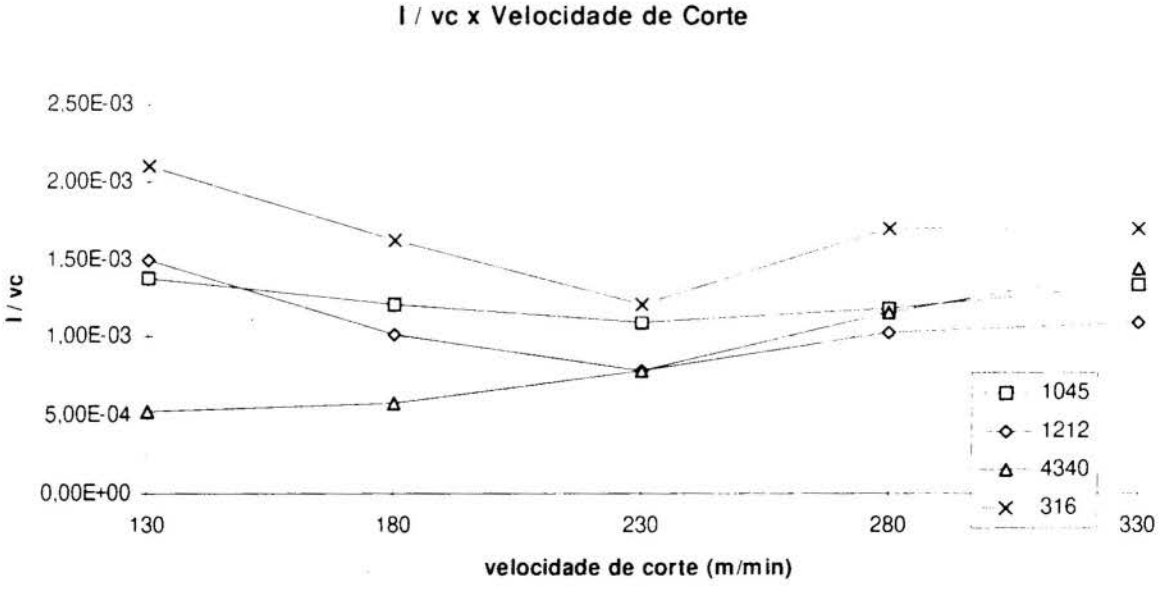


Figura 3 - I/v_c contra Velocidade de Corte

Destaca-se os seguintes pontos nesta figura:

1. pelo menos em velocidades de corte baixas, o torneamento do aço 4340 foi aquele que apresentou menores esforços de corte, muito diferente do que se previa baseado na literatura. Somente para velocidades de corte maiores ou iguais a 230 m/min é que o torneamento do aço 1212 (de usinabilidade melhorada) apresentou valores de esforços de corte similares ao 4340;
2. novamente o torneamento do aço 316 foi aquele que apresentou os maiores esforços de corte;
3. não é possível se prever o comportamento dos esforços de corte com a velocidade de corte, pois para cada aço este comportamento se mostrou diferente. Isto contrariou novamente a literatura, que afirma que a pressão específica de corte (e, consequentemente a força de corte) apresenta um certo decréscimo, seguido de estabilidade a partir de uma determinada velocidade de corte, para a faixa de velocidades acima daquela onde se tem a formação da aresta postiça de corte (como é o caso das velocidades utilizadas neste trabalho). Somente o torneamento do aço 1045 apresentou este comportamento.

6. Conclusões

A partir dos resultados obtidos neste trabalho, pode-se concluir que:

1. A influência do avanço e da profundidade de usinagem na força de corte é maior do que aquela prevista pela literatura, pois os coeficientes a que estes parâmetros estão elevados na equação de força se mostraram maiores do que aqueles retirados da literatura;
2. O comportamento da força de corte com relação à velocidade de corte depende do material sendo usinado;
3. A usinabilidade do aço de usinabilidade melhorada 1212 no que diz respeito à força de corte, não é tão superior aos outros aços como a literatura prevê;
4. A usinabilidade do aço inoxidável austenítico 316 no que diz respeito à força de corte, não é tão inferior aos outros aços como a literatura prevê;

7. Referências

FERRARESI, D., *Fundamentos da Usinagem dos Metais*,Editora Edgard Blucher, São Paulo, 1977.

FERRARESI, D., *Valores das Características de Corte de Diferentes Materiais, para a Operação de Torneamento*, Associação Brasileira de Metais, São Paulo, 1980

SANDVIK COROMANT, *Modern Metal Cutting*, AB Sandvik Coromant, Sandviken, Sweden, 1994.

SHAW, M. C. , *Metal Cutting Principles*, Oxford University Press, New York, 1986.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB586

FURAÇÃO EM LIGA DE TITÂNIO UTILIZANDO BROCAS HELICOIDAIS COM DIFERENTES PERFIS DA SEÇÃO TRANSVERSAL / *DRILLING IN TITANIUM ALLOY WITH DIFERENTS TWIST DRILL PROFILES*

◆ OLÍVIO NOVASKI & □ CARLOS CESAR DE CASTRO DEONISIO

◆ *Departamento de Engenharia de Fabricação, Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP - CP 6122 – CEP 13083-790 – Campinas, SP, Brasil – E-mail: novaski@fem.unicamp.br*

□ *Centro Técnico Aeroespacial – CTA / IAE/ASA – P, Praça Mal Eduardo Gomes, 50, Vila das Acácias, CEP 12228 – 904, São José dos Campos – SP, Brasil.*

Abstract

Difficult to machine alloys are widely used in many industries. The object of this work is to study the drilling process of the Ti-6Al-4V alloy, wich is heavily used in the chemical, maritime, electronic and biomedical industries and primarily in the aerospace industry. Because this alloy is difficult to machine, the selection of apropriated tool geometry and machining conditions is critical. This work concentrates on the selection of adequate drill geometry and machining conditions for the manufacturing of Ti-6Al-4V alloy with high speed steel twist drills. Tests with special twist drills were done and the behaviour of the tools was observed regarding cutting forces, the tool wear, form of the chips and dimensional deviation of the hole. The results show that the profile number 13, for a cutting speed of 11.30 m/min and a feed rate of 0,100 mm rot, tends to be the best choice, but when dimensional deviation of the hole was considered (work quality ISO IT 9) the use of profile number 9 was superior.

Keywords

Drilling Furação; Titanium/Titânio; Twist drill Broca helicoidal; High speed steel/Aço rápido; Machining usinagem

1. INTRODUÇÃO

A liga de titânio Ti-6Al-4V representa cerca de 45% da produção total de titânio, o titânio puro 30%, e as demais os 25% restantes. (Word Metal Statistics Yearbook, 1986) e (Donachie, 1987). A liga Ti-6Al-4V é de difícil usinabilidade e deve ser usinada com brocas de geometria especial. (Convair, 1967 e König *et all*,1978)

A forma dos canais bem como a forma e a geometria da aresta secundária de corte e da guia formam o perfil do comprimento de corte, que exerce uma forte influência na rigidez estática e dinâmica da ferramenta (Thornley, 1987). O comprimento do passo atua diretamente na rigidez à torção, à flexão e flambagem. A forma dos canais e o estado da superfície de saída influenciam o fluxo de cavaco, bem como a vida da ferramenta (Lorenz,1979), (Skevington,1986 e Fiesselmann, 1990).

Masuha (1980) fez uma análise sistemática das seções transversais utilizadas, que conduziu à três grupos de perfis (figura 1). De acordo com esta análise, o primeiro grupo contém os perfis clássicos, do n°1 ao n° 6, desenvolvidos ao longo de vários anos e que já

são normalizados (DIN n° 1412, n° 1414 e n° 1836) (DIN,1977). Embora os perfis números 5 e 6 não sejam normalizados, estes contém todos os elementos geométricos padrões, à exceção do núcleo. Para os perfis "classificados" como do tipo I, observa-se as seguintes características : guia com largura entre 0,0025 e 0,15 vezes o diâmetro externo da broca; diâmetro do núcleo entre 0,08 e 0,2 vezes o diâmetro externo da broca, aumento no sentido da haste entre 1,4 e 1,8 mm a cada 100 mm; seção transversal entre 35 e 45% da seção total do círculo.

Para aumento da resistência da broca são aumentados tanto o diâmetro do núcleo, como também o diâmetro da superfície secundária de folga (tipo 6). Para melhorar a refrigeração na ponta da broca, este tipo de perfil comporta canais de refrigeração (tipo 2). Para brocas utilizadas em máquinas do tipo automática prevê-se a utilização de brocas com o diâmetro do núcleo reduzido (tipo 5).

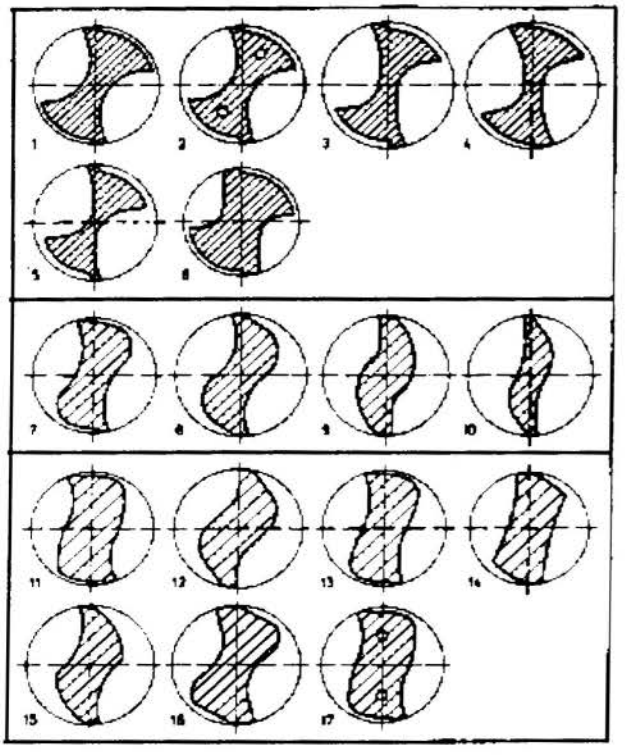


Figura 1: Grupos de perfis.

Os perfis do tipo II, do n° 7 ao n°10, compreendem novos desenvolvimentos feitos a partir dos perfis classificados como sendo do tipo I. Algumas características observadas nestes perfis são: guia arredondada, fazendo com que praticamente não seja mais possível se determinar o diâmetro da superfície secundária de folga; núcleo mais reforçado, com diâmetro variando entre 0,2 e 0,28 vezes o diâmetro externo da broca, no entanto, não mais aumentando no sentido da haste (tipos 7 e 8); guia bastante delgada, fazendo com que o atrito entre a guia e a parede do furo seja diminuído. Brocas com estes perfis possuem ângulos de ponta variando entre 125 e 130º. e, normalmente, são utilizadas com afiação do tipo cruzada. Os perfis do tipo III, do n° 11 ao 17, foram desenvolvidos para furações difíceis. Suas características são: perfil do tipo romboidal, limitados por curvas aproximadamente paralelas entre si; núcleo extremamente reforçado, em torno de 0,3 e 0,4 vezes o diâmetro externo da broca, que não varia ao longo do comprimento da broca; guia extremamente delgada, diminuindo o atrito com a parede do furo; ângulo de ponta em torno de 125 à 130º e ângulo de hélice entre 30 e 45º. As características destes perfis são adequadas para furações com comprimentos acima de 5 vezes o diâmetro externo da broca, devido à elevada estabilidade da furação com estas brocas. Empregam-se normalmente afiações cruzadas para este tipo de perfil.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Foram utilizados nos ensaios os seguintes equipamentos : centro de usinagem vertical, marca Brevet, modelo CV 286 (13,6 kW), dinamômetro piezelétrico, marca Kistler, modelo 9273, amplificador de carga, marca Kistler, modelo 5007, placa para interface A/D, marca Lynx, modelo 1232, programa para aquisição de dados, marca Lynx, microcomputador, 386, micro durômetro, marca Zwich, modelo 3211 e microscópio óptico, marca DSV, modelo 10077.

A liga de titânio Ti-6Al-4V, conforme a especificação das normas ASTM B265 GR5 ou MIL-T-9046 Std. foi utilizada nos ensaios. A tabela 2.1 mostra a composição química desta liga, que apresenta uma dureza média de 38,3 HRC.

Tabela 1: Composição química da liga Ti-6Al-4V

ELEMENTOS ANALISADOS (Porcentagem em peso)

Al	V	Cr	Sn	Mo	Zn	Fe	Ni	Ti
6,44	3,73	0,02	0,04	0,005	< 0,001	0,16	0,02	balanço

Um fluido de corte do tipo solúvel, com características de extrema pressão (EP) e concentração de 10%, foi utilizado.

Na primeira parte dos testes, condição 1, 2, 3 e 4, foram realizados ensaios adotando-se a uma velocidade de corte constante e alterando-se os valores do avanço. O objetivo foi verificar qual a influência da variação do avanço no comportamento dos esforços de corte, momento torçor (Mt) e força de avanço (Ff), e no desvio dimensional (alargamento) do furo obtido. Foram realizadas três repetições para cada condição de usinagem.

Na segunda parte dos testes, condições 5, 6 e 7, foram realizados ensaios para diferentes velocidades de corte, adotando-se o avanço de 0,100 mm/rot. A aquisição de dados foi realizada no primeiro furo e depois a cada dez furos, até que se completassem 2000 mm de furo usinado, para cada uma das três velocidades de corte ensaiadas.

Os ensaios foram realizados de acordo com as condições de usinagem da tabela 2.

Tabela 2: Condições de usinagem utilizadas nos teste da Parte 1 e da Parte 2

Parte 1

CONDIÇÃO	AVANÇO (mm/rot)	VELOCIDADE DE CORTE (m/min)
1	0,100 *	
2	0,122	11,30 *
3	0,150	
4	0,200	

Parte 2

CONDIÇÃO	AVANÇO (mm/rot)	VELOCIDADE DE CORTE (m/min)
5		9,42
1	0,100 *	11,30 *
6		13,19

* Valores recomendados no Machining Date Hand Book (1985) e no Operators Hand Book - Machining Titanium (1968).

Condições gerais de usinagem : profundidade do furo igual a 22 mm; vazão do fluido de corte igual a 8,0 l/min.

Foram testadas ferramentas com o perfil da seção transversal e a geometria especiais. Os perfis números 9 e 13, recomendados para a usinagem de ligas duras e materiais de difícil

usinabilidade, foram utilizados. A tabela 3 descreve a geometria da broca para os perfis da seção transversal N° 9 e N° 13,(Spur *et all*, 1980).

Tabela 3: Descrição da geometria para o perfis da seção transversal n° 9 e n° 13.

GEOMETRIAS	PERFIL	
	n° 9	n° 13
ângulo de hélice (graus)	38	38
diâmetro externo (mm)	9.990 - 10.000	9.990 - 10.000
diâmetro do núcleo (mm)	3.40 - 3.47	3.18 - 3.25
diâmetro do núcleo / diâmetro externo	0.34	0.32
conicidade do núcleo/100 mm	nula	nula
ângulo de ponta (graus)	130	130
ângulo de folga	8 - 12	8 - 12
ângulo da aresta transversal (graus)	115 - 130	115 - 130
conicidade da broca	0.026 - 0.044	0.026 - 0.044
espessura da guia (mm)	0.60 - 0.75	0.60 - 0.75
dureza da área útil (HRC)	64 - 66	64 - 66

As brocas utilizadas nos ensaios possuiam as seguintes características : material: AR - E, ABNT-M 42; diâmetro: 10 mm. As figuras 2 e 3 , respectivamente, mostram o perfil n° 9 e n°13, com a afiação tipo "Helical".

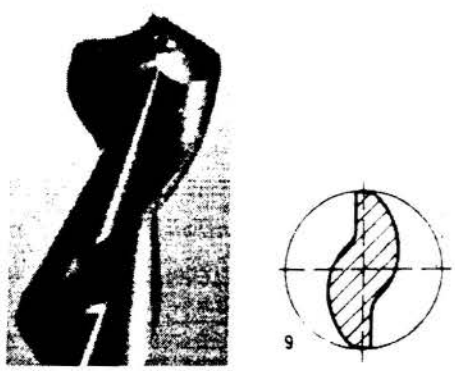
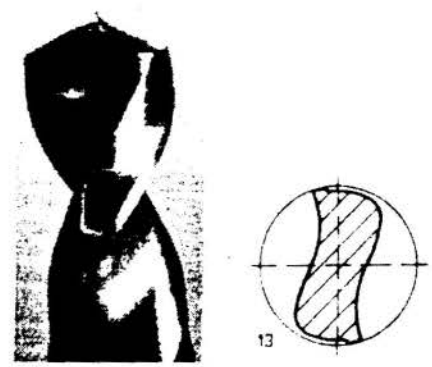


Fig. 2: Perfil n° 9



.Figura 3: Perfil n° 13

3. RESULTADO DOS ENSAIOS E DISCUSSÃO

A variação do desvio dimensional dos furos realizados com os perfis número 9 e número 13, para as condições de usinagem 1, 2, 3 e 4, é mostrada na figura 4.

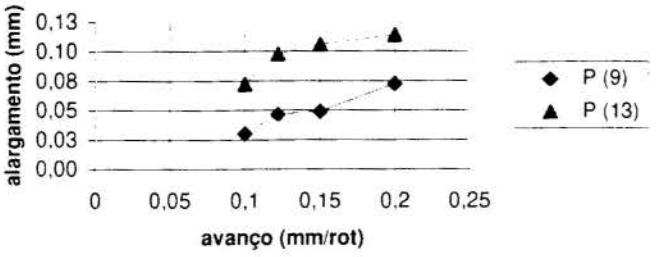
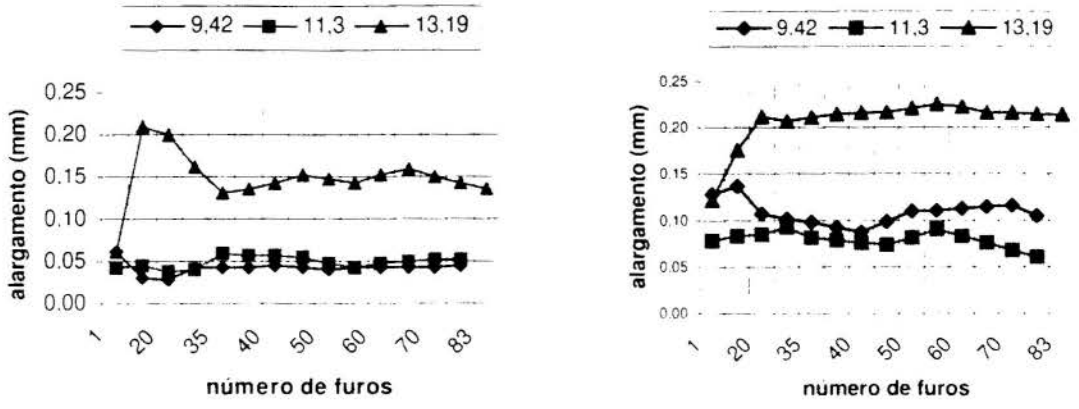


Figura 4: Variação do desvio dimensional dos furos realizados com os perfis número 9 (P9) e número 13 (P13), para as condições de usinagem 1, 2, 3 e 4.

A variação do desvio dimensional dos furos realizados com os perfis número 9 e número 13, para as condições de usinagem 1, 5 e 6, é mostrada na figura 5.



a) b)

Figura 5: Variação do desvio dimensional, para as condições de usinagem 1, 5 e 6, com o perfil número 9(a) e número 13 (b).

Da figura 5 observa-se que os maiores valores de alargamento são para a velocidade de corte de 13,19 m/min, para o perfil número 9 e número 13. Das figuras 4 e 5, observa-se que o perfil do tipo P9 apresentou os menores valores de alargamento, para todas as velocidades de corte e avanços utilizadas nos ensaios. O perfil número 9 apresentou furos com qualidade de trabalho entre IT9 e IT12. O perfil número 13 apresentou furos com qualidade de trabalho entre IT10 e IT13.

Durante os ensaios foi observada a forma do cavaco, no início, no meio e no final do furo e notou-se que não ha uma diferença significativa entre o cavaco gerado pelo perfil número 9 e o gerado pelo perfil número 13. Os dois perfis geram (de acordo com o anexo G da norma ISO 3685) (ISO/DIS 3685,1988): cavaco cônico helicoidal longo no início do furo (forma ISO número 5.1), cavaco cônico helicoidal curto (forma ISO número 5.2) e cavaco amassado curto (não enquadrado na norma ISO) no meio do furo, cavaco pedaços no final do furo (forma ISO número 7) e curto em pequenos pedaços (forma ISO número 7), formados pela aresta transversal em forma de "S".

Para todas as condições ensaiadas observou-se, no final do furo, a aderência de cavaco à superfície de saída, próximo a aresta transversal. A forma dos cavacos gerados pelos dois tipos de perfis é favorável a usinagem da liga Ti-6Al-4V. Não foi observado entupimento dos canais das brocas e nem um amassamento ("sanfonamento") significativo, que impedisse a chegada do fluido de corte a região de corte.

A variação de desgaste da ferramenta (VB e VBQ), para os perfis P9 e P13, nas condições de usinagem 5, 1 e 6, pode ser observadas nas figuras 6, 7 e 8, respectivamente.

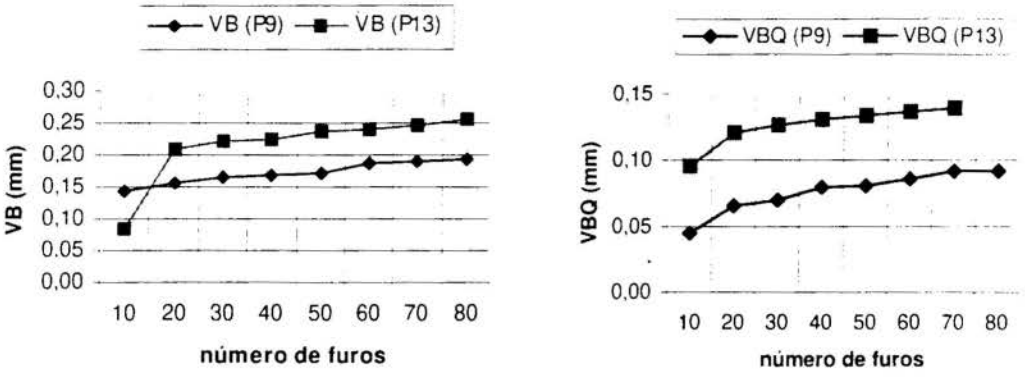


Figura 6: Variação de VB (a) e VBQ (b), para os perfis P9 e P13, na condição de usinagem 5

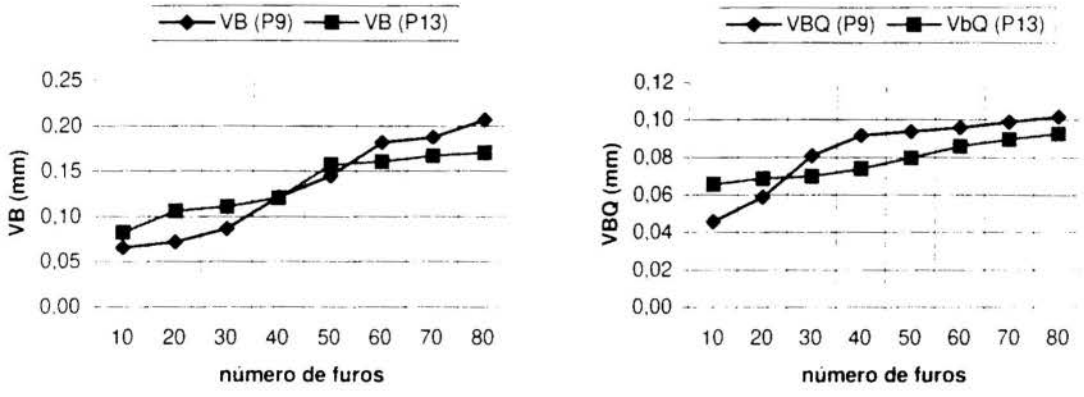


Figura 7: Variação de VB (a) e VBQ (b), para os perfis P9 e P13, na condição de usinagem 1.

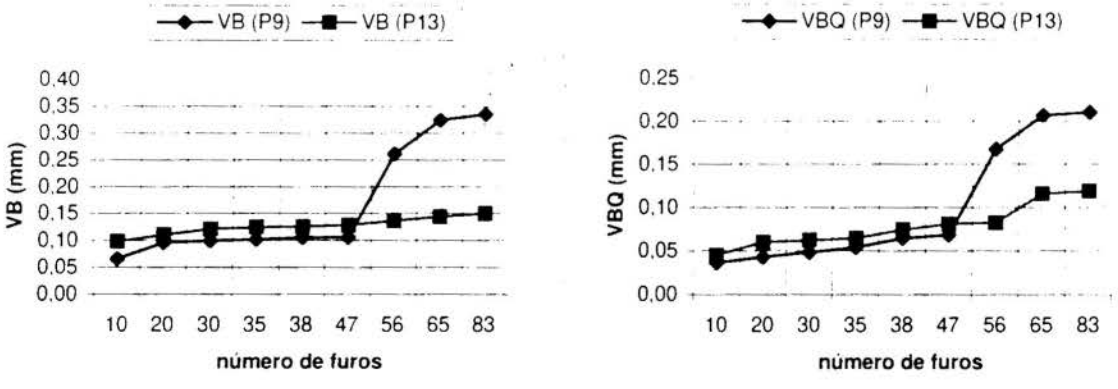


Figura 8: Variação de VB (a) e VBQ (b), para os perfis P9 e P13, na condição de usinagem 6.

Observa-se que a velocidade de corte de 11,30 m/min, representa o melhor compromisso entre o desgaste VB e VBQ para os perfis do tipo P9 e do tipo P13. Para esta velocidade de

corte tem-se os menores valores de VB e de VBQ. Os maiores valores de VB e VBQ foram observados para a Vc de 9, 42 m/min.

As figuras 9 e 10 mostram tendências gerais observadas para os dois perfis em relação aos esforços de corte.

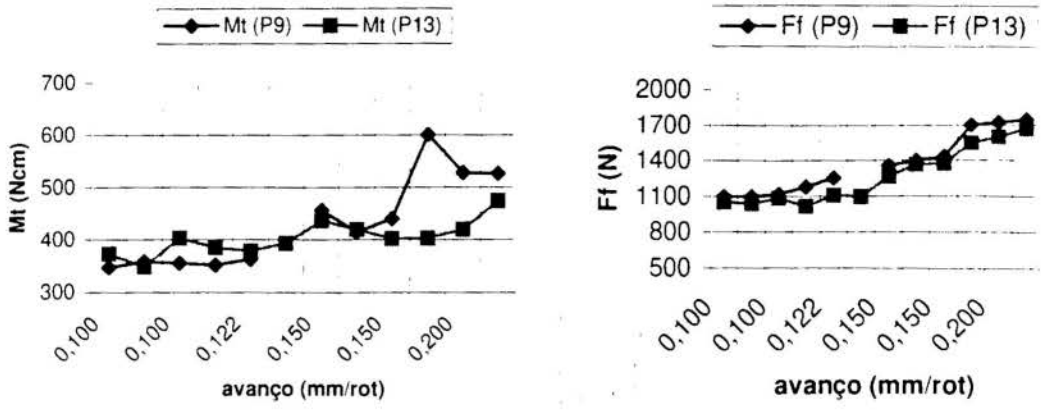


Figura 9: Variação de Mt e Ff, respectivamente, para a velocidade de corte de 11,30 m/min e o avanço variando de 0,100 a 0,200 mm/rot (condições de usinagem 1, 2, 3 e 4).

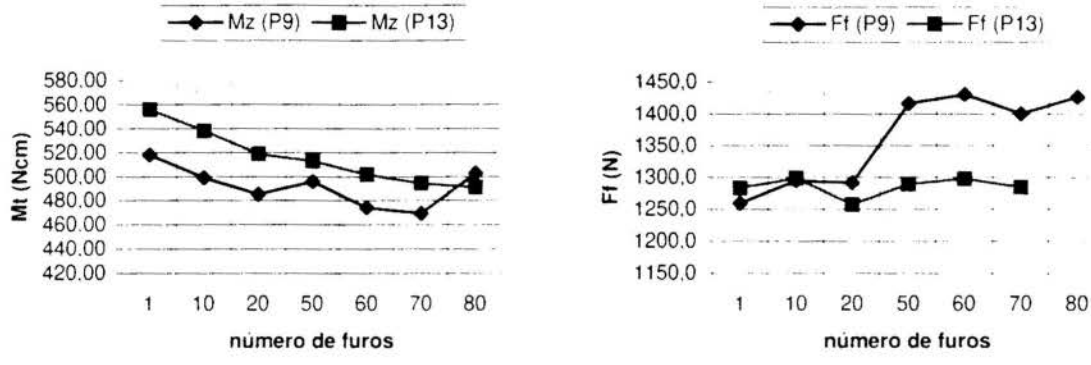


Figura 10: Variação de Mt e Ff, respectivamente, para a Vc=11,30 m/min e o f=0,100 mm/rot.

Valores da força de avanço (Ff), ligeiramente manores, foram observados para o perfil P13, para todas as condições de corte ensaiadas. Tal ocorrência se deve ao fato de que o diâmetro do núcleo do perfil P9 é maior que o diâmetro do núcleo do perfil P13. Com o aumento do avanço, para os dois tipos de perfil, há um aumento da força de avanço(Ff) e do momento de torção (Mt).

Os maiores valores de Mt foram observados para Vc = 9,42 m/min e, para todas as condições de corte ensaiadas, não há diferença significativa entre os valores do Mt observados para os dois perfis. Como pode ser visto na figura 10, a medida que aumenta o número de furos realizados, Mt apresenta uma tendência de diminuição. Esta diminuição também foi observada por Köning e Schoröder (1978). Segundo estes, a ocorrência de desgastes elevados na broca, nos primeiros furos, diminui a abrasão, facilitando as condições de atrito, o que conduz a diminuição do torque (Köning *e* Schoröder, 1978).

A velocidade de corte de 11,30 m/min e o avanço de 0,100 mm/rot proporcionaram o melhor compromisso entre os valores dos esforços de corte, para os dois tipos de perfil. Para estas condições foram observados os menores valores de Mt para o perfil P9, e o menor valor de Ff para o perfil P13.

4. CONCLUSÕES

Para a furação da liga de titânio Ti-6Al-4V, em relação aos esforços de corte e a vida da ferramenta, o perfil número 13 demonstra ser a melhor escolha. Porém, pode-se considerar o uso do perfil número 9 quando o fator limitante for o desvio dimensional, para tolerâncias de trabalho ISO IT9.

Em relação a formação e extração do cavaco ambos os perfis mostraram-se adequados.

5. REFERÊNCIAS

BASIC Manufacturing Evaluation of Materials, Methods and Processes. -- CONVAIR-SD: Titanium Development Program, v. III, p. 104-172, 1967.

DIN Werk zeng normen Bohres, Senker, Recbahlen, Gewindeschneidwerkzenge 8. -- Berlin: Beuth Verlag, 1977.

DONACHIE, M. J. (ed.) Titanium. -- *Metals Handbook*. 11 ed., cap. 9, 1987, p. 9.1-9.11.

FIESSELMANN, F. *MR90-326 Doubling drilling productivity to 6 SIGMA SPC*, Michigan: Society of Manufacturing Engineers, 1990, 17 p.

ISO/DIS 3685, 1988 Tool life testing with single point turning tools. -- Anexo G - Chip forms, ISO, 1988.

KÖNIG, W., SCHRÖDER, K. H. Face milling and drilling of titanium alloys. -- In: *Proc. Int. Symp. Spored Machinability Activity*. -- American Society for Metals, 1978, p. 308-323.

LORENZ, G. Helix angle and drill performance. -- *Annals of the CIRP*, Arizona State University, v.28, n.1, 1979, p.83-86.

MACHINING DATA HANDBOOK, 5 ed, 1985.

MASUHA, J. R. Torsionssteifigkeit und Bohrverahalten von Spiralbohrern mit Sonderprofilen. -- Berlin: Verlag München, 1980.

NAS 907 National Aerospace Standard. -- Aerospace Industries Association of America, 1986.

OPERATORS' HANDBOOK Machining titanium. -- Boeing Commercial Airplane Division, may 1968, 94 p.

SKEVINGTON, E., FREEMAN, R., SKEVINGTON, C. The truth about twist drills. -- *Tooling and Production*, apr. 1986, p.54-61.

SPUR, G., MASUHA, J. R. Drilling with twist drills of different cross section profiles. -- *Annals of the CIRP*, Arizona State University, v.30, n.1, 1981, p.31-35.

THORNLEY, R. H. et al Some aspects of twist drill design. -- *Int. J. Mach. Tool Manufact.* -- Grã Bretanha: Pergamon Journal, v.27, n.3, 1987, p.383-397.

WORLD METAL STATISTICS YEARBOOK 1986, -- Massachusetts: World Bureau of Metal Statistics, 1986, p.58-59.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB605

ASPECTOS PRÁTICOS DO PROJETO DO FERRAMENTAL NA USINAGEM ELETROQUÍMICA DO AÇO AO MOLIBDÊNIO ABNT M2/ *STUDY OF TOOLING DESIGN INFLUENCE ON SHAPE ACCURACY OF ABNT M2 STEEL PARTS ELECTROCHEMICALLY MACHINED*

Mário César Pelizer & Claudionor Cruz
Departamento de Engenharia Mecânica - (NotLab) - UFU
CEP 38.400-902 - Campus Santa Mônica - Uberlândia - MG - E-mailCCRUZ @UfU.br

Abstract:

This paper presents a diagram of the main causes of shape accuracy lose of parts machined by Eletrochemical Machining (ECM) process. In addition to a resumed analisys of factors that affect accuracy regarding technical literature, two proposals of eletrochemical machining tooling (with opened and with closed chamber) are presented, which were used to machine a circular groove in a square section bar manufactured of ABNT M2 steel (molibdenium alloyed). The prototype and the tooling developed in the laboratory were used to perform the tests, which were run with the Sodium Nitrate in the concentration of 20% in weight as electrolite. Five parts were machined with each tooling and compared in terms of shape accuracy and surface finishing.

Keywords

Usinagem Eletroquímica; Acuracidade; Ferramental; Aço ABNT M2
Eletrochemical Machining; Accuracy;Tooling; ABNT M2 steel

1. INTRODUÇÃO

Uma das principais dificuldades do processo de **usinagem eletroquímica** (ECM) é a obtenção de elevados niveis de acuracidade, mesmo em peças pouco complexas [McGeough][1988]. Uma grande variedade de fatores contribuem para isso, conforme está sintetizado no item 2 deste trabalho. Entre tais fatores está o projeto do ferramental, tido com um dos mais importantes. Visando o estudo em questão, foram desenvolvidas duas ferramentas diferentes e testadas experimentalmente para produzir, com a melhor acuracidade de forma possível dentro das condições do laboratório, um entalhe circular em uma barra de aço ao Molibdênio ABNT M2.

A metodologia empregada no desenvolvimento do ferramental foi teórico-experimental. A partir das recomendações da literatura os projetos foram sendo melhorados em todos os aspectos (materiais, qualidade dos componentes, isolamentos elétricos...). Também foram otimizados os parâmetros de corte ("gap", tensão da fonte, velocidade e pressão do eletrólito, o próprio eletrólito, concentração dos eletrólitos,...) sempre no sentido da obtenção da melhor acuracidade de forma do entalhe.

2. FATORES INTERVENIENTES NA ACURACIDADE DE FORMA

A acuracidade de uma peça pode ser entendida sob os seguintes aspectos: o da transferência da forma da ferramenta para a peça, o da conformidade da peça acabada para com os quesitos do projeto, e o da repetibilidade dimensional dentro de um lote. Pode-se dizer que a acuracidade de uma peça usinada por ECM depende de muitos fatores. Os mais importantes estão indicados na Figura 1, cujo diagrama é uma síntese de vários trabalhos, entre os quais Kozak et al [1996], Jain e Rajurkar [1991], Kozak et al [1981].

Conforme mostra o referido gráfico, há basicamente cinco fontes principais de fatores que interferem na acuracidade da peça, a seguir descritas sucintamente.

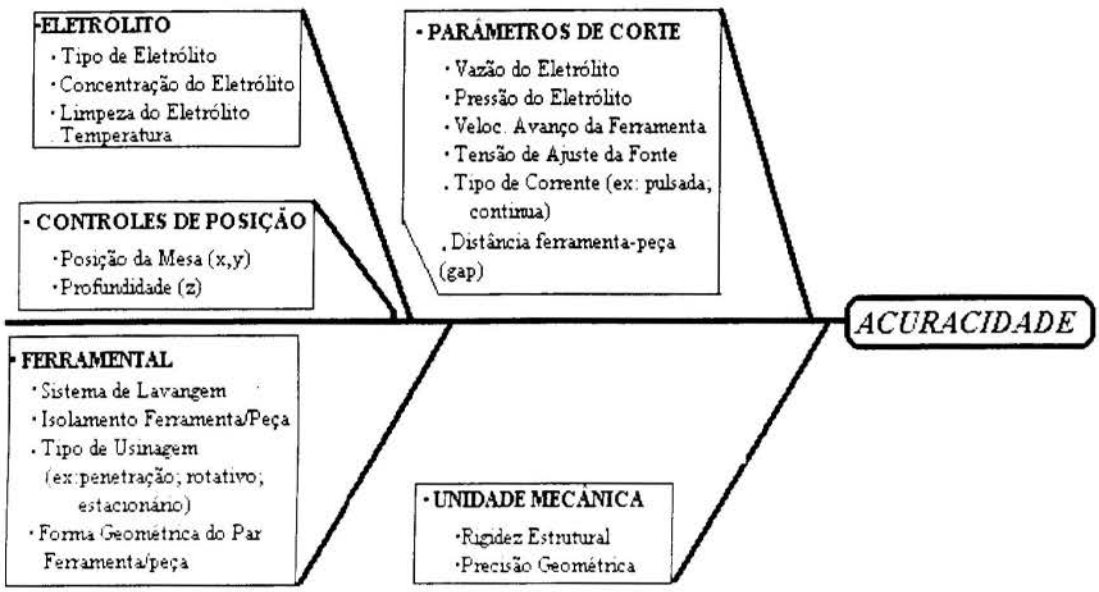


Figura 1 - Fatores Intervenientes na Acuracidade na ECM

Eletrólito: Dependendo do eletrólito escolhido, tem-se graus de confinamento das reações anódicas completamente diferentes. Como diz Rumyantsev [1989], o $NaNO_3$ confere maior grau de confinamento do que o NaCl, restringindo as reações anódicas às áreas mais próximas da ferramenta, e assim imprimindo de maneira mais acurada sua forma à peça. Isto se deve à maior resistividade elétrica que a solução daquele eletrólito apresenta em relação ao NaCl para uma mesma concentração. A concentração do eletrólito e limpeza também influem na acuracidade, conforme Pelizer [1997].

Controles: Os controles a que se refere a Figura 1 são os controles de posição do par ferramenta-peça, onde são normalmente usadas as coordenadas (x,y) para o movimento da peça através de uma mesa de coordenadas CNC, e movimento de penetração (z) da ferramenta em relação à peça. Como na maioria dos casos utiliza-se a usinagem por penetração, com a ferramenta avançando no eixo z de encontro à peça, é requerido um sistema que controle este movimento e interrompa a usinagem a uma profundidade predeterminada. Quanto maior a precisão com que o sistema obedece a esta profundidade, maior a acuracidade da peça.

Parâmetros de Corte: Entre os parâmatros que mais influenciam a acuracidade de forma, agrupam-se os parâmetros elétricos tais como tipo da fonte (tensão constante ou pulsada), tensão de pico e características da onda pulsada. Assim, corrente e densidade de corrente são variáveis dependentes. Quanto aos parâmetros hidráulicos citam-se a pressão e a vazão; e

entre os mecânicos, o avanço da ferramenta e a distância ferramenta-peça ou "gap". O "gap" pode ser monitorado quando o avanço da ferramenta for assistido por um servo-mecanismo específico [Rajurkar *et al.*1995]. Quando não, procura-se experimentalmente uma velocidade de avanço constante de tal forma que a taxa de remoção do material seja compatível com tal avanço. Nos ensaios apresentados neste trabalho, optou-se por esta alternativa, como também a de se usinar com a ferramenta estática e reposicionando a mesma periodicamente e assim restabelecendo o "gap" inicial. Isto se fez necessário uma vez que o equipamento utilizado não dispunha de um servo-mecanismo. Muitos trabalhos tem sido publicados mostrando as influências de tais parâmetros para diferentes materiais e geometrias da peça, indicando os valores ideais para casos específicos de aplicações. Entre estes trabalhos citam-se: Rumyantisev [1989], Malaquias [1996], Benedict [1987], Kozak [1981], Weller [1984] e McGeough [1988].

Unidade Mecânica: A unidade mecânica de um equipamento ECM, composta basicamente de uma base e coluna, um cabeçote porta-ferramenta e uma mesa de coordenadas onde se apoia uma cuba eletrolítica, a qual deve ser suficientemente rígida para suportar as elevadas pressões dinâmicas do eletrólito durante a usinagem. Ésta rigidez afeta sobremaneira a estabilidade do "gap" e das reações anódicas, e consequentemente a acuracidade [Pelizer,1997].

Ferramental: Por último, alguns comentários um pouco mais detalhados deste quesito pela maior relação com este trabalho. Entende-se por ferramental não só o eletrodo ferramenta propriamente dito, como também o sitema de fixação da peça e o sistema de injeção e "lavagem" da interface de usinagem, pelo eletrólito. Com relação à ferramenta, existem programas que simulam o processo de remoção de material e assim propoem uma forma geométrica para a ferramenta, com base em parâmetros adotados de entrada [Kozak, 1995]. Entretanto, a forma geométrica da ferramenta basea-se em modelos ideais. Rumyantsev & Davydov [1989] sugerem que se parta de um modelo, o qual parte das seguintes simplificações:

1- As Leis de Ohm aplicam-se em toda a superfície compreendida pelo "gap"entre os eletrodos;

2- A condutividade elétrica do eletrólito no "gap" permanece constante, em função do tempo e deslocamento e principalmente temperatura;

3- Em cada eletrodo, o potencial anódico permanece o mesmo em toda superfície a despeito do tempo e área da mesma;

4- A eficiência da corrente para a dissolução anódica do metal é a mesma em toda a superfície da peça. Ainda considera-se que o campo elétrico se estabelece somente dentro do "gap", e que obedece as Leis de Faraday e Ohm.

E assim, como propõe Jain & Rajurkar [1991] e também Rumyantisev & Davydov[1989], que o desenvolvimento da ferramenta se inicie pelo projeto da ferramenta com base em modelo ideal, e a partir deste ponto e interativamente, se faça refinamentos com soluções teóricas e práticas até a obtenção de um nível de acuracidade pretendido.

É desejável, mas nem sempre possível, que a densidade de corrente seja constante. Geralmente diferenças de temperatura entre a entrada e a saída do eletrólito, a presença de gases emulsionados à solução dentro do "gap" e a formação de camadas passivadoras, fazem com que a densidade de corrente varie na superfície de usinagem e mesmo durante o processo. Conforme citado por Weller [1989], os problemas causados pelo fluxo desigual do eletrólito e diferenças de densidade elétrica entre as regiões de usinagem tem sido resolvidos com o emprego de uma retro-usinagem, ou seja, a obtenção da geometria final da ferramenta pelo próprio processo ECM, utilizando como uma peça usinada produzida por processos convencionais de usinagem. A ferramenta objeto do desenvolvimento será um modelo

invertido do processo, que utiliza os mesmos parâmetros escolhidos para o processo de fabricação.

Não basta, porém, o bom projeto da ferramenta. É preciso projetar adequadamente o sistema de injeção do eletrólito tendo em vista que o fluido eletrolítico é a verdadeira ferramenta do processo.

3 - PROJETO E DESENVOLVIMENTO DO FERRAMENTAL

A peça usinada está representada na Figura 2, onde a operação executada foi o entalhe circular sobre barras de aço ABNT M2, tendo como composição quimica: 0,85% C; 4% Cr; 2% Vn; 6% W; 5% Mo. O material foi fabricado pela Avibas e beneficiada por Tool Master Ind. Metalúrgica Ltda. Segundo o fabricante, a dureza varia de 64 a 65 Rockwell C, entretanto, 50 medições em um total de 30 amostras, , apresentaram uma dureza média de 60 HRc com um desvio padrão de 4 pontos.

O equipamento utilizado neste trabalho foi desenvolvido no ***Laboratório de Usinagem Não Tradicional (NOTlab)*** [Malaquias,1996]. Suscintamente, pode-se dizer que se trata de um equipamento de controles manuais, cujo mecanismos de avanço da ferramenta é de velocidade constante, não dotado de servo-mecanismo de controle do "gap", e equipado com uma fonte de potência, com as seguintes caracteristicas:

-Marca	Rapid Powers
-Tipo	Tyristorizada
-Fases no primário	trifásica
-Tensão de entrada	220V
-Tipo de corrente	pulsada
-Frequência (fixa)	420Hz
-Potência Máxima	50 kWA
-Tensão saida (pico)	3 - 25 Volts

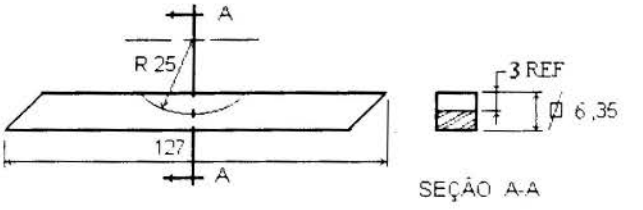


Figura 2 - Configuração das peças usinadas

As figuras 3(a) e 3(b) representam, esquematicamente, as concepções usadas. Na primeira o eixo do entalhe circular é ortogonal ao eixo de avanço da ferramenta, e na outra o eixo do entalhe é paralelo ao eixo de avanço da referida ferramenta. Para a primeira concepção foi desenvolvida a câmara fechada mostrada no detalhe (a) da Figura 5, a qual permitiu que a peça confinada dentro de uma câmara eletricamente isolada, ficasse sob a ação do eletrólito apenas sobre o material a ser removido. Os parâmetros utilizados nos ensaios foram estabelecidos com base na literatura e nos testes preliminares. Os parâmentros que trouxeram melhores resultados são:

. Eletrólito:	solução aquosa de NaNO3 (20% em massa)
. Tensão da Fonte:	12 V-15V
. Avanço da ferramenta:	0,20 - 0,6 mm/min; e estática
. Gap:	0,20 mm.
. Pressão média	0.8 - 1,2 MPa
. Vazão:	180 - 300 l/h

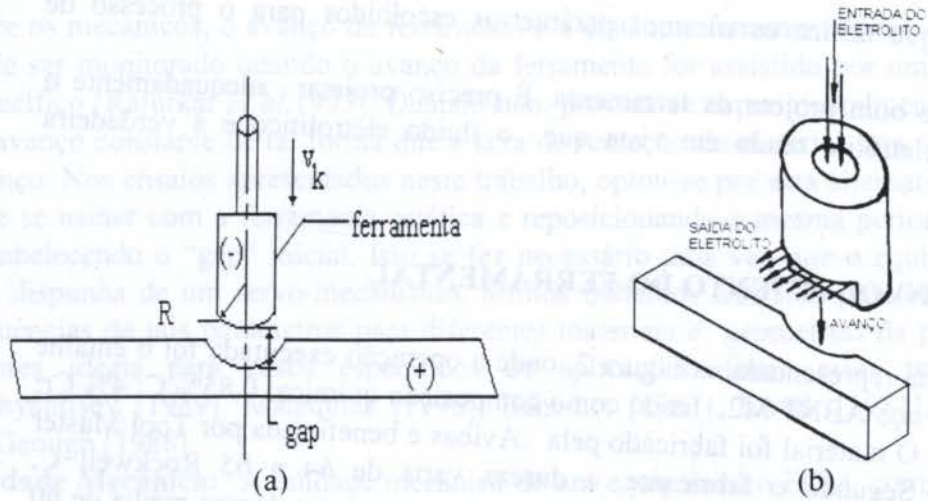


Figura 3 - Esquemas das concepções de usinagem; (a) em câmara fechada;(b) em câmara aberta

Foi desenvolvida uma ferramenta com base na literatura [Rumyantsev, 1989], cujo raio de ponta é variável segundo a equação (1) tem a finalidade de corrigir o perfil e minimizar os efeitos de borda.

$$R = 12{,}5 - a_{ss} \cdot \sec \alpha \qquad (1)$$

onde,

a_{ss} = "gap" para a usinagem estática

α = ângulo medido a partir do centro da ferramenta. Ver Figura 4

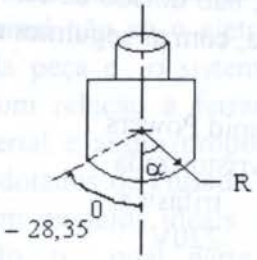


Figura 4 - Perfil da ferramenta

A ponta da ferramenta com a geometria curva acima foi desenvolvida segundo a equação (1) com a_{ss} = 0,9mm (valor obtido nos ensaios preliminares) no Auto-CAD e transferida para um programa CNC. O perfil da ferramenta foi usinado em cobre em uma fresadora CNC Romi, cuja ferramenta pode ser vista no detalhe (b) da Figura 5.

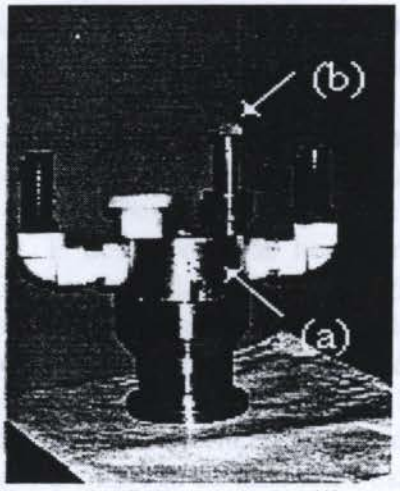


Figura 5 - Ferramental utilizado para usinagem em câmara fechada

Figura 6 - Ferramental de usinagem em câmara aberta

Com o segundo ferramental não houve confinamento da usinagem em uma câmara fechada, conforme mostra a Figura 6. Neste caso a usinagem foi realizada com um avanço continuo da ferramenta de 0,2 mm/min. e com a injeção do eletrólito direto na interface de usinagem.

4 - Resultados e Análises

Os melhores resultados dos testes experimentais foram obtidos com a câmara fechada. E os dois melhores resultados deste trabalho foram obtidos com a ferramenta de raio de ponta corrigido e variável, utilizando como eletrólito $NaNO_3$ a 20%. A usinagem foi realizada de maneira estática com o restabelecimento periódico no "gap", para uma tensão de fonte de 12V e 15 V. A Figura 7 mostra estes resultados comparados com uma peça adotada como padrão, a qual foi usinada pelo processo de eletroerosão em regime de superacabamento, e aferida contra um cilindro padrão em um micróscópio ferramenteiro.

O desvio de forma da peça (a), o melhor de todos resultados, medido via projetor de perfil, foi de f = **0,1 mm** para o lado de entrada do eletrólito e f = **0,25 mm** para o lado de saída do eletrólito. Como durante os testes preliminares houve a incidência de curtos circuitos e descargas elétricas por formação de arco voltaico, um número considerável de ferramentas foram perdidas. Houve formação de óxidos e outros produtos das reações, os quais tendo a característica isolante, depositaram-se em ambas superfícies (anódica e catódica), chegando a impedir a usinagem quando pequenas vazões foram empregadas.

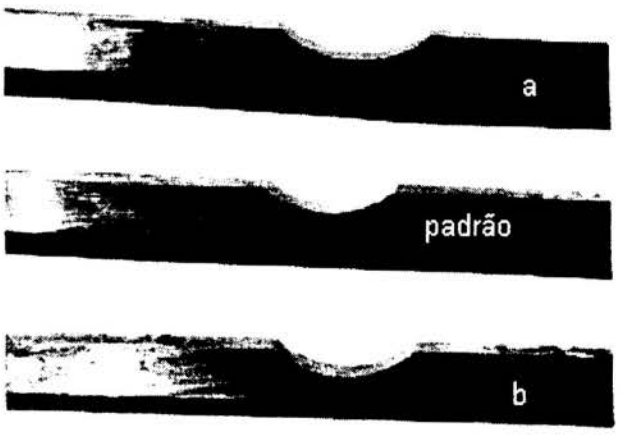


Figura 7 - Peças usinadas com $NaNO_3$ comparadas com a peça padrão; (a) peça usinada com tensão de 12V; (b) peça usinada com tensão de 15V.

Iniciou-se a usinagem com uma tensão de saída da fonte maior (aprox. 18 V), com a finalidade de romper as camadas de óxidos existentes sobre as superfícies. As reações que ocorreram no "gap" e elevação do Ph nesta região, contribuiram para que ocorresse reações de redução no catodo. Após 5 segundos de usinagem a tensão da fonte foi reajustada para o valor planejado para o teste.

Em alguns testes realizados, observou-se que mesmo com o movimento de avanço continuo da ferramenta contra a peça, havia a redução do "gap" sem que houvesse aumento da corrente, até a ocorrência de curto circuito. Observou-se que a passivação das reações na interface dos eletrodos, principalmente quando o eletrólito utilizado foi o nitrato de sódio, não permitia a subida da corrente e consequente aumento da taxa de remoção de material, o que poderia evitar o curto circuito. Experimentou-se aumentar a tensão (por um curto período de aproximadamente 5 segudos), toda vez que a tensão de referência tomada no Shunt permanecia baixa a despeito do avanço da ferramenta, e consequente redução do "gap". Com este procedimento, curtos circuitos foram evitados, o que pode ser atribuido à quebra da camada de passivação pelo aumento da tensão. Com base nesta observação sugere-se a

sobreposição da corrente pulsada da fonte principal, por um sinal de corrente alternada de maior tensão e de menor frequência como um método de romper a camada passivadora, e de se obter provavelmente maiores taxas de remoção de material. A literatura consultada não menciona uso de tal método.

O uso de material sintético (Tecnyl) na fabricação da câmara principalmente, mostrou resultados aceitáveis por se tratar de testes de curta duração, ou seja, pesquisa de laboratório. Porém, quando uma grande quantidade de testes forem efetuados, recomenda-se o emprego de aço inox ou outros "plásticos de engenharia", que tenham maior resistência mecânica e sejam quimicamente inertes às soluções normalmente utilizadas. Cuidados devem ser tomados com respeito ao comportamento dos plásticos quando usinado e quanto submetido a pressões maiores durante os testes. Em operações de torneamento e fresamento, mostraram dificuldade na obtenção de precisão e acabamento superficial devido o aumento de temperatura de usinagem. Sob pressão, deformam-se, causando problemas de estanqueidade durante os testes. Recomenda-se portanto que as partes que se montam no conjunto do ferramental de usinagem sejam projetadas com vedação do tipo" O'ring " ou mesmo retentores de lábio.

Em ambos os casos experimentados, com uma taxa de remoção de material maior obteve-se melhor acuracidade. Por outro lado, o isolamento da porção de material a ser usinada, com uso de resina epoxi, borracha de silicone polimerizada a frio, ou resina de poliester trouxe melhores resultados, pelo fato de confinar as reações.

O fluxo do eletrólito tipo laminar é de suma importância para a obtenção de um superfície sem macro-ondulações e estrias.

5 - CONCLUSÕES

Com base nos objetivos apresentados, as conclusões deste trabalho são as seguintes:

- Os materiais utilizados na fabricação da câmara apresentaram razoável desempenho em se tratando de um trabalho de pesquisa. Entretanto, para trabalhos que requeiram maior número de testes, cuidados devem ser tomados com as superficieis internas sujeitas a corrosão.
- O desenvolvimento da concepção da usinagem, e portanto do ferramental, é de suma importância no desempenho do processo. Neste sentido, a usinagem em câmara fechada mostrou melhores resultados.
- Com o uso deste projeto foi possível, além de limitar a área de usinagem, também controlar da pressão de injeção do eletrólito, reduzindo desta forma a formação de bolhas e estabelecendo um regime de escoamento menos turbulento.
- A câmara interna não deve ter mudanças bruscas de seção, para que o regime de escoamento seja o mais laminar possível, já que o eletrólito é a verdadeira ferramenta do processo.
- Pressões na faixa de 1 MPa e velocidades do fluido na interface na ordem de 6-10 m/s apresentaram os melhores resultados, em concordância com a literatura consultada. Entre os valores de tensão de fonte utilizados, o melhor resultado foi obtido com 12V.
- Fica evidenciado mais uma vez que, conforme literatura, uma maior taxa de remoção de material, implica quase sempre, em uma maior acuracidade de forma.
- O uso do Nitrato de Sódio na usinagem do aço ao molibdênio ABNT M2 mostrou ser adequado com vista à obtenção de boa acuracidade de forma.

- Aspectos observados durante os testes como o a aumento e redução da tensão da fonte periódicamente com o objetivo de romper a camada passivadora, deve ser melhor pesquisado.

6 - REFERÊNCIAS

Benedict, G.F., *Nontraditional Manufacturing Process,* New York, Marcel Deckker, 1987.

Chuchro, M., et al, ***The** Influence of Electrochemical Dissolution Process Conditions on Machined Surface Geometry,* ISEM XI - International Symposium for Electromachining, , pgs 521-531, Lousanne, Swiss, 1995.

Cruz, C. , *Há Inúmeras Maneiras Não-Tradicionais de Usinar Materiais. Conheça Algumas,* São Paulo, Revista Máquinas & Metais, pgs 80-85, 1995.

Kozak, J., *et al , T he Effect of Eletrochimical Dissolution Characteristics on Shape Accuracy in ECM,* Varsóvia, Polônia, 1992.

Kozak, J., *et al, Accuracy Problems of the Pulse Electrochemical Machining,* 22nd International Machine Tool Design and Research Conference, Manchester, 1981.

Lima, F.E., *Rugosidade e Integridade Superficial do Aço Rápido ABNT M2 Após Usinagem por Descargas Elétricas,* Dissertação de Mestrado, UFU, 1997.

Malaquias, E.S., *Contribuição para o Desenvolvimento de um Protótipo de um Equipamento de Usinagem Eletroquímica,* Dissertação de Mestrado, UFU, 1996.

Marty, C., *Usinages Par Procédés Non Convencionnels,* Masson, Paris, 1971.

McGeough, J.A., *Advanced Methods of Machining,* Chapman and Hall, London, 1988.

Pelizer, M.C.; *Estudo da Influência do Ferramental na Acuracidade de Forma de Peças de Aço ABNT M2, obtidas por usinagem eletroquímica,* Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia - MG, 1997, 80 pgs.

Rajurkar, K.P., Jain, V.K., *An Integrated Approach for Tool Design in ECM, Precision Engineering, Butterworth-Heinemann, 1991.*

Rajurkar, K.P., *et al, Modeling and Monitoring Gap in Pulse Electrochemical Machining,* Manufacturing Technology, Annals of the Cirp, pp. 177-186, 1995.

Rumyantsev, E. & Davydov, A., *Electrochimical Machining of Metals,* Mir Publishers, Moscow, 1989.

Weller, *SME - Society Manufacturing Engineer ; Nontraditional Processes*, Second Edition, Deaborn, 1984.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB915

INFLUÊNCIA DO FLUIDO DE CORTE NA USINABILIDADE DE AÇOS
/ *INFLUENCE OF THE CUTTING FLUID ON THE MACHINING OF STEELS*

JALON DE MORAIS VIEIRA, ALEXANDRE MENDES ABRÃO*, MARCUS ANTONIO VIANA DUARTE & ÁLISSON ROCHA MACHADO
LEPU / DEEME / UFU, Uberlândia, MG, Brasil E-mail: alissonm@ufu.br
**UFMG, Belo Horizonte, MG*

ABSTRACT

The influence of the application of synthetic (at 5 and 10% concentrations) and semi-synthetic (at 5% concentration) cutting fluids was investigated during milling of NB 8640 with triple-coated cemented carbide cutting tools. Dry cutting was also performed in order to have a basis for comparisons. Tool life, power consumption, and surface roughness were the parameters considered. In order to evaluate the coolant ability of the cutting fluids the cutting temperature was studied during turning of NB 1020 steel under dry condition and with the application of the fluids. After the tool life tests the worn tools were analysed within SEM. The dry condition showed better tool lives than when a cutting fluid was applied. Although only slightly, the synthetic fluids outperformed the semi-synthetic. This can be attributed to the lower power consumption as well as the lower variation on cutting temperature obtained when cutting dry. Thermal microcracks was present at the tool cutting edges regardless the cooling / lubricant condition used. These cracks led to the development of comb cracks.

PALAVRAS CHAVES

Fresamento, fluidos de corte, vida da ferramenta, temperatura de corte, potência de corte./ Milling operation, cutting fluids,tool life, cutting temperature, power consumption.

1. INTRODUÇÃO

Em usinagem, escorregamento relativo ocorre nas superfícies de saída e folga de uma ferramenta e consequentemente ambas estão sujeitas a formas de desgaste específicas. Fluidos de corte são usualmente aplicados na usinagem dos metais. Algumas vezes os fluidos de corte podem aumentar a produção, reduzir custos e aumentar lucros, em outros podem gerar novos problemas e complicações (Machado, 1993). O fluido selecionado para uma determinada aplicação deve apresentar composição e propriedades adequadas para melhor atender às exigências de usinagem e promover um maior rendimento de corte.

Pode-se considerar como ponto inicial dos estudos de aplicação de fluidos de corte nos processos de usinagem, as experiências do engenheiro americano F.W.Taylor, (1907) inventor do aço rápido. Com a finalidade de determinar a velocidade de corte mais econômica, ele verificou que as velocidades de corte poderiam ser aumentadas se a cunha de corte no torneamento fosse mantida refrigerada por um jato d'água, e este aumento chegava a aproximadamente 40%. A partir de então, passaram a ser desenvolvidos novos produtos e

novas formulações a fim de se obter produtos com melhores qualidades lubrificantes e refrigerantes. Modernamente podemos classificar os fluidos de corte em soluções e emulsões (Hunz, 1984).

As **soluções** consistem de um fluido base (óleo de petróleo, solvente de petróleo ou água) ao qual são adicionados vários aditivos. Estas soluções são constituídas de fluidos lubrificantes sintéticos e / ou soluções químicas à base de água (denominados de "sintéticos" pela indústria). As **emulsões** são compostas de duas fases: uma contínua, consistindo de água e uma descontínua, consistindo de pequenas partículas de óleo, suspensos na água. Uma segunda classificação traz os fluidos divididos em dois grupos (Runge, 1987):

- Os formados apenas por óleo. São os óleos integrais ou puros.
- Os formados pela adição de óleo na água, formando emulsões ou soluções.

Os fluidos de corte sintéticos e semi-sintéticos estão no segundo grupo, e atualmente estão sendo considerados como substitutos dos óleos solúveis minerais tradicionais (que na realidade são emulsões) nas indústrias modernas. Eles apresentam boas propriedades lubrificantes e refrigerantes combinando baixo poder corrosivo e menor susceptibilidade ao crescimento de bactérias, promovendo menor irritação à pele e apresentando menor odor (Motta, 1994). Os fluidos sintéticos são produzidos a partir de aditivos da indústria petroquímica solúveis em água. Os semi-sintéticos são emulsões formadas por óleo mineral e aditivos sintéticos que também se tornam solúveis na água. Eles tem alta concentração de emulsificadores que são tensoativos polares que reduzem a tensão superficial, formando uma camada monomolecular relativamente estável na interface óleo-água.

Dando sequência a um trabalho iniciado por Motta, (1994) onde este encontrou resultados favoráveis na aplicação de fluidos sintéticos e semi-sintéticos no torneamento do aço NB 8640, este trabalho propõe agora a investigação no processo de fresamento. Estes fluidos são testados no processo de fresamento frontal de aço NB 8640 com ferramentas de metal duro revestidas, considerando a vida das ferramentas, a potência consumida e o acabamento superficial. Usou-se o processo de torneamento do aço NB 1020 para estudar o comportamento da temperatura média da interface cavaco - ferramenta quando estes fluidos são utilizados. Utilizou-se esse aço por não haver disponível o aço NB 8640 na forma de barra cilíndrica. Entretanto, este procedimento não prejudica a classificação dos fluidos quanto ao poder refrigerante.

2. TRABALHO EXPERIMENTAL

Os fluidos utilizados no presente trabalho foram o semi-sintético composto por 50% de água e 50% de aditivos (emulsificadores, anti-corrosivos, agentes acopladores, anti-espumantes, bioestabilizadores, anti-oxidantes, e também bactericidas), adicionado à água na concentração de 5% e o fluido de corte sintético, composto por 50% de água, 20% de poliglicol e 30% de aditivos (EP, anti-corrosivo, passivador de metais, fungicida e polímero) adicionado à água nas concentrações de 5% e 10%. Estes fluidos foram aplicados sobre cabeça na região de corte a uma vazão de 4,6 l/min.

Utilizou-se uma fresadora CNC ROMI, modelo Interact IV, com 22CV de potência. Os testes de vida foram conduzidos durante fresamento frontal em barras de aço NB 8640 normalizado, de seção quadrada (100 x 100 x 500 mm^3), o qual apresentou uma dureza média de 299 Hv. As pastilhas de metal duro triplamente revestidas (TiN, TiC, TiN) usadas no decorrer dos testes apresentavam geometria ISO SEMN 1204AZ e foram montadas em uma fresa frontal especificação R260.22-80-15, modelo T-máx 145 da SANDVIK com 80 mm de diâmetro e capacidade para 6 insertos intercambiáveis. Quando as pastilhas eram montadas no

porta-fresa o conjunto apresentava a seguinte geometria: $\chi_r = 45^0$, $\varepsilon_r = 90^0$, $\lambda_s = 17^0$, $\gamma_o = 9^0$, $\alpha_o = 20^0$.

Utilizou-se sempre uma largura fresada de 50 mm (metade da largura da barra) de maneira a proporcionar uma espessura de cavaco zero quando a fresa saía da peça. Um critério de fim de vida de $VB_{máx}$ = 0.7 mm foi adotado, e estabelecia-se o final do teste quando qualquer uma das seis pastilhas atingisse o critério de fim de vida. O desgaste de flanco foi medido usando-se um microscópio ferramenteiro. Durante os testes de vida, o acabamento superficial (parâmetro Ra) foi medido em 5 posições diferentes da barra, considerando-se a média desses valores, com o auxílio de um rugosímetro portátil Mitutoyo modelo Surftest 211 (cut-off de 0,8 mm) e a potência de corte foi monitorada usando um sensor de corrente por efeito Hall e uma placa de aquisição de sinais A/D.

Os parâmetros de corte testados foram adquiridos através de um procedimento de otimização (dos Santos, 1996), no qual quatro condições de corte iniciais são geradas, dentro de uma faixa previamente recomendada pelo fabricante da ferramenta de corte (100 a 220 m/min para a velocidade de corte; 0,1 a 0,25 mm/dente para o avanço; e 1 a 2,5 mm para a profundidade de corte). Do ponto de vista estatístico (pequenos valores de desvios padrões e erros nas estimativas dos coeficientes), estas quatro condições e os valores de desgaste (VBmax) e tempos de vida obtidos durante os ensaios (dessas 4 condições) são ideais para estimar os coeficientes da equação expandida de Taylor (Equação 1), com uma mínima quantidade de testes.

$$T = K * Vc^A * fz^B * ap^C * VBmax^D \qquad (1)$$

Onde:
T = Tempo de corte (min);
K, A, B, C, D = Coeficientes da equação;
VB_{max} = Desgaste de flanco máximo (mm);
Vc = Velocidade de corte (m/min);
fz = Avanço por dente (mm/rev/dente);
ap = Profundidade de corte (mm);

Ao final dos testes com as quatro primeiras condições iniciais, o programa de otimização era alimentado com os resultados e uma nova condição de corte era gerada. Este procedimento era repetido até o ponto onde a variação no erro médio era mínima, em relação ao valor obtido no teste anterior. As quatro condições iniciais geradas para os testes de vida da ferramenta, acabamento superficial e potência de corte são mostradas na Tabela 1.

Tabela 1: Quatro condições de corte iniciais geradas pelo programa de otimização de parâmetros de corte.

Teste	Vc (m/min)	fz (mm/dente)	ap (mm)
1	104,194	0,231	1,523
2	190,704	0,146	2,216
3	205,105	0,130	1,784
4	109,913	0,118	2,246

Para se determinar a capacidade refrigerante dos fluidos de corte, a temperatura de corte foi medida durante o corte contínuo (torneamento) do aço NB 1020 utilizando os mesmos fluidos de corte dos testes anteriores, e na condição a seco, pelo método do termopar

ferramenta-peça. Neste caso, barras de metal duro classe K10 foram usadas como ferramenta de corte. Elas foram retificadas na seguinte geometria: $\chi_r = 90^0$, $\varepsilon_r = 75^0$, $\lambda_s = 0^0$, $\gamma_o = 6^0$, $\alpha_o = 6^0$. As condições de corte usadas para aquisição de temperatura estão mostradas na Tabela 2.

Tabela 2: Condições de corte usadas nos testes de temperatura.

Vc(m/min)	fz(mm/rotação)	ap(mm)
48,9 - 62,2 - 98,5 - 124,4 - 155,5 - 186,6	0,112	0,5

3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

As figuras de 1 a 4, mostram os resultados de desgaste quando usinando a seco e com os fluidos de corte, para as condições apresentadas na tabela 1, respectivamente.

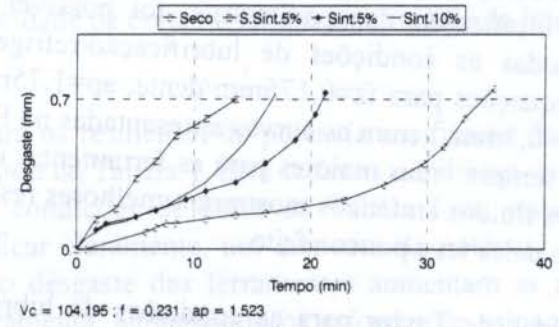


Figura 1 - Desgaste da ferramenta em função do tempo de corte.

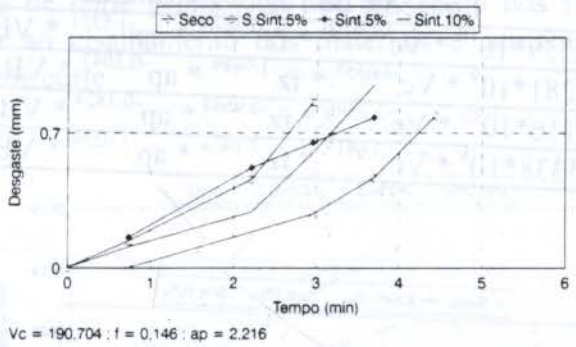


Figura 2 - Desgaste da ferramenta em função do tempo de corte.

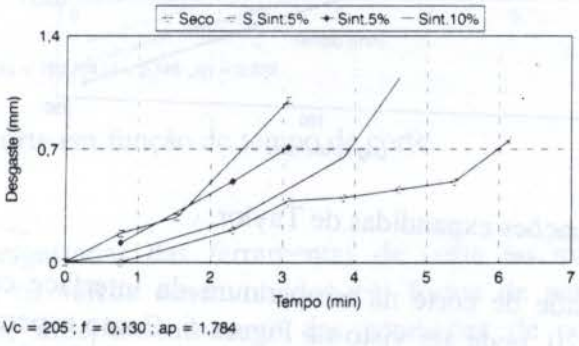


Figura 3 - Desgaste da ferramenta em função do tempo de corte.

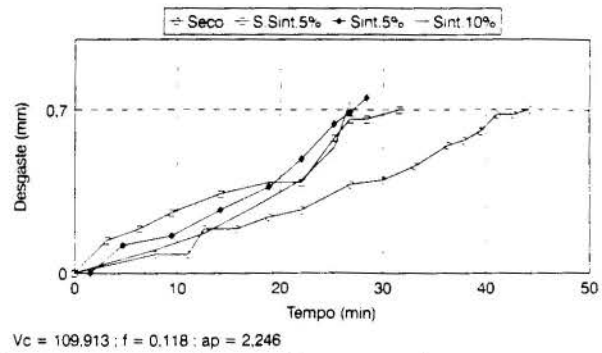


Figura 4 - Desgaste da ferramenta em função do tempo de corte.

Nota-se, que desde o inicio dos testes, a taxa de desgaste das ferramentas, para todas as condições de corte testadas, foi sempre maior quando os fluidos de corte foram empregados. Através do procedimento de otimização dos parâmetros, foi possivel obter as equações expandidas de Taylor para todas as condições de lubrificação/refrigeração empregadas, (Tabela 3). Simulação destas equações para fz=0,175mm/dente, ap=1,75mm (valores médios da faixa considerada) e VB_{max}.=0,7mm, geram as curvas apresentadas na Figura 5. Observa-se que a condição a seco oferece sempre vidas maiores para as ferramentas de corte que quando se aplica um fluido de corte. Os fluidos sintéticos mostraram melhores resultados que o fluido semi-sintético e a concentração deles teve pouco efeito.

Tabela 3 - Equações Expandidas de Taylor para as condições de lubrificação/refrigeração avaliadas.

Condição	Equações de Taylor Expandida
Seco	$T = 0.2259*10^{10} * Vc^{-4.0450} * fz^{-1.4669} * ap^{-1.5351} * VB_{max}^{1.0595}$
S.Sint.5%	$T = 0.281*10^{9} * Vc^{-4.0555} * fz^{-1.9689} * ap^{-0.5043} * VB_{max}^{1.2462}$
Sint.5%	$T = 0.116*10^{10} * Vc^{-3.9596} * fz^{-0.9684} * ap^{-0.3824} * VB_{max}^{1.0789}$
Sint.10%	$T = 0.5338*10^{8} * Vc^{-3.691} * fz^{-2.1424} * ap^{-1.0239} * VB_{max}^{0.9656}$

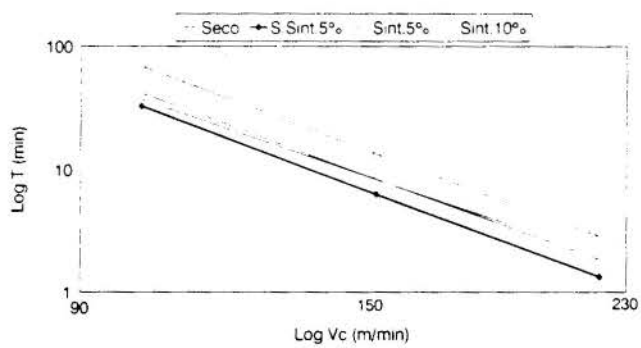


Figura 5 -Simulação das equações expandidas de Taylor.

O efeito da velocidade de corte na temperatura da interface cavaco-ferramenta, no torneamento do aço NB 1020, pode ser visto na Figura 6. Como esperado, a temperatura de corte aumenta com o acréscimo da velocidade de corte, e a condição de corte a seco produziu maiores temperaturas do que a usinagem com os vários fluidos de corte (diferença de

aproximadamente 100 ^{0}C, no início dos testes em relação ao semi-sintético). Pode-se observar também, que para altas velocidades (186,6m/min), a diferença entre temperaturas geradas para as muitas condições tornou-se muito pequena, e em alguns casos quase não existiu. Isto porque a ação refrigerante dos fluidos é reduzida com o aumento da velocidade, devido ao menor tempo disponível para dissipação de calor.

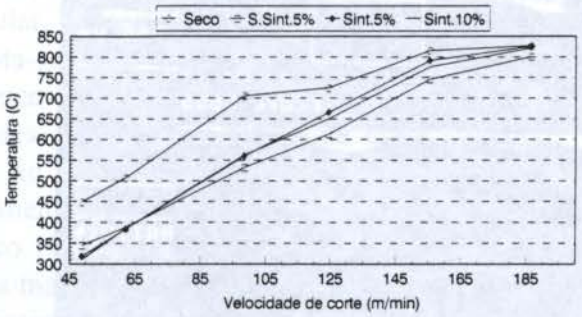


Figura 6- Efeito da velocidade de corte na temperatura média da interface de corte.

A Figura 7 mostra os resultados de potência em função do tempo de usinagem, para uma das condições de corte da Tabela 1, para todas as condições de lubrificação / refrigeração usadas. Para as outras condições de corte da Tabela 1 os resultados encontrados foram similares. Pode-se verificar claramente, um aumento da potência de corte com o tempo de usinagem. Isto porque o desgaste das ferramentas aumentam as áreas de contato cavaco - ferramenta e peça - ferramenta, aumentando os esforços de usinagem e consequentemente a potência. Nota-se, também, que a condição a seco apresenta menores valores de potência. A redução de temperatura de corte promovida pela aplicação dos fluidos de corte promove aumento na resistência ao cisalhamento dos materiais e causam aumento nas forças de usinagem e na potência de corte.

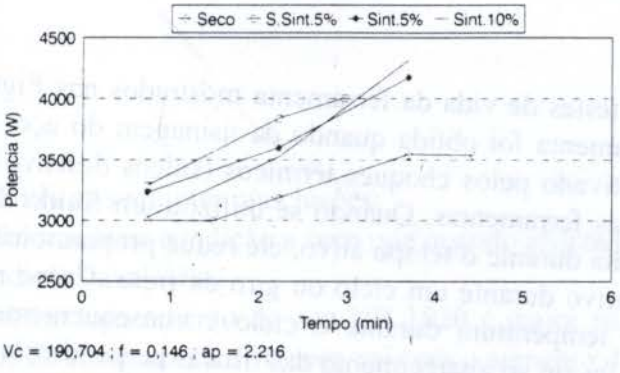


Figura 7 - Potência de corte em função do tempo de corte.

Análise das regiões desgastadas das ferramentas de corte no microscópio eletrônico de varredura mostrou que os sulcos desenvolvidos em forma de pentes são os processo de desgaste predominantes, independentemente das condições de corte e de lubrificação / refrigeração utilizados.

A Figura 8 apresenta detalhes do desgaste de uma ferramenta quando se utilizou o fluido semi-sintético.

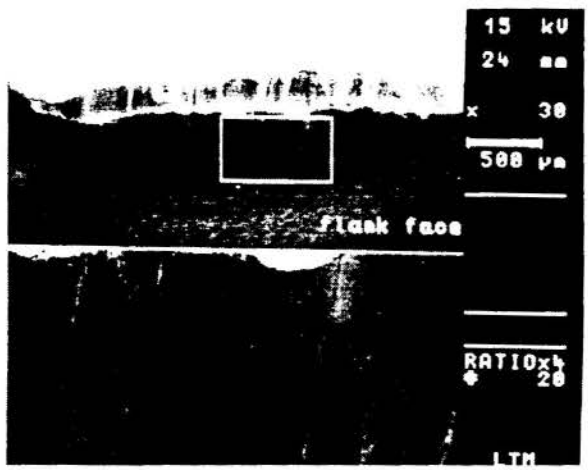


Figura 8 - Região de desgaste de uma ferramenta utilizada na aplicação do fluido de corte semi-sintético

Verifica-se com riqueza de detalhes, sulcos desenvolvidas em forma de pente, geradas na aresta de corte da ferramenta devido aos efeitos de variação térmica dos períodos de corte ativo e inativo (Machado e da Silva, 1993). Verifica-se também, com bastante clareza, a presença de placas do material da peça fortemente aderidas nas regiões desgastadas das superfícies de saída e superfície de folga da ferramenta de corte.

Com respeito ao acabamento superficial, medido através do parâmetro Ra, verificou-se que o uso dos fluidos de corte, deteriorou ainda mais este parâmetro, sendo que para condição a seco foram obtidos valores na faixa de 0,45µm e com os fluidos de corte foram obtidos valores na faixa de 0,60µm, para as condições mostradas na tabela 1.

4. DISCUSSÃO

Os resultados dos testes de vida da ferramenta mostrados nas Figuras 1 a 4, indicam que superior vida da ferramenta foi obtida quando da usinagem do aço NB 8640 a seco. O mecanismo de desgaste ativado pelos choques térmicos (sulcos desenvolvidos em forma de pente) controlou a vida das ferramentas. Quando se utilizou um fluido de corte, apesar dele reduzir a temperatura média durante o tempo ativo, ele reduz proporcionalmente ainda mais a temperatura do tempo inativo durante um ciclo ou giro da fresa. Como resultado tem-se um aumento da variação de temperatura durante o ciclo e consequentemente, aumenta-se as variações de tensões, que levam ao aparecimento das trincas perpendiculares à aresta de corte, tornando-se o processo de formação de sulcos em forma de pente mais crítico. A pior performance do fluido semi-sintético é explicada portanto, pelo maior poder refrigerante deste fluido, como mostrou a Figura 6.

A Figura 5 mostrou que em certas situações o fluido de corte reduziu o tempo de vida da ferramenta em até 2,35 vezes (fluido semi-sintético em relação a condição a seco).

Kakino et al. (1984), realizaram testes durante o corte interrompido do aço S45C com pastilhas de metal duro, a seco e com o uso de fluidos de corte. Os testes foram conduzidos usando-se velocidades de corte de 180m/min, avanço de 0,4mm/dente e profundidade de corte de 3mm. Quando nenhum fluido de corte foi usado, trincas de origem térmica foram

observadas na superfície de saída após 31 ciclos de corte. Quando utilizou-se fluido de corte, sobre a mesma condição de corte descrita anteriormente, trincas similares apareceram na superfície de saída após 12 ciclos.

Verifica-se na Figura 8, a presença de material da peça aderido nas superfícies de saída e folga das ferramentas de corte. Isto sugere que os mecanismos de desgaste por aderência e arrastamento (attrition), dadas as favoráveis condições, podem estar presentes. Este mecanismo ocorre quando o fluxo de material sobre a superfície de saída e folga da ferramenta se torna irregular, e o corte interrompido oferece estas condições.

Na Figura 5, nota-se, que o comportamento dos fluidos sintéticos são bastante similares, independentemente da concentração utilizada. Entretanto, numa análise mais criteriosa, para velocidades inferiores, o fluido de corte sintético 10% apresenta um pior desempenho comparado ao sintético 5%, mas a partir de uma velocidade de corte de 150m/min este comportamento se inverte. Da Figura 6, observou-se que o poder refrigerante do fluido de corte sintético 10% é superior ao do fluido sintético 5%, possivelmente porque a maior ação lubrificante da maior concentração foi mais efetiva para reduzir a geração de calor que o maior poder de dissipação do calor apresentado pela menor concentração. Este fato pode explicar os resultados encontrados nas velocidades de corte maiores.

Trent (1984), através da usinagem de aços com ferramentas de metal duro, constatou a presença da componente de desgaste difusivo, quando foi utilizado altas velocidades de corte. As características lisas de regiões desgastadas das ferramentas sugere a presença do desgaste difusivo no processo de formação do desgaste. Devido ao maior poder refrigerante do fluido sintético 10%, em altas velocidades de corte, obtivemos uma redução na taxa deste mecanismo de desgaste, proporcionando assim, uma vida maior da ferramenta em relação ao fluido de corte sintético 5%.

Nakayama (1966) e Shouckry (1982), verificaram que a acabamento superficial é fortemente influenciado pela potência de corte. A ocorrência desta menor potência de corte ao longo da usinagem sem fluido de corte significa a ocorrência de menores forças de usinagem o que induz menor vibração nos componentes da máquina-ferramenta durante a realização dos testes, obtendo-se desta maneira uma melhoria no acabamento superficial em relação ao uso dos diferentes tipos de refrigeração/lubrificação. isto coincide com os resultados aqui encontrados.

5. CONCLUSÕES

Os testes realizados permitiu as seguintes conclusões:

- A vida da ferramenta foi maior na condição a seco que quando utilizando os diversos fluidos de corte em todas as condições avaliadas.
- A temperatura de corte no torneamento do aço NB 1020 é maior na condição a seco que quando utilizando fluidos de corte, mas a diferença cai com o aumento da velocidade de corte.
- Os sulcos desenvolvidos em forma de pente são considerados o principal processo de desgaste das ferramentas e a aplicação de fluidos de corte acelera este processo de desgaste.
- A potência de corte foi menor na condição a seco que quando aplicando fluidos de corte.
- O acabamento superficial, representado através do parâmetro Ra foi melhor quando usinando na condição a seco que quando aplicando um fluido de corte.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a CAPES pelo apoio financeiro, ao técnico Reginaldo Ferreira de Souza pela assistência na condução dos testes, ao Dr. Sinésio Domingos Franco pelo apoio na análise dos desgastes das ferramentas utilizando microscopia eletrônica, à Aços Villares pelo fornecimento do material e à Shell do Brasil pelo fornecimento dos fluidos.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

dos SANTOS, A. L. B. (1996) - "Otimização de Ensaios Utilizados na Determinação dos Coeficientes da Equação de Taylor Expandida", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia.

HUNZ, R. P. (1984) - "Water Based Metalworking Lubricants, Lubr. Eng., 40 (9): 549-553.

KAKINO, Y., SHODA, M. & HASHITANI, M. (1984) - "A Study on the Generation of Thermal Crack of Cutting Tool, Proceedings. of the 5th International Conference of Production Engineering, Tokyo, pp209-215.

MACHADO, A. R. & da SILVA, M. B. (1993) - "Usinagem dos Metais", Apostila, DEEME - UFU, 174pgs.

MOTTA, M. F. (1994) - "Influência do Fluido de Corte no Torneamento do Aço NB8640", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia.

NAKAYAMA, K.,SHAW, M. C. & BREWER, R. C.(1966) - "Relationship Between Cutting Forces, Temperature, Build-up of Edge and Surface Finish", Ann. of CIRP, 14, pp221-223.

RUNGE, P.(1987) - "Lubrificantes nas Indústrias". São Paulo, Tribo Concept.

SHOUCKRY, A. S.(1982) - "The Effect of Cutting Conditions on Dimensional Accuracy", Wear, vol. 80, pp197-205.

TAYLOR, F. W.(1907) - "On the Art of Cutting Metals", ASME, vol.28, pp31-279.

TRENT, E. M.(1984) - "Metal Cutting", 2nd Edittion, Butterworths, London, 245pgs.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB917

FRESAMENTO DE AÇOS INOXIDÁVEIS AUSTENÍTICOS NB 316 / *MILLING OF NB 316 AUSTENITIC STAINLESS STEEL*

RODRIGO PIZZI, WISLEY FALCO SALES, ALEXANDRE MENDES ABRÃO* & ALISSON ROCHA MACHADO
LEPU - DEEME - UFU, Uberlândia, MG, Brasil - E-mail: alissonm@ufu.br
**DEM - UFMG, Belo Horizonte, MG.*

Abstract

Austenitic stainless steels are considered difficult to machine materials due to their high ability to workharden and large chip-tool contact length produced, which generate high cutting forces and elevated temperatures, promoting high tool wear rates. The present work compares the machinability of two AISI 316 austenitic stainless steel one of them has suffered small alteration on its chemical composition (within the range allowed in its specification) and manufacturing process with the aim of improving its machinability.Tool life, power consumption, surface roughness and cutting temperature after milling operations with coated carbide tools were the parameters cosidered. The steel with the alterations mentioned performed better than the standard AISI 316 steel.

Palavras chaves / Keywords

Aço inoxidável austenítico, fresamento, vida da ferramenta, potência de corte, temperatura de corte / Austenitic stainless steel, milling, tool life, power consumption, cutting temperature.

1. INTRODUÇÃO

Os aços inoxidáveis austeníticos são muito utilizados devido as suas excelentes propriedades de resistência mecânica e à corrosão. Porém, são considerados de difícil usinabilidade, pois possuem alto grau de encruamento, baixa condutividade térmica, apresentam grandes comprimentos de contato cavaco-ferramenta, gerando altos valores de forças de usinagem e elevadas temperaturas, que promovem acelerado desgaste nas ferramentas usadas para o corte (Trent, 1991).

Com a finalidade de melhorar a usinabilidade desses aços foram realizadas mudanças na composição química e no processo de fabricação dos mesmos, sem contudo alterar a sua classificação ABNT.

Basicamente, o processo se resume em controlar a formação de óxidos abrasivos e prejudiciais na usinagem, pelo cálcio de maneira a promover a formação de inclusões (anorthita e gehlenita) mais macias e adequadas para o processo de corte e manter o teor de enxôfre na parte alta do intervalo de tolerância para garantir a formação de sulfetos de cálcio / manganês que circundam estas inclusões para promover o efeito lubricante na interface cavaco - ferramenta (Giovani et al., 1996).

A eficiencia do processo na usinagem já foi constatada experimentalmente, no processo de torneamento dos aços inoxidáveis ABNT 304 e 316, onde os aços modificados promoveram melhorias na usinabilidade, reduzindo forças e potências de corte, melhorando o acabamento superficial e a vida da ferramenta (Weingaertner et al., 1996).

No presente trabalho é feito uma comparação da usinabilidade dos dois aços inoxidáveis austeníticos ABNT 316, convencional e modificado. Para tanto, foram realizados testes experimentais no fresamento e os seguintes parâmetros foram considerados: vida de ferramenta, potência de corte, temperatura de usinagem e acabamento superficial.

2. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Os aços testados foram produzidos por lingotamento, no entanto o aço inoxidável austenítico ABNT 316M sofreu lingotamento contínuo, enquanto o ABNT 316 foi fabricado por método convencional. Com o lingotamento contínuo consegue-se um material com menor número de porosidades e com menor variação estrutural. O aço modificado foi submetido a um controle das inclusões de óxidos por meio da utilização do cálcio. A Tabela 1 mostra a composição química destes aços.

Tabela 1 - Composição química dos aços inoxidáveis ABNT 316 e 316M.

MATERIAL	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	Cu	N
316	0.08	0.53	1.77	0.036	0.013	17.12	10.35	2.10	0.21	0.0339
316M	0.05	0.44	1.76	0.040	0.020	17.48	11.82	2.15	0.29	0.0246

Os materiais apresentavam-se na forma de barras de seção quadrada, com 65 mm de lado. O aço inoxidaável normal apresentou uma dureza média de 168 HV, enquanto o modificado de 127 HV.

Utilizou-se uma fresadora ROMI INTERACT IV equipada com CNC para os testes de vida da ferramenta e potência de corte. As ferramentas utilizadas foram pastilhas intercambiáveis de metal duro triplamente revestidas com TiN, TiC e TiN, especificação ISO SEMN 1204 AZ, P45, GC235 e como porta-ferramentas uma fresa frontal R260.22-80-15 T-MAX 145 de seis pastilhas intercambiáveis, da Sandvik Coromant. O conjunto apresentava a seguinte geometria:

$\chi_r = 45^0$; $\varepsilon_r = 90^0$; $\lambda_s = 17^0$; $\gamma_o = 9^0$ e $\alpha_o = 20^0$.

A potência consumida foi medida por um medidor de corrente do tipo Hall-Newtronic NW-SC-50 e uma placa de aquisição de dados modelo Cyrdas 1602.

Para a leitura dos desgastes das ferramentas foi utilizado um microscópio ferramenteiro com o auxilio de um dispositivo que permitia a leitura de todas as ferramentas sem serem retiradas da fresa.

Para a medição da rugosidade superficial utilizou-se um rugosímetro portátil Mitutoyo Surftest 211.

A temperatura de usinagem foi determinada no torneamento, utilizando-se um torno IMOR MAX II 520-3HP e um dispositivo de medição de temperatura pelo método termopar ferramenta-peça. Foram utilizados um forno FA-IV EDG e um controlador de processos CP 150 na calibração dos termopares. O sistema foi metodicamente calibrado para pada aço, e neste experimento utilizou-se ferramentas de metal duro K10 - BF30 STB48E, fabricadas pela Brassinter.

Tanto os dados de potência quanto os de temperatura foram adquiridos por meio de um software instalado em um micro computador 486.

Todos os testes foram realizados sem a utilização de fluidos de corte .

Na determinação das condições de corte, para os ensaios de vida das ferramentas, utilizou-se uma metodologia que otimiza o número de testes necessários para levantamento dos coeficientes da equação de Taylor (Santos et al. 1995 e Santos, 1996).

Utilizando-se dos dados recomendados pelo fabricante das ferramentas (Sandvik Coromant, 1991), o programa gera quatro condições de corte iniciais, que foram aqui utilizadas para o fresamento dos dois aços. Estas condições são apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2 - Condições de corte utilizadas nos testes de vida das ferramentas para os dois aços.

Condição	Velocidade de Corte Vc [m/min]	Avanço fz [mm/dente]	Profundidade de Corte ap [mm]
1	104.194	0.231	1.523
2	190.703	0.146	2.216
3	205.105	0.130	1.783
4	109.912	0.182	2.246

Adotou-se como critério de fim de vida da aresta de corte um desgaste de flanco médio (VB_B) de 0,4 mm. As medições de desgaste foram realizadas em intervalos de tempo que variavam de acordo com a severidade dos testes e nestas paradas de ensaio faziam-se 5 leituras de rugosidade da superfície, como parâmetro o Ra, em um comprimento de amostragem de 0,8 mm em diversas posições da superfície usinada.

As condições de corte utilizadas, para medição de temperatura são apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3 - Condições de corte utilizadas para medição de temperatura, no torneamento.

Velocidade de Corte Vc [m/min]	Avanço fz [mm/rot]	Profundidade de Corte ap [mm]
85.06	0.054-0.103-0.149-0.183-0.207-0.244-0.297	2.5
53.49	0.054-0.103-0.149-0.183-0.207-0.244-0.297	0.50
8.95-14.14-17.91-22.24-28.27-44.49-56.55-89.54	0.079	0.25
8,.95-14.14-17.91-22.24-28.27-44.49-56.55-89.54	0.149	0.25
20.75	0.103	0.25-0.50-0.75-1.00-1.25-1.5

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Figura 1 mostra os gráficos da potência de corte em função do tempo de usinagem para as quatro condições de corte testadas.

A análise da Figura 1 (a), (b), (c) e (d) mostra que para todas as variações nas condições de corte impostas, a potência consumida foi menor para o aço ABNT 316 M. Este aço apresenta dureza menor que a do aço normal, 127 contra 168 HV, respectivamente. O controle da formação de óxido pelo cálcio, o efeito do sulfeto de cálcio / manganês com a melhoria da lubrificação sólida na superfície de saída da ferramenta e o silício, que melhora a ação do

sulfeto de manganês, atuam de maneira a reduzir a área de contato cavaco-ferramenta. Soma-se a isto a menor dureza do aço modificado, que conduz a uma redução nas forças de corte e potência necessária ao cisalhamento do material (Machado e da Silva, 1993).

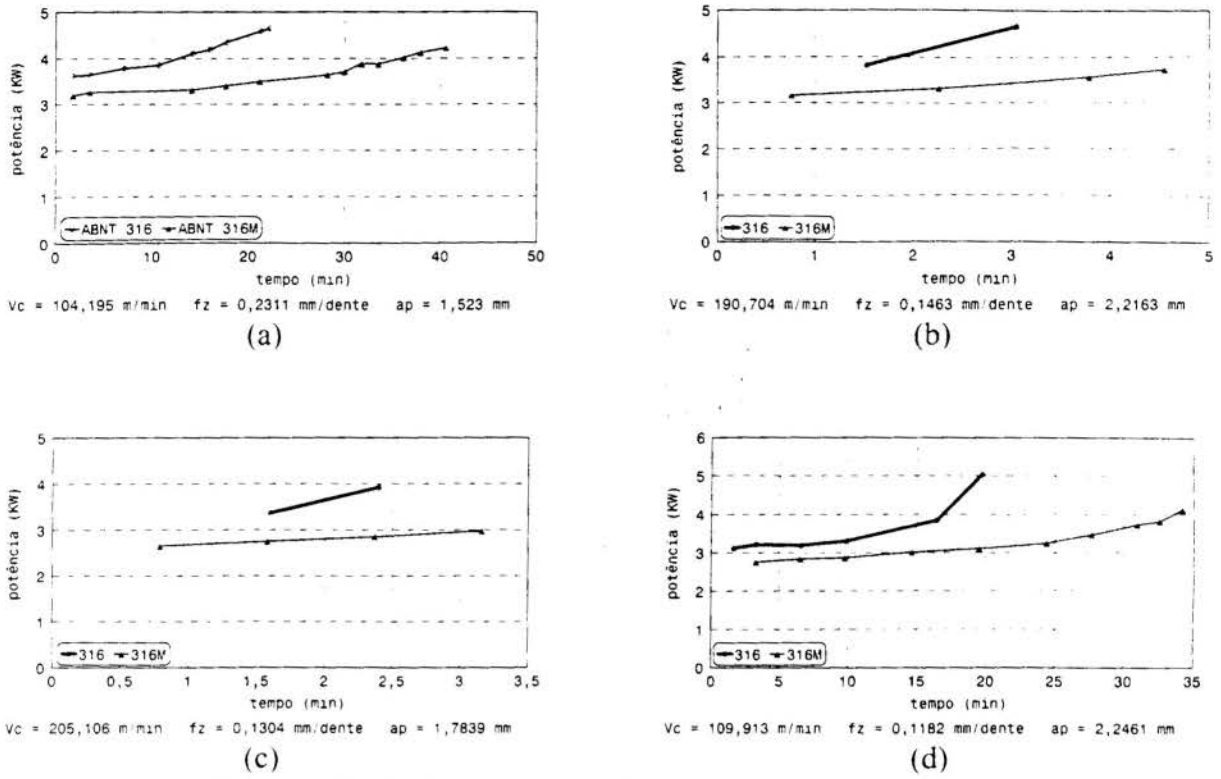


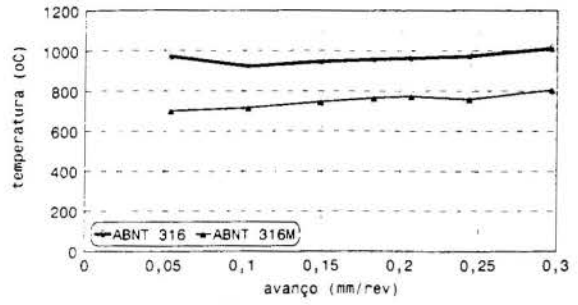
Figura 1 - Potência de corte em função do tempo de usinagem.

A Figura 2 mostra os resultados obtidos na medição de temperatura dos dois aços, no torneamento.

Os gráficos apresentados na Figura 2, itens (a), (b), (c), (d) e (e) mostram o comportamento da temperatura média da interface cavaco - ferramenta com os parâmetros de corte analisados. Segundo Boothroyd, (1981), o aumento do avanço ou da profundidade de corte aumentam a área de contato cavaco-ferramenta, requerendo maior energia para cisalhar o material da peça. O aumento de Vc, aumenta diretamente a energia fornecida para o sistema e utilizada no cisalhamento Em (a) e (b) verifica-se a influência do avanço, em duas velocidades e profundidades de corte diferentes, Vc=85.06 m/min com ap =0.25 mm e Vc=53.49 m/min com ap=0.50 mm/rev, respectivamente. Embora no caso (b) tenha havido um aumento na taxa de remoção de material, no caso (a), a temperatura atinge valores maiores, devido à maior influência da velocidade de corte. Para (c) e (d) verifica-se a influência da velocidade de corte e em (e) a da profundidade de corte. A temperatura de corte sempre aumentou com o aumento destes parâmetros e em todos os casos a temperatura foi menor para o aço ABNT 316M. Os resultados apresentados refletem os resultados encontrados na potência, onde o aço modificado exige menor potência de corte e consequentemente, menores temperaturas são desenvolvidas na interface cavaco - ferramenta.

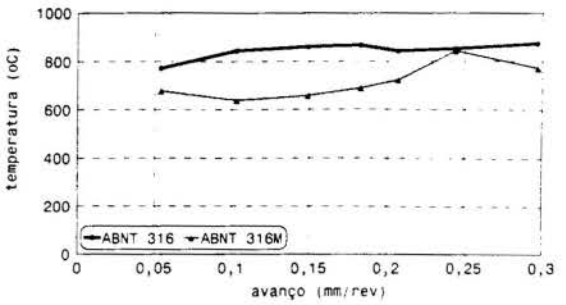
Os valores do desgaste de flanco médio, VB_B, obtidos em função do tempo de usinagem para cada aço são mostrados na Figura 3. A análise dos gráficos (a), (b), (c) e (d) desta figura, mostra os desgastes de flanco, VB_B, nas ferramentas de metal duro, menores para o aço modificado. Estes resultados evidenciam a importância do controle das inclusões de óxidos

nestes materiais, para melhorar a vida das ferramentas de corte. Isto é principalmente, devido a menor presença de inclusões de óxidos, menores esforços e temperaturas atuantes na interface cavaco - ferramenta. Todos estes fatos contribuem para a redução dos principais mecanismos de desgastes que atuam durante a usinagem destes materiais (Trent, 1991), isto é, difusão, attrition e abrasão, para quando não ocorre alguma deformação plástica da aresta.



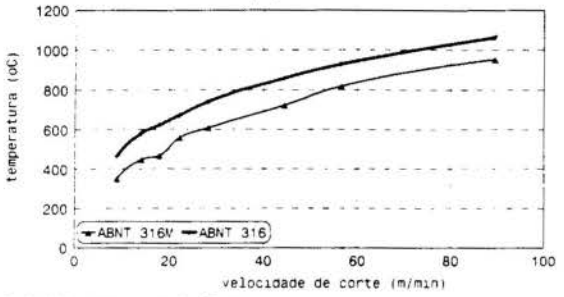
Vc=85,06 m/min ap=0,25 mm

(a)



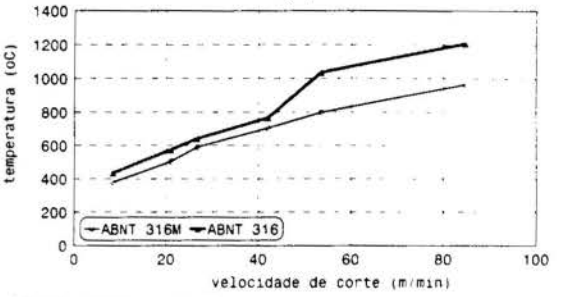
Vc=53,49 m/min ap=0,50 mm

(b)



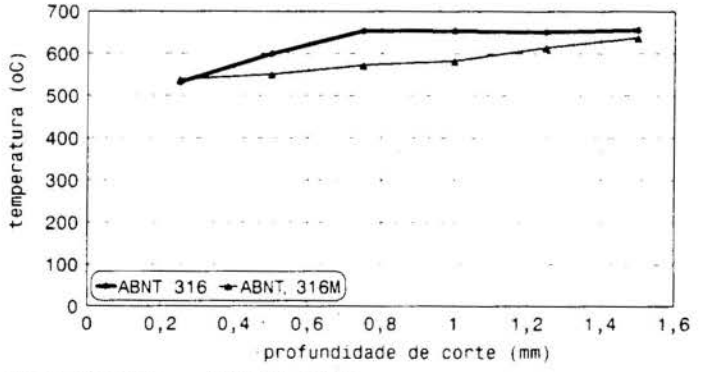
f=0,079mm/rev ap=0,25 mm

(c)



f=0,149 mm/rev ap=0,25 mm

(d)



Vc=20,76 m/min f=0,103 mm/rev

(e)

Figura 2 - Temperatura de corte, com a variação dos parâmetros de corte para os dois aços.

Os valores da rugosidade média da superfície, Ra, medidos em função do tempo de usinagem para as quatro condições de corte utilizadas nos testes de vida, podem ser observados na Figura 4.(a), (b), (c) e (d). Com relação ao tempo de usinagem, o comportamento de Ra, não é claro, pois há uma tendência de redução em (a) e (b), de aumento

em (c) (para o aço normal) e em (d), e de permanecer praticamente inalterado em (c) (para o aço modificado).

A menor velocidade de corte utilizada para verificar a rugosidade foi de 104.195 m/min, o que sugere que a aresta postiça de corte (APC) esteja ausente (Trent, 1991), e portanto, não influenciando na rugosidade.

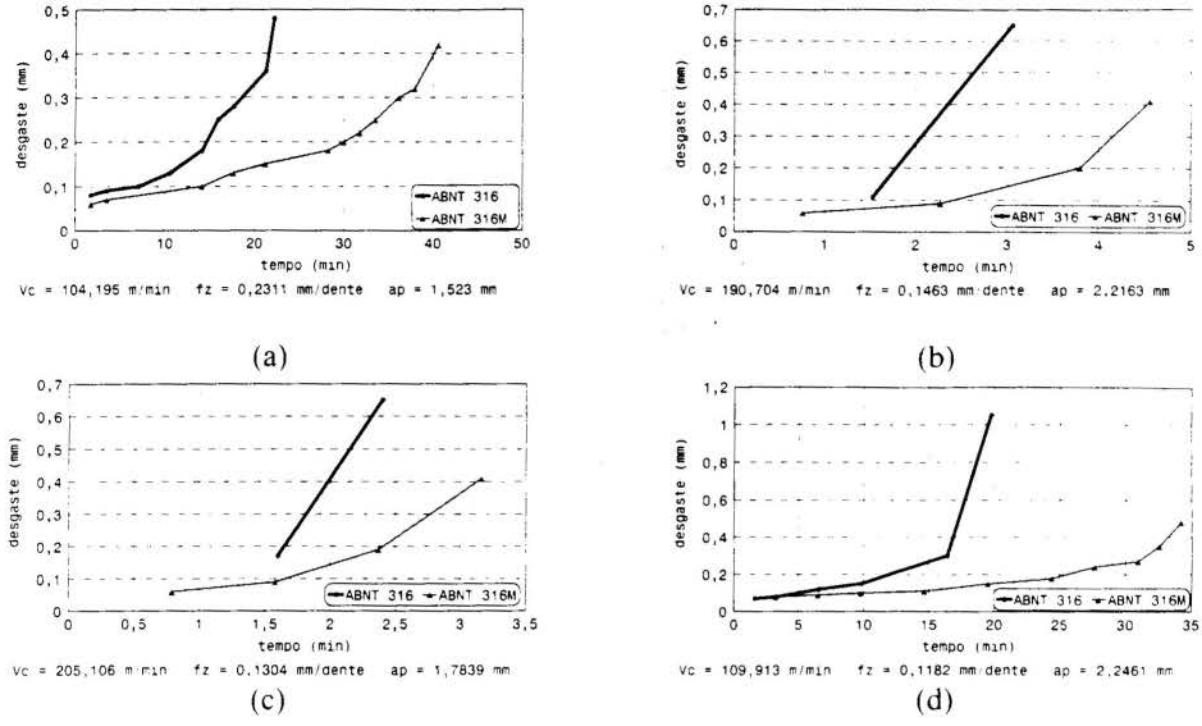


Figura 3 - Desgaste de flanco médio, VB_B, em função do tempo de usinagem.

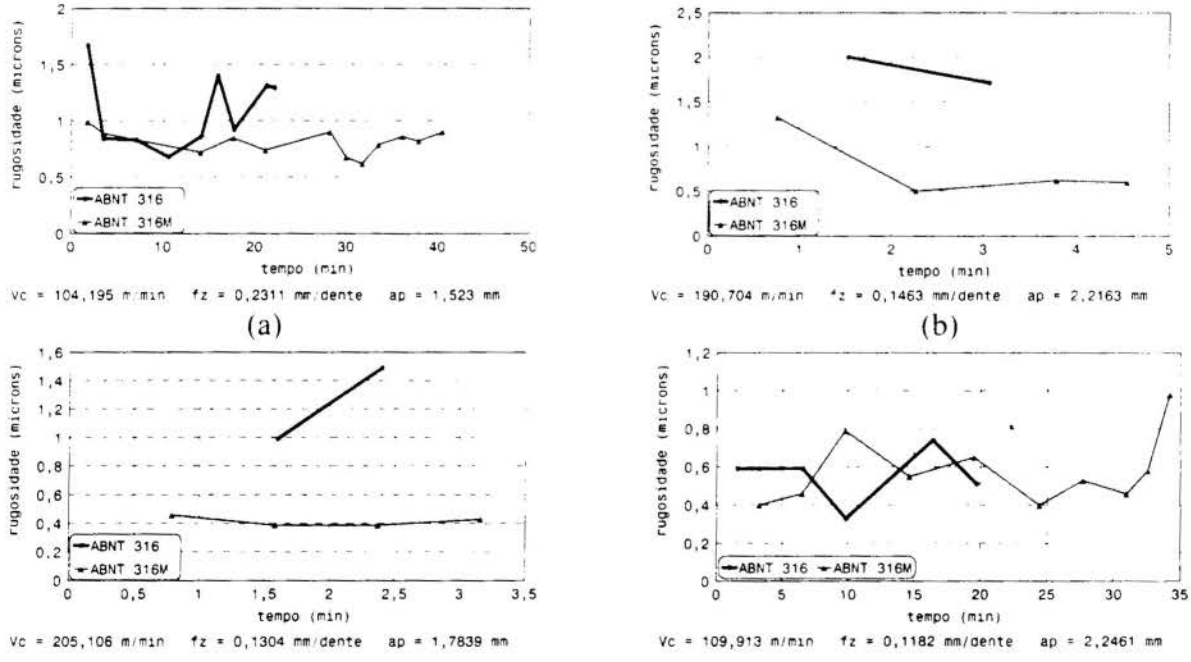


Figura 4 - Rugosidade superficial em função do tempo de usinagem.

Em geral, o acabamento superficial é melhor com a aresta de corte sem nenhuma avaria ou desgaste, e tende a piorar com o surgimento destes (Machado e da Silva, 1993). Entretanto, a rugosidade diminuir com o tempo, também foi verificado por Bonifácio e Diniz, (1993). Segundo eles, a aresta que gera a superfície final da peça não é a aresta principal de corte, onde normalmente o desgaste de flanco é medido, e sim a aresta secundária de corte. A ferramenta de corte utilizada possui uma pequena aresta secundária (2,5 mm) com angulo de posição lateral igual a zero o que garante um acabamento superficial muito bom. Se esta aresta naõ é danificada, a tendência é o acabamento não ser influenciado pelo desgaste na aresta princial (Lourenço, 1996).

A análise destes gráficos mostra que para o aço modificado a rugosidade da superfície é melhor, o que pode ser explicado pelas potências e desgastes envolvidos serem menores. Estes fatos atuando simultâne promove um menor Ra.

4. CONCLUSÕES

- A potência de corte foi menor quando usinando o aço inoxidável ABNT 316M, aumentando com o tempo de usinagem, com a velocidade e profundidade de corte e com o avanço.
- As temperaturas na interface cavaco-ferramenta foram sempre menores quando usinando o aço inoxidável ABNT 316M aumentando com o tempo de usinagem, com a velocidade e profundidade de corte e com o avanço.
- As ferramentas de metal duro apresentaram menores desgastes quando usinando o aço inoxidável ABNT 316M.
- A rugosidade da superfície foi menor quando usinando o aço inoxidável ABNT 316M Um comportamento homogêneo em relação à variação de Ra com os parâmetros de corte não foi encontrado.
- A performance do aço inoxidável ABNT 316M foi superior à do ABNT 316, em todos os critérios investigados.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Gerdau - Aços Finos Piratini pelo fornecimento dos aços inoxidáveis ABNT 316, à Universidade Federal de Uberlândia, Departamento. de Engenharia Mecânica pelo suporte técnico dispensado e ao CNPq - Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico pelo apoio financeiro.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BONIFÁCIO, M. E. R. and DINIZ, A. E. (1993); "Correlating Tool Wear, Tool Life, Surface Roughness and Tool Vibration in Finish Turning With Coated Carbide Tools"; *Wear*, 173, pp. 137-144.

BOOTHROYD, G. (1981); "*Fundamentals of Metal Machining an Machine Tools*"; International Student Edition, McGraw-Hill, 5th printing, ISBN 0-7-085057-7.

CAPPUCIO, G.V.; FERRANTE, A.e BAS, J. - "Aços Inoxidáveis Austeníticos com Óxidos Controlados - Uma Tecnologia CORFAC", V seminário Brsileiro do Aço Inoxidável - INOX 96, São Paulo, Nov. 96, pp 223 - 235.

LOURENÇO, C. J. (1996); "*A Usinabilidade do Aço Inoxidável Austenitico ABNT 304*", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, UFU, Uberlândia-MG.

MACHADO, A. R. & da SILVA, M. B. (1993); "*Usinagem dos Metais*", Departamento de Engenharia Mecânica, UFU, Uberlândia-MG.

SANDVIK COROMANT (1991); "*Heramientas de Tornear*", Catálogo Sandvik.

SANTOS, A. L. B. and DUARTE, M. A. V. and MACHADO, A. R. and da SILVA, A. D. (1995); "Otimização de Ensaios Utilizados na Determinação dos Coeficientes da Equação de Taylor Expandida", *COBEM/95*.

SANTOS, A. L. B. (1996); "*Otimização de Ensaios Utilizados na Determinação dos Coeficientes da Equação de Taylor Expandida*", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia.

TRENT, E.M.(1991); "*Metal Cutting*"; 3nd Edition, Butteworths, 245 pgs, ISBN 0-408-108568.

WEINGAERTNER, W. L.; GOMES, J. O.e BORK, C. A. (1996); "Avaliação da Usinabilidade dos Aços Inoxidáveis Austeniticos SAE 304 (Normal e Modificado) e SAE 316 (Normal e Modificado), *IV CEM - NNE*, pg. 363-368.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB926

ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE DISCOS ABRASIVOS, EM OPERAÇÕES DO TIPO "CUT-OFF" POR MERGULHO BASCULANTE, SUBMETIDOS A DIVERSAS CONDIÇÕES DE CORTE / *STUDY OF THE DIVING CUT-OFF OPERATION BEHAVIOR UNDER SEVERAL CUT CONDITIONS*

Eduardo Carlos Bianchi *, Adriano Rogério Cagnin *, Eduardo Martins de Castro *, Odilson Coimbra Fernandes *, Ivan De Domenico Valarelli *, Paulo Roberto Aguiar **
* Departamento de Engenharia Mecânica, ** Departamento de Engenharia Elétrica - Faculdade de Engenharia e Tecnologia - UNESP/FET
CEP 17033-360 - Bauru, Brasil - E-mail: bianchi@bauru.unesp.br

Abstract

The cut-off operation is a common practice. The foreign competition, through the economy globalization, is forcing the brazilian industry to attend the international quality and performance standards. One way for the national industries become more competitives (improving the productivity and decreasing the production costs) it is by the detailed knowledgment of the cut-off operations with abrasive wheels. This work shows a research about the abrasive wheels behavior, under several cutting conditions. The results are discussed in function of the cutting speed, donwfeed of the abrasive wheel and average of tangencial cutting force.

Palavras-chave

Operação Cut-off, condições de corte, otimização, corte abrasivo, força tangencial de corte

1. INTRODUÇÃO

Segundo Snee (1991) e Farago (1980), o corte de materiais por disco abrasivo ou "cut-off" (termo mais comumente usado) é um dos processos que apresenta as melhores características de economia, eficiência e rapidez, e ainda hoje é muito utilizado no meio industrial, se comparado a outros processos de corte de materiais, tais como corte por serra, oxi-corte, etc.

De acordo com um relatório publicado em 1997, pelo Sindicato da Indústria de Abrasivos do Estado de São Paulo (SINAESP), o movimento geral das estatísticas deste setor em 1996 mostra que a quantidade (em massa) de discos abrasivos e de desbaste vendida no mercado nacional e exportado correspondeu a 42,5% e 30,8%, respectivamente.

Trata-se, portanto, de uma ferramenta abrasiva de corte que é produzida e utilizada em grandes quantidades. Entretanto, há carência de pesquisas científicas nas instituições nacionais

abordando este assunto, que poderiam fornecer informações tecnológicas para a utilização dos discos abrasivos de forma mais adequada.

Isto dificulta a escolha das condições de corte ideal, tornando difícil a sua otimização em função do tipo de disco abrasivo e do material a ser cortado. Esta escolha é agravada pelo fato de atualmente os discos abrasivos estarem disponíveis em todos os níveis de qualidade e preço.

O comportamento da operação de corte com discos abrasivos dependente do material a ser cortado, dos tipos de discos abrasivos utilizados, da habilidade e sensibilidade do operador e das condições de corte que são empregadas. Deve-se ressaltar que as condições de corte não podem ser otimizadas variando-se apenas um dos parâmetros de entrada do processo, mas através de uma combinação elaborada entre estes.

Este trabalho tem como objetivo estudar o comportamento de discos abrasivos (AR302), em operações do tipo "cut-off" por meio de mergulho basculante, submetidos a diversas condições de corte.

2. FENOMENOLOGIA DO CORTE COM DISCOS ABRASIVOS

O corte de peças em operações do tipo "cut-off", consiste em pressionar um disco abrasivo com o diâmetro externo d_s [mm] e com velocidade de corte V_s [m/s] contra uma peça a ser cortada com diâmetro d_c [mm], usualmente fixada numa morsa, com uma velocidade de mergulho V_f [mm/s].

Normalmente, o corte em operações do tipo "cut-off" é realizado por máquinas com apenas uma relação de transmissão entre o motor de acionamento e eixo árvore. Com a perda diametral do disco abrasivo, há uma diminuição contínua da velocidade de corte. Isto provoca também a diminuição contínua do número de cavacos arrancados por unidade de tempo Mamin, et al. (1989).

A espessura teórica máxima do cavaco h_{max} [mm] é diretamente proporcional a ao espaçamento médio entre os grãos abrasivos L [mm], a velocidade de mergulho e a velocidade de corte. Segundo Bianchi et al. (1995) a espessura teórica máxima do cavaco é expressa por:

$$h_{max} = h_{eq} \cdot \frac{2 \cdot L}{l_c} = 2 \cdot L \cdot \frac{V_f}{V_s} \qquad (1)$$

Portanto, para um mesmo disco, aumentando-se V_f ou diminuindo-se V_s há um aumento na espessura máxima do cavaco arrancado. Todavia, variando-se a espessura do cavaco arrancado, altera-se a força tangencial de corte num grão abrasivo F_{tclg} [N]. Esta força tangencial de corte pode ser expressa pela equação (Bianchi, 1995):

$$F_{tclg} = b \cdot h_{max} \cdot K_s + \mu \cdot b \cdot \pi \cdot \frac{K_n}{4} \qquad (2)$$

sendo b [mm] a largura média do topo dos grãos abrasivos, que está associada à capacidade de fixação do grão pelo ligante, K_s [N/mm^2] a pressão especifica de corte, μ o coeficiente de atrito entre o grão abrasivo e a peça e K_n [N/mm^2] a tensão de escoamento do metal da peça.

3. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Para a realização de ensaios experimentais, fez-se necessária a construção de um complexo banco de ensaios, composto por três partes com funções definidas. A parte eletrônica faz a

interligação da parte mecânica com o microcomputador. A parte computacional transforma e processa os dados recebidos pela parte eletrônica, fornecendo os resultados que posteriormente serão analisados. A parte mecânica é responsável pelas operações de corte. A seguir será apresentada uma breve descrição das partes citadas e uma explicação sobre o funcionamento de cada uma delas.

3.1 Parte eletrônica

Neste trabalho optou-se pelo desenvolvimento de uma forma alternativa de medição da força tangencial de corte.

Um circuito eletrônico foi desenvolvido baseado nas necessidades de se transformar os valores de corrente elétrica, tensão e rotação do motor em sinais de tensão, para serem enviados à uma placa de aquisição de dados A\D. A tensão de alimentação do motor é medida a partir de um transformador abaixador de tensão. Este é ligado em paralelo com o motor. A corrente elétrica é medida através de um sensor de "efeito Hall". Este componente, que é ligado em série com o motor, transforma a corrente elétrica em uma tensão elétrica proporcional.

Os valores de tensão proporcionais à corrente e à tensão elétricas, são multiplicados (ainda no circuito eletrônico) por um "chip" específico. Assim, há no circuito eletrônico uma saída de tensão proporcional a potência elétrica P_e [W] solicitada pelo motor. A calibração desta potência foi realizada por potências elétricas crescentes e conhecidas (com a utilização de lâmpadas), e medida a tensão de saída do circuito eletrônico. Com estes dados foi feita a uma equação de calibração, que é utilizada pelo "software". Assim, a tensão de saída do circuito eletrônico (que é enviada ao microcomputador) representa a potência elétrica solicitada pelo motor. O circuito eletrônico também é responsável pela medição da rotação do eixo do motor que é feita por um "encoder".

3.2 Parte computacional

O "software" desenvolvido tem como objetivo principal tratar as informações dos ensaios, transformá-las em dados comparáveis e arquivá-las para uma posterior consulta ou algum outro tratamento que se faça necessário.

Com os valores de potência elétrica, rotação do eixo do disco abrasivo e diâmetro externo do disco abrasivo, obtém-se o valor da força tangencial de corte F_{tc} [N] da seguinte forma:

Inicialmente, é determinado o valor da força tangencial de corte instantânea em vazio F_{tciv} [N] (é a força necessária para girar o disco somente), que é feito com o disco abrasivo na rotação em que será realizado o ensaio. Esta é a força necessária apenas para rotacionar o disco abrasivo. O "software" faz a leitura de duzentos pontos da F_{tciv}, calcula a média destes valores e a apresenta como um ponto gráfico no monitor. Este ponto é denominado de força tangencial de corte em vazio F_{tcv} [N]. Isto é feito até que toda a tela do monitor esteja preenchida com estes pontos. Posteriormente, é determinada a força tangencial de corte média em vazio F_{tcmv} [N], realizando-se a média aritmética dos pontos registrados na tela. O preenchimento de pontos em toda tela é feito para que se tenha um número de pontos suficientes para a determinação de um valor confiável da força tangencial de corte média em vazio.

Após a medição da F_{tcmv} tem início a medição da força tangencial de corte total instantânea F_{tcti} [N], que é feita com o disco abrasivo cortando a peça. Como neste trabalho desejava-se avaliar a força tangencial de corte média F_{tcm} [N]; esta é medida da seguinte forma: da força tangencial de corte total instantânea F_{tcti} [N] é subtraído o valor a força tangencial de corte média em vazio F_{tcmv} [N]. Assim, é determinada a força tangencial de corte instantânea F_{tci} [N].

O "software" faz a leitura de duzentos pontos da F_{tci}, calcula a média destes valores e a apresenta como um ponto gráfico no monitor. Este ponto é denominado de força tangencial de corte F_{tc}, sendo medida durante todo o corte. No final de cada corte, é feita a média dos valores de F_{tc}, sendo determinado o valor da força tangencial de corte média F_{tcm} relativa ao corte. Na tela do monitor é traçada uma reta que representa este valor em função do número de cortes.

3.3 Parte mecânica

A parte mecânica do banco de ensaios, é composta basicamente de dois sistemas e de uma estrutura de simples funções.

O primeiro sistema envolve a operação de corte propriamente dita, que é executada pela máquina de corte de mergulho basculante, do tipo "cut-off", acrescida de algumas adequações. O segundo sistema diz respeito ao avanço automático e constante de mergulho do disco abrasivo. O acionamento é feito por um motor independente daquele que aciona o disco abrasivo (juntamente com uma redução por polias), proporcionando, assim, uma maior possibilidade de variações para os ensaios.

3.4 Condições de corte utilizadas nos ensaios

Com a realização de ensaios preliminares, foi determinado o diâmetro da barra de aço a ser seccionada. Este diâmetro deveria ser o maior possível, permitindo uma análise do comportamento dos discos em operações mais severas. Desse modo, foi determinado que a barra teria 5/8" (15,9 mm) de diâmetro. Acima deste valor o motor "travava", mesmo com cortes sendo executados com a menor velocidade de mergulho possível de se obter no banco de ensaios.

Em seguida foi a verificada a magnitude da força de corte do processo, com o objetivo de se obter uma aquisição de dados precisa, ampla e com sensibilidade adequada. Após diversos ensaios foram determinados três valores para as velocidades de mergulho (cada valor de V_f era mantido constante num mesmo ensaio), sendo estas obtidas com auxílio de um inversor de freqüência. Estas velocidades são: V_{f1} = 2,0 mm/s, V_{f2} = 3,4 mm/s e V_{f3} = 4,6 mm/s.

Também foram selecionadas duas velocidades de corte: uma variável com a perda diametral do disco abrasivo V_{si} = 70 m/s (inicia com 70 m/s e decresce constantemente) e outra constante V_s = 70 m/s. Para manter a velocidade de corte constante, a rotação do motor de acionamento do disco abrasivo era acrescida proporcionalmente à perda diametral do disco.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Resultados obtidos de força tangencial de corte média em função do volume de material removido.

Os resultados de força tangencial de corte média obtidos nos ensaios são apresentados em figuras que agrupam 3 ensaios cada. Estes são mostrados na forma de curvas de força tangencial de corte média em função do número de cortes. Nas legendas utilizou-se t_c para o tempo de corte, que corresponde ao tempo total para a realização de todos os cortes num mesmo ensaio.

arrancados é progressivamente menor, pela diminuição da velocidade de corte. Assim, cada vez menos grãos abrasivos removem cavacos com maior espessura do cavaco. Neste caso, a F_{tcm} tendeu a crescer.

4.1.2 Resultados de força tangencial de corte média, obtidos com velocidade de corte constante e variável no aço ABNT 1045

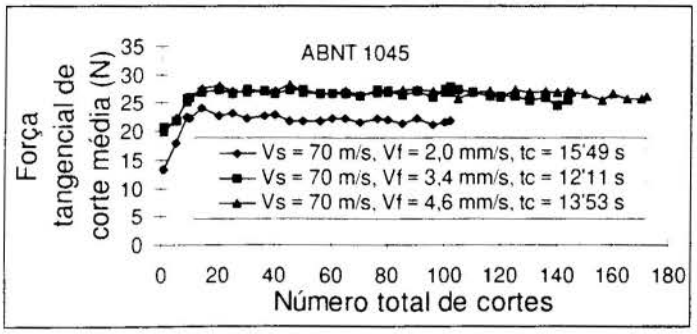


Figura 3: Resultados de força obtidos com V_s.

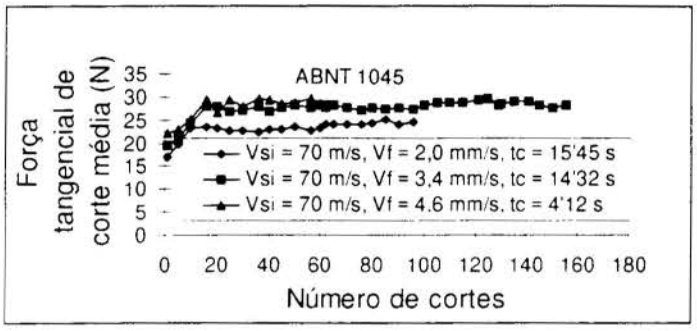


Figura 4: Resultados de força obtidos com V_{si}.

As figuras 3 e 4 mostram os resultados de força tangencial de corte média, obtidos com velocidade de corte constante e variável para o aço ABNT 1045, para as três condições de velocidade de mergulho ensaiadas.

Os valores de força tangencial de corte média, obtidos durante os ensaios, apresentaram a mesma tendência dos realizados com o aço ABNT 1020; ou seja, as curvas tenderam a decrescer, quando foi utilizada a velocidade de corte constante, e permaneceram num patamar elevado e com tendência de crescimento, quando a velocidade de corte foi variável. Os valores de força tangencial de corte média foram menores nos ensaios com o aço frágil.

Isto ocorre pelo fato de que os cavacos arrancados, com este material, são mais finos e quebradiços. Observa-se também que o volume de material removido foi maior e o empastamento da superfície de corte dos discos abrasivos, feito por análise visual, foi menor.

4.2 Influência da velocidade de mergulho no custo do corte por unidade de volume de material removido

Uma forma prática de se avaliar o comportamento de discos abrasivos, considerando o interesse econômico do processo, é através do custo do corte por unidade de volume de material removido. Trata-se de um enfoque econômico que atrai a atenção dos usuários, principalmente numa economia globalizada onde a procura pela otimização dos processos de fabricação é vital para a melhoria da produtividade.

Para as decisões de investimento numa empresa, deve-se conhecer as possibilidades tecnicamente seguras.

Nas figuras 5 e 6 são apresentados os resultados do custo do corte por unidade de volume de material removido [R$/mm^3], em função da velocidade de mergulho para os aços ABNT 1020 e ABNT 1045, respectivamente.

4.1.1 Resultados de força tangencial de corte média, obtidos com velocidade de corte constante e variável no aço ABNT 1020

As figuras 1 e 2 mostram os resultados de força tangencial de corte média, obtidos com velocidade de corte constante e variável para o aço ABNT 1020, para as três condições de velocidade de mergulho ensaiadas.

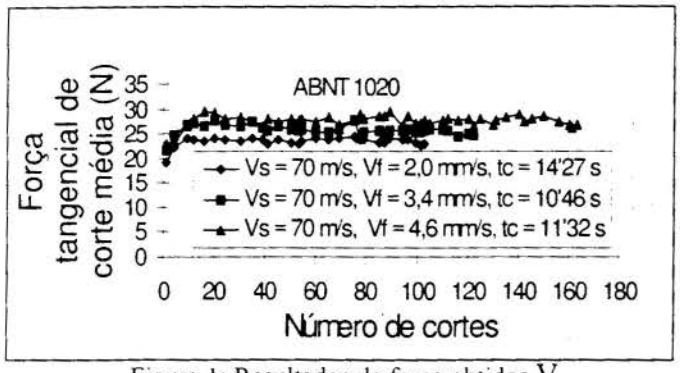


Figura 1: Resultados de força obtidos V_s.

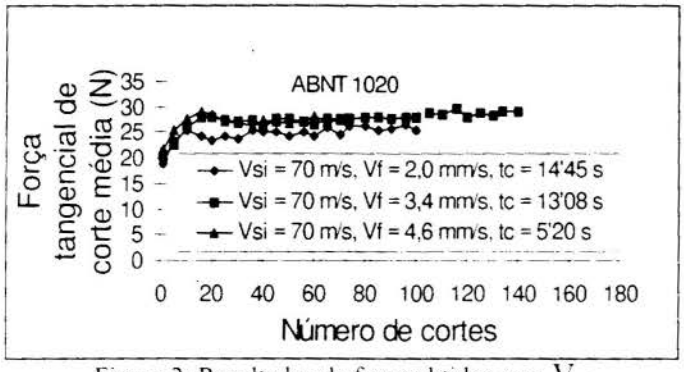


Figura 2: Resultados de força obtidos com V_{si}.

De modo geral as curvas mostram uma tendência de crescimento da força tangencial de corte média até um patamar e posteriormente sofreram um pequeno decréscimo. Este patamar ocorre pelo fato de que, na etapa de prensagem da fabricação do disco abrasivo, a camada externa é mais dura Durante o corte esta camada é removida e o disco abrasivo passa a ter a dureza especificada pelo fabricante.

A perda diametral do disco abrasivo provoca a diminuição do número de grãos na sua superfície de corte, e consequentemente, os cavacos arrancados têm suas espessuras teóricas máximas progressivamente aumentadas, independentemente da velocidade de corte. Nos ensaios realizados pode-se verificar que a força tangencial de corte média aumenta com a elevação da velocidade de mergulho. Isto ocorre pelo aumento da espessura máxima dos cavacos arrancados (equações 1 e 2).

Nos ensaios com velocidade de corte constante (figura 1), a tendência de aumento da espessura dos cavacos arrancados, pela perda diametral do disco abrasivo, é compensada pela manutenção do número de cavacos arrancados por unidade de tempo, que é mantido constante. Assim, cada vez menos grãos abrasivos removem cavacos com espessura crescente.

Devido à tendência de crescimento da espessura dos cavacos arrancados, a força tangencial de corte média deveria aumentar. Entretanto, constatou-se que as curvas de F_{tcm} x N_c (número de cortes) possuem uma tendência decrescente. Isto ocorre pelo fato de que a rotação do disco abrasivo é constantemente elevada, para compensar a perda diametral do disco abrasivo. Assim, a freqüência dos impactos dos grãos abrasivos na peça aumenta, gerando mais calor; consequentemente, a temperatura na região de corte é maior. Desta forma, o ligante fica sujeito à fadiga térmica (variações sucessivas de temperatura) que deteriora sua ligação com o grão, facilitando sua liberação. Assim o mecanismo de auto-afiação ocorre com maior intensidade fazendo com que a F_{tcm} seja progressivamente decrescente.

Nos ensaios com velocidade de corte variável (figura 2), o ângulo de penetração do grão na peça aumenta proporcionalmente à diminuição de V_s e elevação de V_f. Assim, os cavacos são arrancados com espessuras máximas maiores do que no caso anterior. O número de cavacos

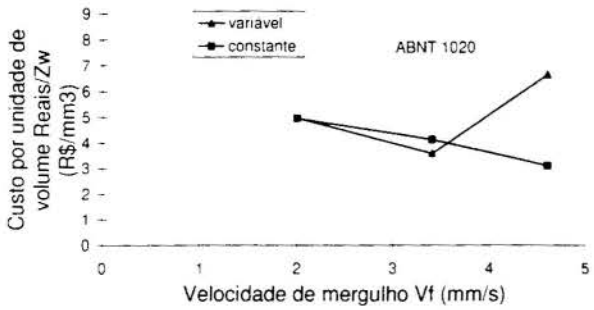


Figura 5: Resultados do custo do corte, em função da velocidade de mergulho, no aço ABNT 1020

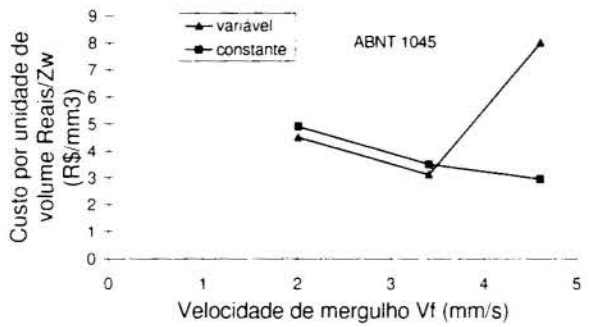


Figura 6: Resultados do custo do corte, em função da velocidade de mergulho, no aço ABNT 1045

A tendência de redução no custo do corte com discos abrasivos ocorreu pela elevação de V_f. No caso de velocidade de corte variável, o custo do corte tendeu a ser menor do que quando utilizou-se velocidade de corte constante. A potência solicitada do motor foi maior pela elevação da geometria dos cavacos arrancados, chegando a travar o disco quando utilizou-se V_f = 4,6 mm/s elevando significativamente o custo do corte. Assim, quando a velocidade de corte é variável, existe uma condição específica de corte onde V_f deve ser determinada experimentalmente. Neste caso, o investimento inicial aumenta pela aquisição de um motor com maior potência e que consome, ao longo do trabalho, mais energia elétrica quando utilizado em condições mais severas de corte.

Para a velocidade de corte constante, a potência solicitada do motor foi menor pela menor geometria dos cavacos. Com a elevação de V_f, o custo do corte foi decrescente tendendo a uma patamar que corresponde ao mínimo custo possível no corte. Para este caso, a aquisição de um inversor de freqüência, para o controle da rotação do motor, é onerosa; porém o custo do motor é menor e ao longo do tempo o custo do inversor é amortizado. O consumo de energia elétrica é menor (com relação a velocidade de corte variável) pela necessidade de uma menor potência de corte, mesmo quando utilizado em condições mais severas de corte.

5. CONCLUSÕES

Analisando-se os resultados obtidos no processo de corte com discos abrasivos de materiais, do tipo mergulho basculante e sem refrigeração, pode-se concluir que:

A força tangencial de corte média varia em função da velocidade de mergulho, da velocidade de corte e da dureza do material a ser cortado, pelas modificações na espessura máxima dos cavacos arrancados.

Os valores de força tangencial de corte média, apresentaram a mesma tendência nos dois tipos de aço ensaiados; ou seja, as curvas tenderam a decrescer, quando foi utilizada a velocidade de corte constante, e permaneceram num patamar elevado e com tendência de crescimento, quando a velocidade de corte foi variável. Os valores de força tangencial de corte média foram menores nos ensaios com o aço frágil, pelo fato dos cavacos arrancados serem mais finos e quebradiços. Observou-se também que no aço frágil o volume de material removido

foi maior e o empastamento da superfície de corte dos discos abrasivos foi menor, se comparado ao aço dúctil.

A velocidade de mergulho do disco abrasivo sobre a peça influenciou no número de cortes, na geometria do cavaco arrancado e no tempo de corte. Quando a velocidade de mergulho foi pequena, os cavacos arrancados apresentaram pequena espessura teórica e o tempo de contato foi maior. Isto faz com que haja uma maior migração de calor para o ligante. Pela ação prolongada da temperatura, há a deterioração do ligante (que degrada-se a 600 °C) desprende mais facilmente os grãos abrasivos, o que provoca a diminuição do número de cortes.

Aumentando-se a velocidade de mergulho, o tempo de contato é menor e os cavacos são mais espessos. A ação da temperatura sobre o ligante ocorre em intervalos de tempo menores. A força tangencial de corte por grão abrasivo é maior, dificultando o desprendimento dos grão da superfície de corte do disco abrasivo.

A elevação da velocidade de mergulho requer maior potência disponível para o corte, principalmente se a velocidade de corte for variável. Isto ocorre pelo aumento da espessura dos cavacos arrancados que acarretou em sucessivos travamentos do eixo árvore.

A tendência de redução no custo do corte com discos abrasivos ocorreu pela elevação da velocidade de mergulho. No caso da velocidade de corte variável, o custo do corte tendeu a ser menor do que quando utilizou-se velocidade de corte constante. A potência solicitada do motor foi maior pela elevação da geometria dos cavacos arrancados. Assim, quando a velocidade de corte é variável, existe uma condição específica de corte onde a velocidade de mergulho deve ser determinada experimentalmente.

6. AGRADECIMENTOS

Desejamos manifestar nossos agradecimentos ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico) pelo apoio financeiro que viabilizou a maior parte da realização deste trabalho e pelas bolsas de Iniciação Científica concedidas, a FUNDUNESP (Fundação Para o Desenvolvimento da UNESP) pelo apoio financeiro complementar, a empresa NORTON S.A. que cedeu os discos abrasivos e a empresa KOHLBACH, pela doação dos motores.

7. BIBLIOGRAFIA

BIANCHI, E.C.; YOKOYAMA, E.M.; SANCHEZ, L.E.A.; GONÇALVES, G.M.B.; KOBAYASHI, Y.; FERNANDES, O.C.; AGUIAR, P.R. O controle da velocidade de corte com discos abrasivos aumenta a produtividade. Revista Máquinas e Metais. Ano XXXI, Nº 357. Outubro de 1995. p. 30 - 40.

FARAGO, F.T. Abrasive Methods Engineering. Vol 2. Industrial Press. Inc., New York, USA. 1980. p. 435-459.

MAMIN, Kh. A.; LUPINOVICH, L. N.; GLINNER, V. Ya. Wear analysis of abrasive parting-off discs and certain methods for lengthening their life. Soviet Engineering Research. Vestink Mashinostroeniya. 1989. p. 65-68.

SINAESP (Sindicato da Indústria de Abrasivos do Estado de São Paulo). Movimento Geral das Estatísticas do Setor - Exercício de 1996. São Paulo. 1997. 2p.

SNEE, J. Are You Making the Most of Your Cut-Off Operation? Welding Journal. February, 1991. p. 60-62.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB930

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DE USINAGEM DE MADEIRA SOBRE A FORÇA PRINCIPAL DE CORTE / *ANALYSIS OF THE INFLUENCES OF THE MACHINING CONDITIONS OF WOOD ON THE PRINCIPAL CUTTING FORCE*

MARCOS T. T. GONÇALVES, ROGÉRIO RODRIGUES & JULIANO S. I. TAKAHASHI
Departamento de Engenharia Mecânica - FET - UNESP - Av. Luiz Edmundo Carrijo Coube, S/Nº - C.P.: 473
CEP: 17033-360 - Bauru - São Paulo - Brasil

Abstract

The objective of this study was to verify the influence that parameters related to the wood machining process have over cutting performance, by analysis of the parallel cutting force in orthogonal cutting situation.The parameters analyzed were: the rake angle of the tool, the cutting thickness and cutting speed. Ten species of native and cultivated wood were studied under three different conditions of moisture (soaked, air dried and kiln dried).

Keywords

Experimentação, Força de Corte, Madeira, Usinagem Experimentation, Cutting Force, Wood, Machining.

1. INTRODUÇÃO

A verificação da influência das condições de usinagem sobre a força de corte tem sido objeto de estudo em diversos trabalhos publicados por pesquisadores especialistas em usinagem da madeira.

O conhecimento das condições mais favoráveis para adoção das grandezas de corte em relação às condições de trabalho da madeira é de extrema importância para se otimizar as operações de corte da madeira, de forma a obter um bom rendimento dos equipamentos de processo e melhor qualidade da peça de trabalho. Para tanto, torna-se necessário quantificar as grandezas relativas ao processo através de dados experimentais.

O desempenho de corte pode ser representado pela força de corte, relacionado a maior ou menor dificuldade de se realizar o trabalho de corte da madeira, de forma a estabelecermos critérios de produção com vistas a produtividade e qualidade.

2. EXPERIMENTO

Em função do grande número de variáveis, os experimentos foram agrupados de acordo com a condição de umidade contida nas amostras de madeira, onde a cada série de ensaios, para ângulo de saída e velocidade de corte fixados, variou-se a profundidade de corte de 0,1 à 0,9 mm a cada 0,1 mm, gerando uma ranhura na região de corte das amostras de 3,0 mm de largura.

Para cada série de ensaios, 20 amostras da mesma espécie com mesmo teor médio de umidade foram usinadas por ferramenta de único dente confeccionada em aço rápido, com ângulos de saída de 10°, 17° e 24°, ensaiando cada ferramenta para três valores de velocidade de corte (0,12; 0,17 e 0,24 m/s).

As amostras foram preparadas com as seguintes dimensões: comprimento = 20 cm; largura = 15 cm; espessura = 5 cm. Dessa forma, foi possível definir com facilidade a forma e o tipo de cavaco, as regiões do cerne e do alburno e a proximidade da superfície de corte para com a medula.

A escolha da geometria de ferramenta de corte está relacionada à direção de corte longitudinal, bem como à densidade e o teor de umidade da madeira. De modo geral, os fabricantes de ferramentas recomendam ângulos de saída entre 5° e 25°.As espécies ensaiadas e respectivas densidades aparente em g/cm^3 foram: Pinus - 0,32 (*Pinus spp*), Cedro - 0,48 (*Cedrela odorata*), Pinho - 0,55 (*Araucária angustifolia*), Imbuia - 0.60 (*Ocotea porosa*), Castanheira - 0,77 (*Bertholletia excelsa*), Eucalipto - 0,86 (*Eucalyptus grandis*), Peroba Rosa - 0,97 (*Aspidosperma polyneuron*), Maçaranduba - 1,13 (*Manilkara elata*), Angico Preto - 1,15 (*Anadenanthera macrocarpa*), Ipê - 1,19 (*Tabebuia serratifolia*).

Os ensaios de usinagem foram realizados numa máquina específica de ensaio para medição de esforços de corte, onde a ferramenta de corte é conectada a um dinamômetro resistivo fixado no cabeçote da máquina, o qual é ligado a um sistema de aquisição de dados computadorizado.

O sistema de aquisição recebe os sinais de variação de tensão do dinamômetro e os transforma em unidades de força em "daN", registra os valores da força de corte paralela média durante o período de corte e calcula o valor médio total para cada ensaio.

3. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Com os resultados obtidos foram gerados gráficos que relacionam a força de corte paralela com a espessura de corte, através dos quais pode-se verificar a influência de cada parâmetro estudado sobre o desempenho de corte, promover discussões relativas a experimentos realizados por outros pesquisadores e relacionar de forma conclusiva as situações de corte mais favoráveis visando otimizar processos de usinagem de madeira.

Com os resultados obtidos foram tabelados para cada espécie e teor de umidade da madeira ensaiada.

Para facilitar a análise da influência dos parâmetros (ângulo de saída, velocidade de corte e densidade da madeira) sobre a força de corte paralela, três tipos de gráficos foram registrados a partir das tabelas de resultados, tal como mostrado nas figuras a seguir.

Tabela 1 : Valores de força de corte [N] em função da espessura para dez espécies de madeira.

Condição de umidade: **Seca ao ar**
Velocidade de corte: **0,12 m/s**
Ângulo de saída: **10°**

h	pinus	cedro	pinho	imbuia	castan.	eucali.	peroba	maçar.	angico	ipê
0,1	34,39	26,57	39,84	27,52	40,16	27,34	56,80	61,29	43,67	54,06
0,2	48,42	52,08	64,78	52,12	61,82	63,10	89,76	114,1	105,0	84,33
0,3	64,26	70,85	79,51	72,91	83,97	92,33	127,2	139,0	144,9	111,9
0,4	80,01	85,95	111,4	96,79	111,7	113,5	156,3	168,1	198,7	135,5
0,5	101,5	124,9	135,8	114,5	147,2	141,0	181,8	201,1	223,6	153,6
0,6	118,4	151,4	155,1	127,5	170,2	167,0		240,4		186,4
0,7	130,5	179,4	176,0	139,3	206,5	189,7				

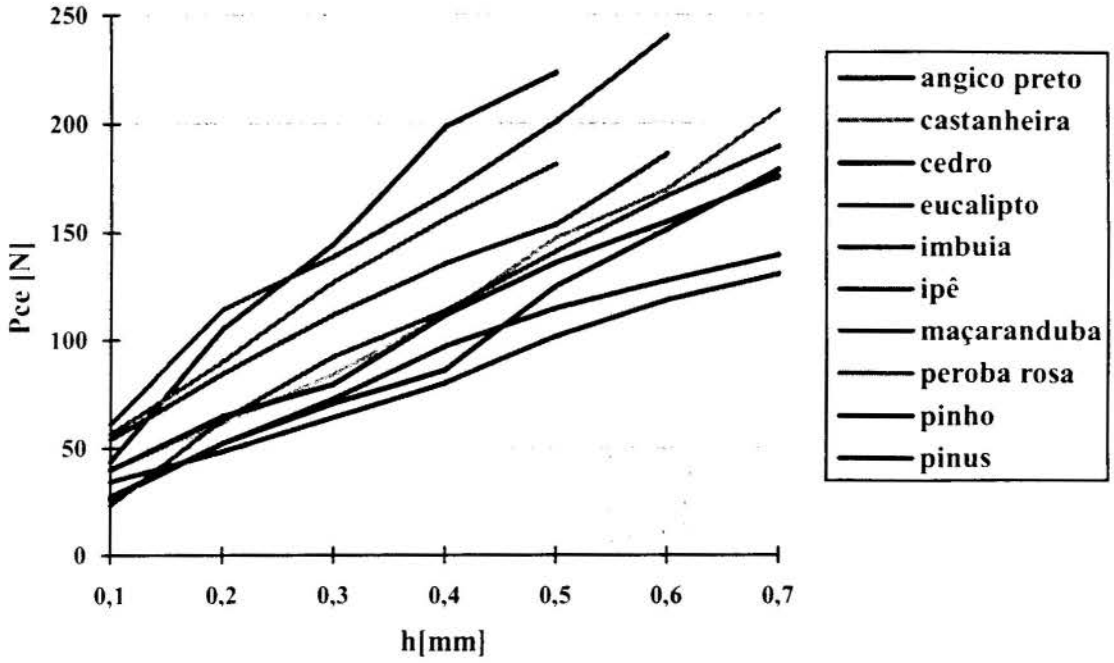


Figura 1 : Gráfico de força de corte em função da espessura de corte para análise da influência da densidade específica de cada espécie, levando em conta a tabela 1.

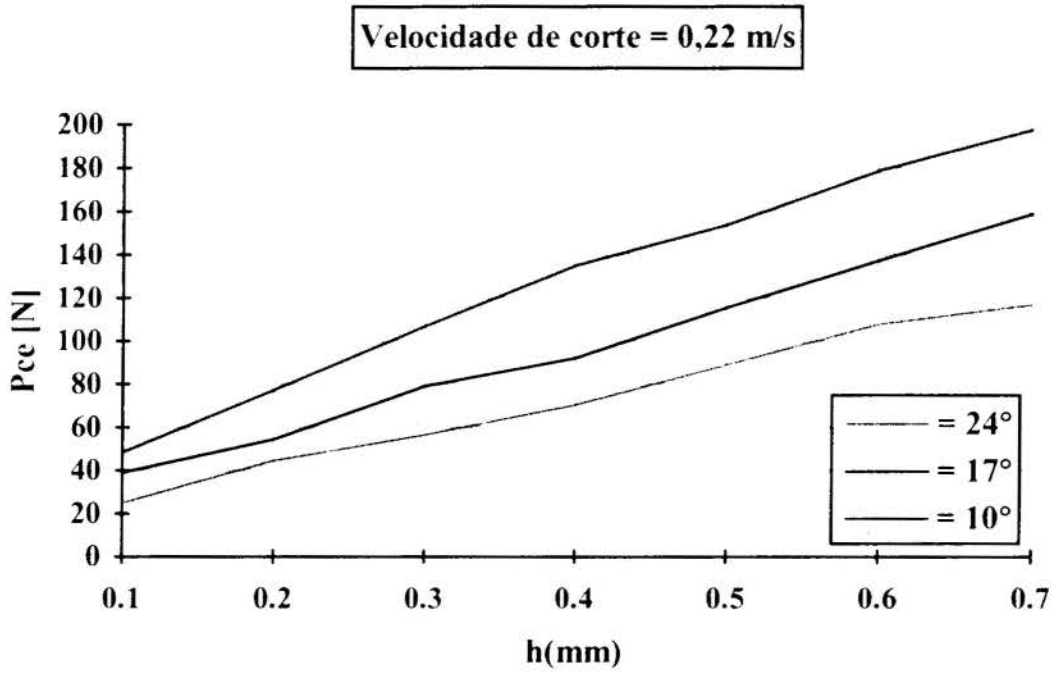


Figura 2 : Gráfico da força de corte em função da espessura de corte para análise da influência do ângulo de saída.

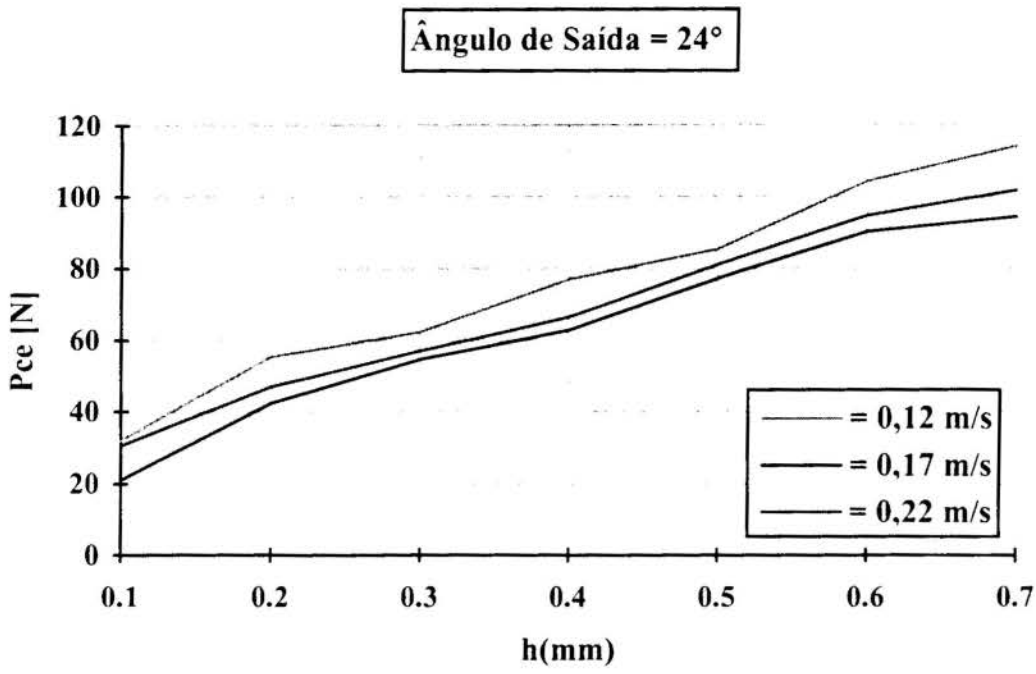


Figura 3 : Gráfico da força de corte em função da espessura de corte para análise da influência da velocidade de corte.

4. CONCLUSÕES

Dado a complexidade da análise dos resultados obtidos, devido ao elevado número de variáveis envolvidas, apresentamos os aspectos conclusivos da influência dos parâmetros estudados de forma isolada, na seguinte sequência: Densidade (ρ), Umidade (MC), Ângulo de Saída (γ_o) e Velocidade de Corte (Vc).

Densidade:

Condição de Umidade Seca ao Ar:

- A espécie de "Imbuia" (ρ = 0,60 g/cm^3) apresentou valores de "Pce" bem inferior em relação ao "Pinho" (ρ = 0,55 g/cm^3) para ângulos de saída de 17° e 24° e qualquer velocidade (Vc) e espessura de corte (h). Em todas condições de ensaio os valores registrados para "Imbuia" foram ligeiramente superior aos da espécie "Pinus" (ρ = 0,32 g/cm^3).

- A espécie "Castanheira" (ρ = 0,77 g/cm^3), para as três velocidades de corte, apresentou menor força de corte paralela que a registrada para o "Pinho" (ρ = 0,55 g/cm^3) quando empregados ângulos de saída (γ_o) de 17° e 24°.

- Para γ_o = 24°, a espécie "Angico Preto" (ρ = 1,15 g/cm^3) apresentou valores de "Pce" superior a todas espécies quando usinadas com espessura de corte (h) superior a 0,3 mm.

- No corte de "Ipê" (ρ = 1,19 g/cm^3) registrou-se menores esforços que para as espécies "Angico Preto" (ρ = 1,15 g/cm^3) e "Peroba Rosa" (ρ = 0,97 g/cm^3), para qualquer γ_o , **Vc** e **h** ensaiado.

- Usinando-se "Peroba Rosa" (ρ = 0,97 g/cm^3), registrou-se elevados valores de "Pce" em todas situações de corte, próximos aos obtidos no corte de "Angico Preto" (ρ = 1,15 g/cm^3).

- Para a espécie "Maçaranduba" (ρ = 1,13 g/cm^3), quanto maior o ângulo de saída, menor a progressão do valor de "Pce" em função de "h" quando comparada às espécies de "Angico Preto" e "Peroba Rosa".

Para a condição de umidade da madeira saturada podemos observar que os valores de "Pce" para espécie de "Pinho" ($\rho = 0{,}55$ g/cm^3) diminuiram bastante, quando comparados as outras cinco espécies ensaiadas nesta condição, principalmente para ângulo da saída $\gamma_o = 24°$, onde "Pce" somente superou os valores registrados para a espécie de "Pinus" ($\rho = 0{,}32$ g/cm^3).Nos ensaios com madeira na condição de umidade seca em estufa, para as seis espécies de menor densidade, podemos concluir:

- Os valores de "Pce" para as espécies de "Pinho" e "Eucalipto" elevaram-se substancialmente quando comparados as outras espécies, principalmente para ângulos de saída de 10° e 17°.
- Para o "Cedro" e "Imbuia" ocorreu um decréscimo de "Pce" comparado as outras espécies, principalmente para ângulos de saída de 17° e 24°.
- A madeira de "Pinus", apesar de menor densidade, apresentou valores de "Pce" próximos da média entre as espécies, para todas condições ensaiadas.

Umidade:

Conforme verificado por vários pesquisadores, a força de corte paralela (Pc) diminui com o aumento do teor de umidade da madeira. De modo geral, o mesmo ocorreu no presente trabalho, porém algumas exceções registradas são aqui listadas:

- Para a espécie "Cedro" - seca em estufa, os valores "Pce" foram menores que nas condições de umidade seca ao ar e saturada, principalmente para maiores ângulos de saída.
- "Pce" para o "Pinho" - seca em estufa foi menor que na condição seca ao ar para $\gamma_o = 24°$.
- As espécies "Imbuia" e "Eucalipto" registraram valores de "Pce" aleatórios para as condições seca ao ar e seca em estufa.
- Na condição saturada, "Imbuia" e "Castanheira" , apresentaram elevados valores de "Pce" para $\gamma_o = 24°$, principalmente para elevadas espessuras de corte.
- Diminuindo o ângulo de saída o correu uma queda de "Pce" para "Castanheira" seca em estufa comparado a condição seca ao ar.

Ângulo de Saída e Velocidade de Corte:

- Tal como a relação entre força de corte e umidade, é sabido que quanto maior o ângulo de saída menor a força de corte para as mesmas condições de corte. Esta confirmação pode ser verificada nos experimentos, tanto mais evidente quanto maior a espessura de corte e a velocidade de corte, porém para as espécies ensaiadas que apresentavam a disposição das fibras de forma bastante desalinhadas em relação a direção de corte, aliado a elevados teores de umidade, esta relação entre γ_o e **Pce** não se confirmou, muito provavelmente devido a dificuldade de obter-se a ruptura completa do cavaco.
- Quanto a influência direta da velocidade de corte sobre a variação da força de corte paralela, nada podemos confirmar, visto que para as diferentes velocidades adotadas não ocorreu variações significativas no valor da força de corte paralela, além de que as curvas para cada velocidade apresentaram comportamento aleatório com o aumento da espessura de corte

5. BIBLIOGRAFIA

Gonçalves, M. T. T. Contribuição para o estudo de usinagem de madeiras -*Dissertação (Mestre - Engenharia Mecânica) EESC-USP*, 241p, São Carlos, 1990.

Gonçalves, M. T. T.Proposta de metodologia para medição dos esforços de corte da madeira - *Dissertação (Doutor - Engenharia Mecânica) EESC-USP*, São Carlos, 148p,1993

Groulund, A. Measuring and Modeling of Cutting Forces, *9th Wood Machining Seminar*, Forest Products Laboratory, pp. 342-350, 1988.

Kivimaa, E. Die sbnittkaft in der Holzbcarbeitung, *Holz als Roh- und Werkstoff*, Vol.10, No.3, pp. 94-108, 1952.

Koch, P. *Wood machining process*, Ronald Press Company., 530p, New York, 1964.

Kolmann F. F. P. and Côte, W. A. J. *Principles of Wood Science and Tecnology*, Vol.1, 592p, Springer-Verlag Berlim, 1984.

Okumura, S.; Okuda, T. and Sugihara, H. Forces on Saw Tooth in Interruped Cutting, *Mokuzai Gakkaishi-JJWRS*, Vol. 33, No. 5, pp. 361-366, 1987.

Stewart,H. A. Cutting forces and surface and flake quality from face-milling combinations, *Forest Products Journal*, Vol. 33, No. 7/8, pp. 27-32, 1983.

Stewart,H. A. Resultant force and surface quality from some face-milling variables. *Forest Products Journal*, Vol. 34, No 5, pp. 21-24, 1984.

Sugiyma, S. Effect of Tool Inclination-Angle on Cutting Force and Frictional Coefficient in the Oblique Cutting of Wood Perpendicular to the Grain, *Mokuzai Gakkaishi-JJWRS*, Vol.30, No. 12, pp. 980-987, 1984.

UNESP

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB948

A DRESSAGEM DE REBOLOS CONVENCIONAIS E SUPERABRASIVOS APLICADOS EM RETIFICAÇÃO DE PRECISÃO - UMA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA / *THE DRESSING OF CONVENTIONAL AND SUPERABRASIVE WHEELS APPLIED TO PRECISION GRINDING - A REVIEW*

CARLOS ELIAS DA SILVA JUNIOR & REGINALDO TEIXEIRA COELHO
Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos - USP - São Carlos
CEP 13560-250 São Carlos, Brasil - E-mail: rtcoelho@sc.usp.br

Abstract

The main objective of the grinding process is to obtain high quality components. As the operation is performed, the grinding wheel loses its sharpness. Thus, the dressing operation becomes part of the grinding operations, with great importance too. The dressing operation modifies the wheel surface (sharpness). The sharpness between two consecutive dressing operations is mainly related to the dressing parameters employed. On the other hand, the sharpness during the entire wheel life time is related to the dressing tool and mainly to its wear rate. Some solutions have been employed to solve this problem, such as the dressing tools using diamonds with constant cross section, instead of the single point one. Several different researches on new dressing methods are analysed at the present work. Research and knowledge about the several different dressing methods allows a better fitting between the new dressing tools and the requirements found in each grinding operation.

Keywords

Métodos de dressagem, retificação, agressividade, rebolos convencionais e superabrasivos / Dressing methods, grinding, sharpness, conventional and superabrasive grinding wheels.

1. INTRODUÇÃO

A operação de retificação usa como ferramenta o rebolo, o qual é constituído por múltiplos grãos abrasivos, distribuídos aleatoriamente e unidos por um ligante. Os tipos de abrasivos disponíveis para a aplicação em rebolos estão divididos em duas categorias: convencional e superabrasivo. Os abrasivos convencionais mais comuns são o Óxido de Alumínio (Al_2O_3) e o Carbeto de Silício (SiC), enquanto os superabrasivos compreendem o diamante, natural e sintético, e o Nitreto de Boro Cúbico (CBN) (Willians *et al.*, 1993). As suas respectivas aplicações estão condicionadas à composição e/ou tipo de fabricação de cada abrasivo, assim como ao tipo de material a ser retificado (Nussbaum, 1988).

Na retificação de precisão busca-se, primordialmente, a manutenção de baixas tolerâncias dimensionais através da minimização do desgaste volumétrico do rebolo. Isto é feito com a utilização de rebolos com maior capacidade de retenção do grão abrasivo. Entretanto, nesta situação ocorre, com o passar do tempo, a perda de agressividade da superfície de trabalho do rebolo. Assim, a operação de afiação da ferramenta, denominada dressagem, passa a fazer parte integrante do processo (Bianchi *et al.*, 1991)

Os resultados da retificação são altamente influenciados pelas condições topográficas da superfície de trabalho do rebolo (Oliveira, 1994), (Yokogawa *et al.*, 1992). Um rebolo gasto produzirá muito calor devido ao atrito e às vibrações, os quais podem prejudicar a resistência e a integridade superficial do produto final (Kuriyagawa *et al.*, 1996), (Maksoud *et al.*, 1996). Uma vez que o procedimento de dressagem provoca uma modificação na topografia da ferramenta, ele deve ser muito bem conhecido

para que se tenha um maior controle sobre o desempenho da operação (Matsui *et al.*, 1986), (Oliveira *et al.*, 1992), (Sen, 1991).

A grande influência que as condições de dressagem podem provocar no desempenho de uma operação de retificação fez com que a quantidade de pesquisas nesta área aumentasse consideravelmente nos últimos anos. Para se ter uma idéia dessa influência, basta dizer que as forças de retificação podem variar cerca de 500%, apenas variando-se as condições de dressagem em um mesmo tipo de operação (Oliveira, 1988).

Pode-se dizer que a dressagem possui três finalidades principais (Silva *et al.*, 1990):

a) a obtenção de concentricidade entre a superfície de trabalho do rebolo e o eixo de rotação;

b) o perfilamento do rebolo para uma operação de forma;

c) a fratura ou remoção dos grãos abrasivos gastos para melhorar a agressividade do rebolo, sendo esta a principal das três.

Antes de mais nada, deve-se fazer uma distinção entre as duas operações que asseguram boas condições operacionais aos rebolos:

Perfilamento (Truing): é a operação de dar forma a um rebolo, quer para fazê-lo girar corretamente centrado, sem batimentos, quer para dar aos bordos um perfil especial, capaz de reproduzir corretamente a forma desejada (Krar *et al.*, 1990), (König *et al.*, 1995).

Dressagem (Dressing): é uma espécie de "reafiação", que consiste em remover grãos arredondados e cegos (rebolo espelhado) ou limpar rebolos "carregados" de cavacos (rebolo empastado). Destina-se também à remoção do ligante para realizar a exposição dos grãos abrasivos (Krar *et al.*, 1990), (Thalmann, 1990).

A busca do conhecimento preciso da influência das condições de dressagem na retificação tem sido difícil, pois a geometria do dressador é um fator de grande importância que freqüentemente não é levado em consideração.

A dressagem de um rebolo pode ser feita de diversas maneiras, utilizando vários tipos de dressadores.

2. TIPOS DE DRESSADORES

Em rebolos convencionais, as operações de perfilamento e afiação são usualmente simultâneas, falando-se então apenas em dressagem do rebolo. Para esta operação utiliza-se uma variedade de ferramentas denominadas genericamente dressadores e que incluem (Stemmer, 1992):

- Bastões dressadores: são prismas de abrasivos (Al_2O_3 ou SiC) ligados, usados para remover a carga de rebolos diamantados, para rebolos de afiação de ferramentas e para quebrar cantos em rebolos utilizados em retíficas sem centros (centerless);

- Discos dressadores: constituídos de material abrasivo, são usados para obter o giro concêntrico de rebolos de diamante e de CBN, e também de rebolos para operações de desbaste. A escolha do disco é determinada pelo tipo de operação. Discos com grãos finos são utilizados para dressar e perfilar rebolos diamantados, enquanto discos com grão grosso são aplicados em rebolos de outros abrasivos;

- Dressadores de ponta única: são utilizados para perfilar e dressar rebolos para operações de precisão, tais como retificação plana, cilíndrica, centerless e interna. Porém, está aumentando o uso de dressadores múltiplos do tipo de matriz. Pontas simples de diamante, quando usadas em rebolos duros, largos, de grande diâmetro, podem ficar com áreas achatadas, as quais cegam o rebolo nas operações subseqüentes de dressagem. Para prevenir esta situação, usam-se múltiplos diamantes alinhados (conglomerado).

- Rolos dressadores: de formas especiais, encontram uso em muitas operações, com a vantagem de assegurarem uma forma geométrica mais precisa no rebolo e, conseqüentemente, na peça retificada.

O perfilamento de um rebolo como o negativo da forma da peça a ser retificada, pode ser feito de várias maneiras:

- esmagamento mecânico do rebolo por meio de um rolo (crusher), de forma apropriada;

- cópia da forma usando uma ponta simples de diamante, com um sistema pantográfico e um gabarito; mais modernamente, por um sistema de comando numérico, CNC;

- retificação da forma no rebolo usando um disco dressador diamantado rotativo;

- retificação da forma com um dressador diamantado estacionário.

Os rolos dressadores diamantados de forma são constituídos a partir de um cilindro metálico no qual é produzida a forma desejada por retificação ou usinagem, sobre a qual são depositados os diamantes.

Dressadores diamantados estacionários são utilizados de forma análoga em operações de retífica plana. O dressador é executado com a forma desejada e os diamantes são dispostos em camadas, quer em jogo simples ou em forma de matriz. O rebolo é conformado por contato com o dressador.

As ferramentas de dressagem são divididas, de acordo com o seu princípio de atuação cinemática, em dois grupos principais: dressadores estáticos e dressadores rotativos.

2.1 Dressadores Estáticos

Os dressadores estáticos não se movimentam na direção da velocidade tangencial do rebolo durante a afiação. Neste grupo tem-se dois tipos básicos de ferramenta: as de ponta única e as conglomeradas. As de ponta única são constituídas de um corpo ou suporte onde é fixado um diamante de ponta única. Nas conglomeradas diversos diamantes são posicionados em uma liga metálica e, de acordo com a configuração diamante/liga, tem-se alguns tipos característicos (por exemplo: bastão dressador, "fliese", etc.) (Oliveira, 1988).

2.2 Dressadores Rotativos

Os dressadores rotativos apresentam, além do movimento de translação, um movimento giratório quando em contato com o rebolo.

O disco dressador e o rolo dressador são basicamente as duas ferramentas rotativas existentes. O disco dressador (ou rebolo dressador) é um disco de liga metálica impregnado com diamantes, com funcionamento semelhante ao de um rebolo. Trata-se de uma ferramenta muito utilizada no perfilamento de rebolos para operações de forma, pois o seu perfil de atuação é bastante uniforme (Oliveira, 1988).

2.3 Desgaste dos Dressadores

Um dos problemas que afetam o desempenho do rebolo diz respeito ao desgaste do dressador. Este problema pode ser melhor visualizado quando se considera o desgaste do diamante do dressador de ponta única. O mecanismo cinemático da operação de dressagem consiste em se deslocar o dressador transversalmente ao rebolo, com este em movimento de rotação (Oliveira *et al.*, 1990). A penetração do dressador a uma determinada profundidade de dressagem (a_d) implica uma largura de atuação de dressagem (b_d), e este valor pode ser determinado medindo-se a ponta do dressador com um projetor de perfis, conforme é apresentado na figura 1. A operação de dressagem provoca o corte e a fratura dos grãos abrasivos pelo dressador, além de gerar uma "rosca" na superfície do rebolo. Desta operação surgem dois efeitos (Oliveira, 1988), (Oliveira *et al.*, 1992):

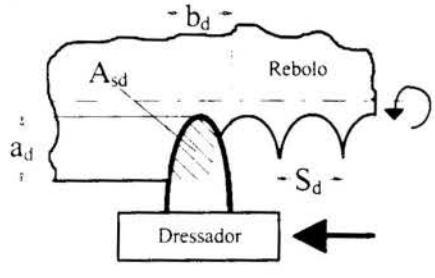


Figura 1 - Parâmetros de dressagem.

a) Macroefeito: a sua formação é função do formato do dressador, da profundidade de penetração deste e do passo de dressagem em que é realizada a operação. Este fenômeno determina a posição em que as arestas dos grãos abrasivos estão localizadas na superfície do rebolo. Pode-se dizer também que o macroefeito corresponde à rosca formada na superfície do rebolo após a passagem do dressador.

b) Microefeito: é formado pelo arrancamento dos grãos desgastados (com baixa ancoragem na liga), e pela fratura dos grãos que não se desgastaram por completo, em que novas arestas de corte são geradas pelo dressador. A agressividade das arestas depende das condições de dressagem e da friabilidade do grão abrasivo (capacidade de formar novas arestas cortantes quando fraturado). O fenômeno do microefeito está portanto relacionado com o tipo de aresta que é formada nos grãos abrasivos durante a operação de dressagem, podendo tornar o rebolo mais agressivo.

Uma vez que o dressador passa com velocidade constante pelo rebolo, se o dressador se desgasta, ocorre uma interferência de um passo sobre o outro. O grau de recobrimento de dressagem (U_d) definido como a razão entre a largura de dressagem (b_d) e o passo de dressagem (S_d), aumenta com o desgaste do dressador. Além da menor agressividade da rosca, o dressador gasto provoca uma menor agressividade do grão, pois não promove a quebra ou arrancamento deste com a mesma facilidade que um dressador novo. Esta menor agressividade do rebolo pode provocar o aumento das forças de corte e a perda mais rápida de afiação dos grãos, levando à queima (Felipe Jr., 1996).

2.4 Vantagens dos Dressadores com Perfil de Atuação Constante

Uma possível solução para os problemas apresentados pelos dressadores de diamante de ponta única seria o uso de dressadores com perfil de atuação constante. A figura 2 apresenta a concepção geral deste tipo de dressador, o qual apresenta as seguintes vantagens:

- Desgaste regular da parte ativa;

- Não necessitam de remontagem;
- Rapidez de dressagem;
- Regulagem simples e única do dispositivo de dressagem;

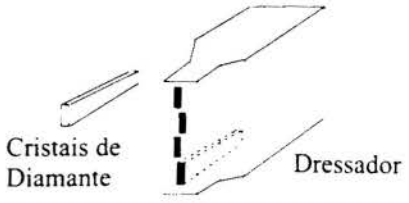


Figura 2 - Dressador com perfil de atuação constante.

3. NOVOS PROCESSOS DE DRESSAGEM

Devido a importância da dressagem no processo de retificação, muitos estudos têm sido feitos, especialmente sobre novos processos. Dentre estes, destacam-se:

3.1 Dressagem a Laser

Neste processo emprega-se um raio laser de alta potência. Na dressagem, o laser é posicionado perpendicularmente à superfície do rebolo, e se desloca em relação a esta com uma velocidade definida pela coordenação entre os pulsos do laser e a velocidade de avanço do feixe, de modo que toda a superfície do rebolo possa ser irradiada. Além disso, este processo permite que, através da determinação dos parâmetros do feixe de laser, os diversos componentes do rebolo tais como grão abrasivo, revestimento do grão e material do ligante, possam ser irradiados a fim de se obter um resultado equivalente à dressagem convencional (Westkämper, 1995).

3.2 Dressagem Elétrica

A dressagem elétrica, por si só, não é uma tecnologia nova. Pode-se dizer que tenha-se iniciado por volta de 1960 nos Estados Unidos (Ohmori, 1992). Os métodos de dressagem elétrica são divididos em dois tipos: Dressagem Eletrolítica e Dressagem por Descarga Elétrica (Tamaki *et al.*, 1992).

3.2.1 Dressagem Eletrolítica

A dressagem eletrolítica em processo (ELID) vem sendo utilizada desde 1989 e se aplica a rebolos superabrasivos com ligante metálico, fazendo uso do fenômeno da eletrólise (Ohmori, 1992), (Ohmori *et al.*, 1995), (Shore, 1993). O rebolo atua como pólo positivo e um eletrodo fixado logo abaixo deste corresponde ao pólo negativo. A eletrólise ocorre num pequeno espaço de 0,1 mm que separa os dois pólos, através do fornecimento de uma corrente elétrica e de uma solução química (eletrólito). Nesta técnica, a eletrólise atua especificamente na remoção do material do ligante do rebolo. O resultado é que, de um modo geral, a protusão dos grãos abrasivos permanece constante, favorecendo a obtenção de uma alta qualidade superficial do componente usinado (Ohmori, 1992), (Ohmori *et al.*, 1995).

3.2.2 Dressagem por Descarga Elétrica

A dressagem por descarga elétrica (ECDD) é indicada para rebolos de diamante com ligante metálico e utiliza a energia da descarga elétrica proveniente de um par de eletrodos, confeccionados em latão, os quais mantém um leve contato com o rebolo. A descarga elétrica acontece instantaneamente quando os eletrodos se separam do rebolo. Neste método apenas o material do ligante do rebolo é removido, não havendo corte mecânico dos grãos abrasivos, o que permite a obtenção de uma protusão máxima de cerca de 60 % do tamanho do grão (Koshi *et al.*, 1996). Os eletrodos podem ser fixos ou giratórios (Tamaki *et al.*, 1992).

3.3 Dressagem através de Jato Abrasivo

A dressagem por jato abrasivo foi recentemente desenvolvida e se aplica a rebolos diamantados de grão ultra-fino com ligante resinóide. O método utiliza um gás a alta pressão (N_2) que acelera pequenas partículas abrasivas (diâmetro de 25 μm) até velocidades de cerca de 100 a 200 m/s. A dressagem em processo é feita pelo direcionamento uniforme deste jato sobre a superfície do rebolo, gerando um grande número de crateras (10 μm de diâmetro). Uma outra aplicação deste método é a formação de ranhuras estreitas sobre a superfície do rebolo. Ambos os processos demonstraram melhorias quanto à vida do rebolo, rugosidade superficial e estabilidade do processo na retificação de espelhamento de cerâmicas (Kuriyagawa *et al.*, 1996).

3.4 Dressagem com Abrasivos Livres

Uma outra técnica existente é a da Dressagem utilizando abrasivos livres. Neste método, um rebolo de CBN com ligante resinóide é fixado num eixo que o aciona. A porção inferior do rebolo é mergulhada num reservatório contendo grãos abrasivos convencionais (Óxido de Alumínio) misturado com óleo. Uma placa de dressagem exerce pressão constante sobre a superfície do rebolo através da ação de uma mola. Quando o eixo é acionado, devido à presença do óleo, os abrasivos livres aderem à superfície do rebolo, passando sob a placa de dressagem. A função dos abrasivos livres ao percorrer a

superfície do rebolo sob a ação da placa é escavar o material do ligante do rebolo, assim como o revestimento dos grãos de CBN, de maneira a expô-los cada vez mais acima da camada de ligante. O processo continua até que a altura média da porção exposta iguale ou ultrapasse o diâmetro dos grãos livres. Atingida esta condição, a dressagem é finalizada (Xiaoping, 1995).

3.5 Dressagem Forçada

Rezaei *et al.*(1989) desenvolveram uma nova técnica para a dressagem de rebolos diamantados com ligante vitrificado, na qual a superfície do rebolo é submetida a uma retificação "creep feed" sobre um bloco de material cerâmico. A grande força de atrito gerada entre a superfície do rebolo e a cerâmica causa um rápido aumento do calor na área de contato. Esta combinação de altas forças e calor causa a quebra dos grãos de diamante, renovando a agressividade do rebolo.

3.6 Dressagem utilizando um Cortador de Segmentos

Um outro método desenvolvido por Rezaei *et al.*(1989) consiste de um cortador provido de duas séries de cinco insertos feitos de Carbeto de Tungstênio. O cortador foi projetado para que os insertos exerçam entre si uma ação de recobrimento, de modo que a largura de corte resulte levemente superior à largura do rebolo. Os insertos possuem quatro arestas de corte, com um ângulo de saída que permite apenas uma única direção efetiva de rotação. A dressagem é executada baixando-se o rebolo diretamente sobre o cortador, com ambos girando na mesma direção e mantendo uma relação de velocidades positiva de 0,9.

3.7 Dressador "Cooltip"

Com relação aos rebolos de abrasivos convencionais, a técnica mais recente é o emprego de um dressador denominado "Cooltip", feito de diamante natural fixado em uma matriz de aço, com um suprimento interno de refrigerante. Os primeiros testes foram realizados com rebolos de Óxido de Alumínio e apresentaram resultados promissores (Maksoud *et al.*, 1996).

4. MÉTODOS DE AVALIAÇÃO DA DRESSAGEM

Dentre os métodos empregados para realizar a avaliação da dressagem de um rebolo, podem ser citados:

4.1 Rugosidade da Peça

A rugosidade superficial da peça está relacionada com os parâmetros de dressagens empregados na operação. Em dressagens grossas, onde o valor do grau de recobrimento é pequeno e o número de arestas atuantes é reduzido, ocorre um aumento na profundidade dos sulcos que darão origem a valores mais elevados de rugosidade. Se a dressagem for fina, isto é, com valores maiores de grau de recobrimento, um número significativamente maior de arestas atuantes divide os esforços e cada grão abrasivo penetra menos na peça, reduzindo assim os valores de rugosidade (Rowe *et al.*, 1993).

4.2 Agressividade da Superfície de Trabalho do Rebolo

A agressividade determina a capacidade do rebolo de remover material em uma operação de retificação. Na operação de retificação a agressividade da superfície de trabalho do rebolo está diretamente ligada à determinação: das forças de retificação, da geração de calor, da integridade superficial da peça, etc. Nakayama (1980) foi pioneiro na elaboração de um método para a quantificação deste parâmetro, o qual pode ser definido como sendo a relação entre a taxa de remoção de material e a força necessária para se efetuar esta remoção (K).

Semelhante a este é o Método do Disco Retificado (Coelho, 1991). Este método consiste em manter um disco, confeccionado com o mesmo material da peça a ser retificada, pressionado contra o rebolo com uma força constante. O valor do deslocamento do disco, que representa a penetração no rebolo, é registrado, ponto a ponto, em função do tempo. Com esses dados é construída uma curva cujo eixo vertical mostra os valores da derivada do deslocamento em relação ao tempo, e no eixo horizontal a relação entre a força normal e a área de contato entre o disco e o rebolo, no instante da medição do deslocamento. A tangente desta curva representa numericamente a agressividade (K) do rebolo (Bianchi, 1992).

4.3 Emissão Acústica

Uma técnica que vem apresentando sucesso nos estudos recentes sobre métodos de avaliação da dressagem de rebolos é a chamada Técnica de Emissão Acústica (EA). Trata-se de um método indireto de monitoramento da operação de retificação aplicado à dressagem (Dornfeld, 1992), (Oliveira *et al.*, 1991). O sensor de emissão acústica possibilita a detecção da posição relativa do dressador e do rebolo

(Oliveira *et al.*, 1994), (Vieira Jr., 1996). Além disso, oferece valiosas informações a respeito da uniformidade do contato entre dressador e rebolo durante a dressagem (Aronson, 1994).

Inasaki (1985) realizou estudos para verificar a influência dos parâmetros de dressagem sobre o sinal de Emissão Acústica e encontrou uma relação direta da profundidade de dressagem (a_d) e do passo de dressagem (S_d) com a amplitude do sinal de emissão acústica. Confirma portanto a possibilidade do emprego da Emissão Acústica no monitoramento da operação de dressagem (Vieira Jr., 1996).

5. TENDÊNCIAS EM OPERAÇÕES DE DRESSAGEM

A técnica ELID possibilita menores esforços de retificação, aliada a uma alta qualidade superficial do componente usinado, podendo até mesmo substituir a lapidação e o polimento (Ohmori, 1992), (Ohmori *et al.*, 1995). Além disso, esta técnica permite a retificação de materiais frágeis no regime dúctil, isto é, sem a ocorrência de fratura frágil no material (Kim *et al.*, 1994).

As vantagens do processo de dressagem a laser são o princípio de trabalho livre de esforços, a ausência de poluição ambiente e a eliminação do emprego de ferramentas de condicionamento de alto custo, como os rolos de forma diamantados. Entretanto, em termos de forças de retificação, rugosidade da peça e desgaste do rebolo, não há diferenças significativas entre um rebolo de CBN dressado por laser e um outro dressado por um bloco de Al_2O_3 convencional ou por um dressador de diamante. Além disso, neste processo a concentricidade do rebolo não pode ser corrigida (Babu *et al.*, 1995), (Westkämper, 1995).

A técnica que emprega o dressador "Cooltip" é de desenvolvimento muito recente, necessitando ainda de aperfeiçoamentos e de um número maior de trabalhos para comprovar a sua aplicabilidade. Quanto ao método que emprega o jato abrasivo, Kuriyagawa *et al.*(1996) obteve melhorias em termos de vida do rebolo, rugosidade superficial e estabilidade do processo.

O rebolo dressado pelo método ECDD apresenta na sua superfície mais espaço para o alojamento dos cavacos e também maior protusão dos grãos abrasivos (sem vestígios de ligante) do que um rebolo dressado por um bastão abrasivo convencional de SiC. Alta protusão dos grãos e espaço para os cavacos resultam em níveis mais baixos de forças de retificação. Além disso, o método dos eletrodos giratórios é superior ao dos eletrodos fixos tanto em circularidade quanto em planicidade da superfície gerada (Tamaki *et al.*, 1992).

O método da dressagem utilizando abrasivos livres tem como principal atrativo a extrema simplicidade e facilidade de aplicação, fornecendo bons resultados em termos de rugosidade superficial da peça usinada, forças de retificação, desgaste do rebolo dressado, avarias térmicas na superfície da peça retificada, etc. (Xiaoping, 1995).

Ambos os métodos propostos por Rezaei *et al.*(1989), a saber, a dressagem forçada e a dressagem empregando um cortador de segmentos, apresentaram resultados satisfatórios em termos de renovação e manutenção da agressividade do rebolo e diminuição da força de retificação. Entretanto, em termos de rugosidade superficial obtida, apenas o método da dressagem forçada mostrou resultados satisfatórios, enquanto o cortador, devido aos danos sofridos nos seus segmentos durante o processo de dressagem, apresentou um resultado bem inferior. A principal vantagem do cortador é a facilidade de substituição dos insertos, os quais são relativamente baratos.

6. CONCLUSÕES

Conclui-se deste trabalho que devido à relativa complexidade do processo de retificação, provocada pelo elevado número de parâmetros que atuam simultaneamente, existem processos de dressagem que podem ser mais adequados do que aqueles que atualmente são comumente empregados, tanto na dressagem de rebolos convencionais quanto de superabrasivos. Além disso, devido às crescentes exigências de qualidade, produtividade e de redução de custos dos dias atuais, o estudo e o conhecimento dos diversos métodos de dressagem permitem uma melhor adequação dos novos dressadores às necessidades específicas de cada operação.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARONSON, B. Precision dressing. *Manufacturing Engineering*, vol. 113, pp.45-48, 1994.

BABU, N.R. & RADHAKRISHNAN, V. Influence of dressing feed on the performance of laser dressed Al_2O_3 wheel in wet grinding. *International Journal of Machine Tools and Manufacturing*, vol.35, pp.661-671, 1995.

BIANCHI, E.C.; OLIVEIRA, J.F.G. Ação das condições de dressagem na vida de rebolos na retificação de precisão, *Anais do XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, pp.341-344, São Paulo, 1991.

BIANCHI, E.C. *Ação da geometria teórica do cavaco no desgaste de rebolos de CBN com ligante resinóide*. São Carlos. 152p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 1992.

COELHO, R.T. *Estudo experimental da profundidade de dressagem de rebolos na retificação de precisão usando o método do disco retificado*. São Carlos. 106p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 1991.

DORNFELD, D. Application of acoustic emission techniques in manufacturing. *NDT & E International*, vol.25, pp.259-269, 1992.

FELIPE Jr., J. *Contribuição para implementação de funções de retificação inteligente (R.I.) utilizando técnicas de monitoramento por emissão acústica*. São Carlos. 138p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 1996.

INASAKI, I. Monitoring of dressing and grinding processes with acoustic emission signals. *CIRP Annals*, vol.1, pp.277-280, 1985.

KIM, J.D. & LEE, Y.J. Mirror surface grinding for brittle materials with in-process electrolytic dressing. *Journal of Materials Engineering and Performance*, vol.3, pp.159-167, 1994.

KRAR, S.F. & RATTERMAN, E. *Superabrasives - grinding and machining*. McGraw-Hill, 1990.

KÖNIG, W. & KLOCKE, F. Appropriate conditioning strategies increase the performance capabilities of vitrified-bond CBN grinding wheels. *CIRP Annals*, vol.44, pp.305-310, 1995.

KOSHI, P. & JAIN, V.K. & LAL, G.K. Mechanism of material removal in electrical discharge diamond grinding. *International Journal of Machine Tools and Manufacturing*, vol.36, pp.1173-1185, 1996.

KURIYAGAWA, N. & YOSHIDA, N. & SYOJI, K. In-process dressing of resinoid-bonded ultra-fine grit diamond wheel using micro-abrasive jet technology. *Proceedings of International Manufacturing Engineering Conference*, Storrs, pp.53-55, 1996.

MAKSOUD, T.M.A. & MOKBEL, A.A. New "cooltip" dresser for alumina wheels. *Proceedings of International Manufacturing Engineering Conference*, Storrs, pp.61-64, 1996.

MATSUI, S. & TAMAKI, J. Effect of dresser type on the surface topography of grinding wheel. *Bulletin of The Japan Society of Precision Engineering*, vol.20, pp. 135-137, 1986.

NAKAYAMA, K. & TAKAGI, J. & IRIE, E. & OKUNO, K. Sharpness evaluation of grinding wheel face by the grinding of steel ball. *CIRP Annals*. vol.1, pp. 227-231, 1980.

NUSSBAUM, G. *Rebolos e abrasivos* - tecnologia básica. São Paulo, Ícone, 1988.

OHMORI, H. Electrolytic in-process dressing (ELID) grinding technique for ultraprecision mirror surface machining. *International Journal of The Japan Society of Precision Engineering*, vol.26, pp. 273-278, 1992.

OHMORI. H. & NAKAGAWA, T. Analysis of mirror surface generation of hard and brittle materials by ELID (electronic in-process dressing) grinding with superfine grain metallic bond wheels. *CIRP Annals*, vol.44, pp. 287-290, 1995.

OHMORI, H. & TAKAHASHI, I. & BANDYOPADHYAY, B.P. Ultra-precision grinding of structural ceramics by electrolytic in-process dressing (ELID) grinding. *Journal of Materials Processing Technology*, vol.57, pp.272-277, 1996.

OLIVEIRA, J.F.G. *Análise da ação do microefeito de dressagem de rebolos no desempenho do processo de retificação*. São Carlos. 272p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 1988.

OLIVEIRA, J.F.G. (1994). Um novo sistema de controle em processo da afiação de rebolos. *Máquinas e Metais*, pp.144-151, 1994.

OLIVEIRA, J.F.G. & BIANCHI, E.C. & SOUZA, G.F. O comportamento da vida de rebolos na retificação: sua importância em máquinas CN/CNC. *Anais do X Seminário de Comando Numérico no Brasil*, pp.01-21, São Paulo, 1990.

OLIVEIRA, J.F.G. & BIANCHI, E.C. & SOUZA, G.F. O desempenho de rebolos pode ser controlado pela dressagem. *Máquinas e Metais*, pp.12-25, 1992.

OLIVEIRA, J.F.G. & DORNFELD, D. & SCHNEIDER, C. A otimização da dressagem e a redução do custo de rebolos. *Máquinas e Metais*, pp.32-44, 1994.

OLIVEIRA, J.F.G. & PERES, A.E. Utilização de técnicas acústicas para o monitoramento do processo de retificação, *Anais do XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, pp.353-356, São Paulo, 1991.

OLIVEIRA, J.F.G. & PURQUERIO, B.M. & COELHO, R.T. & BIANCHI, E.C. Grinding process dominance by means of the dressing operation. *Proceedings of XXIX International Matador Conference*, pp.547-550, Manchester, 1992.

REZAEI, M. & SUTO, T. & NOGUCHI, H. & WAIDA, T. A novel dressing technique for diamond wheels. *Industrial Diamond Review*, vol.49, pp.258-261, 1989.

ROWE, W.B. & CHEN, X. & MORGAN, M.N. The identification of dressing strategies for optimal grinding wheel performance. *Proceedings of XXX International Matador Conference*, pp.195-202, Manchester, 1993.

SEN, P.K. Wheel dressing and natural diamond. *Industrial Diamond Review*, pp.32-38, 1991.

SHORE, P. "Elid" for efficient grinding of super smooth surfaces. *Industrial Diamond Review*, vol.53, pp.318-322, 1993.

SILVA, G. & OLIVEIRA, J.F.G. Tópicos importantes na retificação de precisão. *Máquinas e Metais*, pp.46-52, 1990.

STEMMER, C.E. *Ferramentas de corte II*. Florianópolis, Editora da UFSC, 1992.

TAMAKI, J. & KITAGAWA, T. Electrocontact discharge dressing of metal-bonded diamond wheel (part 1). *International Journal of The Japan Society of Precision Engineering*, vol.26, pp.284-289, 1992.

THALMANN, R. Dressing superabrasive wheels. *Abrasive Engineering Society Magazine*, vol.31, pp.16-18, 1990.

VIEIRA Jr., M. *Avaliação da dureza de rebolos em trabalho através do uso da emissão acústica na dressagem*. São Carlos. 130p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 1996.

WESTKÄMPER, E. Grinding assisted by Nd:YAG lasers. *CIRP Annals*, vol.44, pp.317-320, 1995.

WILLIANS, J. & YAZDZIK, H. The in-process dressing characteristics of vitrified bonded CBN grinding wheels. *Journal of Engineering for Gas, Turbines and Power - Transactions of the ASME*. vol.115, pp.200-204, 1993.

XIAOPING, L. A free-abrasive machining approach to dressing of resin-bonded CBN grinding wheels. *Journal of Materials Processing Technology*, vol.48, pp.223-230, 1995.

YOKOGAWA, M.; YOKOGAWA, K. Development of an untended dressing system for vitrified CBN wheels. *International Journal of The Japan Society of Precision Engineering*, vol.26, pp.290-295, 1992.

Tema 85

CAD/CAM

UNESP

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB1040

GERAÇÃO DE SEQÜÊNCIAS DE USINAGEM A PARTIR DE GEOMETRIAS CRIADAS EM CAD / *TOOL PATH GENERATION FROM GEOMETRIES CREATED IN CAD*

LEANDRO COSTA DE OLIVEIRA, ÁLVARO MICHELLOTTI, ÉLVIO LIMA & RODRIGO PIVETTA
Depto. de Fabricação e Projeto de Máquinas, Centro de Tecnologia, Universidade Federal de Santa Maria
CEP 97105-900 Santa Maria - RS, Brasil - E-mail: leandro@inf.ufsm.br

Abstract

With the purpose optimizing programming of Computer Numerical Controlled lathes, the development of a system for automatic generation of CNC programs based in CAD/CAM concept was performed. Thus, the software AutoCAD was chosen on account of its extensive use in industry and academics. In this software, using AutoLISP language, its was developped a routine that selects entities in the drawing that determines the contour to be executed, was realized. Next, the same routine saves the data of selected entities in DXF format. Starting from this data, another program, implemented in Turbo Pascal, analyses the drawing geometry and produces the CNC program automatically. In this step are distinguished two types of pieces treated in different forms for two algorithms: the growing-geometry pieces and the diverse-geometry pieces. After generation of programs, they are verificated in a simulator for later use in the lathe. In this work, two examples are presented in details, verificated in a simulator and tested in lathe EMCO Compact 5 CNC, of NAFA - CT, UFSM. The results obtained prove the eficiency of system in the face of proposed problem.

Keywords

CAD/CAM, Programação CNC, Usinagem CNC / CAD/CAM, CNC Programation, CNC Machining

1. INTRODUÇÃO

Logo após o término da II Guerra Mundial iniciou-se um período de grande desenvolvimento na indústria aeronáutica em busca de aviões mais sofisticados e conseqüentemente de fabricação mais complexa, exigindo das máquinas recursos que até então, ou não eram disponíveis, ou eram extremamente demorados, trabalhosos e anti-econômicos. Buscando uma solução para esse problema, em 1952, foi desenvolvida a primeira máquina-ferramenta com comando numérico no Instituto de Tecnologia de Massachussets (MIT).

No Brasil, a primeira máquina com comando numérico foi instalada em 1967 tendo havido, no início, um crescimento muito lento, só evoluindo para um crescimento mais rápido a partir de 1972, quando as primeiras máquinas NC começaram a ser fabricadas no país.

Já na década de 80, com a difusão do uso de microcomputadores, os sistemas CAD/CAM, do inglês, *Computer Aided Design and Computer Aided Manufacturing*, que significam Projeto e Manufatura Auxiliados por Computador, promoveram uma revolução na indústria. A possibilidade de edição de desenhos e a criação de modelos geométricos na tela de um

microcomputador, complementados com a posterior manipulação dessas informações geométricas para auxiliar na geração de programas CNC, no controle de produção e até mesmo no planejamento da produção, trouxeram outros rumos para a fabricação de peças por usinagem.

Alguns autores como Cogun (1992) e Jackson & Mittal (1993) desenvolveram sistemas de geração de trajetórias de ferramentas para aplicações em operações de corte sendo que em ambas situações foram considerados desenhos produzidos em sistemas CAD que são interpretados para a definição de um plano de processo.

Considerando as etapas que antecedem à fabricação, após a definição do projeto, Thakar *et al.* (1993) desenvolveram um sistema integrado de planejamento do processo de fabricação e geração de programas CNC para a fabricação de peças de revolução. Tal sistema consistiu de um módulo de planejamento do processo de fabricação formado por bancos de dados com operações, máquinas, ferramentas, fluidos de corte, parâmetros de usinagem, materiais para trabalhar, materiais de ferramentas e posicionamentos de ferramentas. Um módulo de geração de programas CNC recebe informações do módulo de planejamento de processo e informações adicionais tais como: identificação do programa e coordenadas iniciais do programa são fornecidas interativamente pelo usuário. O sistema suporta operações padrões executadas em tornos mecânicos como torneamento cilíndrico, faceamento, furação axial, rosqueamento, etc.

Também considerando a operação de torneamento, Galib & Telles (1993) apresentaram um sistema que reconhece desenhos do AutoCAD e gera os programas CNC para usiná-los em tornos CNC. Posteriormente, Gimenez & Telles (1995) implementaram um interface em AutoLISP para extração de dados referentes aos materiais e componentes utilizados no projeto de produto. Estas informações ficam disponíveis para utilização em bancos de dados e planilhas eletrônicas.

Outros autores como Meeran & Pratt (1993) e Canciglieri & Batocchio (1997) apresentaram uma abordagem baseada em *features*, sendo que os dois trabalhos foram desenvolvidos com o programa AutoCAD. Enquanto o primeiro artigo trata do reconhecimento de *features* nos desenhos, o outro descreve a criação de bancos de dados para gerar, identificar e codificar *features* para uma posterior utilização nas áreas de planejamento do processo de fabricação ou mesmo na geração automática de programas CNC.

Seguindo as tendências atuais, buscou-se nesse trabalho a integração de um sistema CAD bastante difundido comercialmente e com larga utilização tanto no meio acadêmico quanto industrial, com uma proposta de sistema de geração de programas CNC voltado para a fabricação de peças de revolução em tornos mecânicos.

Trata-se, portanto, de um conjunto de programas implementados nas linguagens AutoLISP e Turbo Pascal capazes de reconhecer um perfil selecionado no AutoCAD e a partir disso, gerar um programa CNC para que este perfil seja usinado em um torno CNC.

2. ABORDAGEM PROPOSTA

O sistema de geração de programas CNC proposto para tornos mecânicos permite a utilização do AutoCAD para edição dos desenhos e seleção do perfil, tendo um programa específico para a interpretação das geometrias e geração dos códigos CNC. Para a verificação dos programas gerados foi utilizado um simulador e um torno mecânico CNC.

2.1 Edição de Desenhos

Como o sistema utiliza recursos do AutoCAD através da linguagem AutoLISP, a edição dos desenhos também é realizada nesse programa. Mas isto não é regra geral pois os desenhos podem ser criados em outro *software* e exportados para AutoCAD através de padrões gráficos de

interfaceamento como IGES ou DXF. Os desenhos são elaborados sem nenhuma característica especial, ou seja, não é necessário a criação de desenhos específicos para a geração de programas CNC, conforme ilustra a figura 1. O desenho de peças de revolução geralmente apresenta em uma das vistas o perfil da peça, que será usado pelo sistema de geração de programas CNC.

As demais informações contidas nos desenhos como cotas, tabelas, cortes e legendas não são analisadas pois não têm influência na operação de gerar os programas CNC. Dessa forma, a edição dos desenhos nesse sistema não constitui uma tarefa a mais, nem é mais complicada visto que o objetivo é tornar sua utilização mais prática e versátil.

2.2 Seleção de Perfil

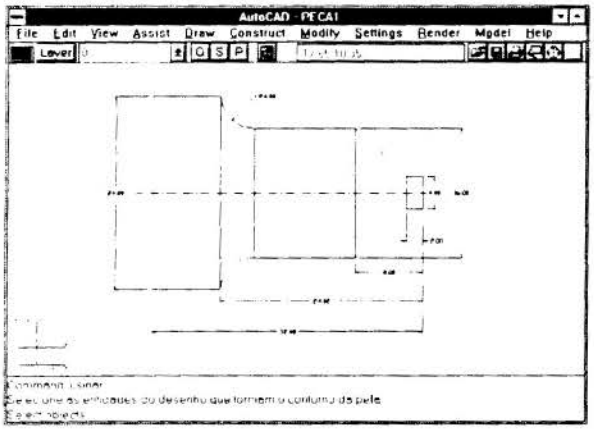


Figura 1 - Edição do desenho no AutoCAD

Tendo os desenhos das peças a serem fabricadas, a tarefa seguinte nesse sistema é a seleção do perfil externo da peça para a geração do programa CNC correspondente. Essa seleção é ativada através da rotina *usinar*, desenvolvida na linguagem AutoLISP. Essa rotina é carregada automaticamente quando o usuário executa o programa AutoCAD e cria um novo comando denominado *usinar*, que funciona como qualquer outro comando do AutoCAD, ou seja, basta digitar *usinar* na linha de comando, no rodapé da tela, e a rotina passa a ser executada. A seleção segue as mesmas possibilidades dos comandos do AutoCAD, sendo uma entidade por vez através do clique do *mouse* quando o cursor deste estiver sobre a mesma. Feita a seleção, essa mesma rotina grava um arquivo externo em formato DXF com os dados das entidades selecionadas.

2.3 Arquivos de Interfaceamento

O AutoCAD permite a geração de arquivos de interfaceamento gráfico seguindo o padrão DXF (*Drawing Interchange File*), o que possibilita a manipulação dos dados referentes a cada desenho por outros programas. Neste formato é criado o arquivo com os dados do perfil selecionado para a geração do programa CNC.

Considerando o domínio de peças compreendido por este sistema, o arquivo do perfil apresenta dados de retas e arcos.

2.4 Programa FURBOCAM

Figura 2 - Tela do programa FURBOCAM

O programa FURBOCAM é o módulo principal do sistema. Resumidamente, ele interpreta o perfil da peça num arquivo DXF e com as informações sobre as ferramentas e os movimentos da máquina, gera um programa CNC para usiná-la.

Este programa, implementado em linguagem Turbo Pascal, analisa o arquivo contendo os dados sobre o perfil selecionado no AutoCAD. Nessa etapa, faz uma verificação das entidades contidas nesse arquivo e exibe o perfil selecionado anteriormente, conforme mostra a figura 2.

Na seqüência, o programa solicita ao usuário que informe os dados relativos ao material bruto que será usinado e a posição da ferramenta em relação ao zero-peça, que nesse caso foi padronizado na extremidade direita da peça, no centro.

A seguir, o programa transforma as entidades oriundas do desenho em seções a serem usinadas, deixando os dados num formato mais apropriado à análise a ser realizada para a geração do programa CNC. Foram considerados 2 tipos de peças: peças de geometrias crescentes, ou seja, aquelas cujas seções apresenta diâmetros crescentes no sentido negativo do eixo z (da direita para a esquerda), e peças de geometrias diversas, não enquadradas na condição anterior. Para as geometrias crescentes foi implementado um algoritmo que considera uma ferramenta de desbaste à direita para a realização da usinagem do perfil e uma ferramenta de seccionamento apenas para cortar a peça. Este algoritmo consiste na utilização de ciclos de torneamento longitudinal (G84) para a realização do desbaste em todos os segmentos cilíndricos, conforme figura 3.

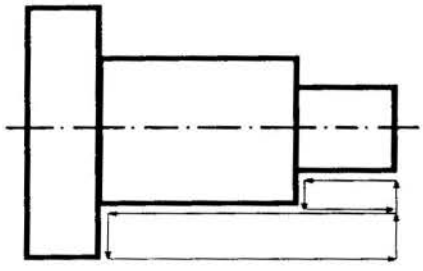


Figura 3 - Ciclo de Torneamento

Para os segmentos cônicos ou formados por arcos desenvolveu-se padrões de usinagem considerando a profundidade de corte recomendada. A figura 4 demonstra como determinar as trajetórias para estes tipos de segmentos.

Ao final gera-se uma trajetória de acabamento por todo o perfil da peça, retirando uma pequena camada de material com outras condições de corte.

Para o caso de geometrias que não se enquadrem no caso anterior, definidas, nesse trabalho, por geometrias diversas, foi desenvolvido um outro algoritmo. Neste caso, o primeiro passo é fazer uma *cobertura* definindo uma peça de geometria crescente nesta peça, conforme a figura 5. Isto é realizado determinando as interseções de retas correspondentes a diâmetros escalonados. Deste modo aplicam-se ciclos de torneamento longitudinal para realizar o desbaste desses segmentos.

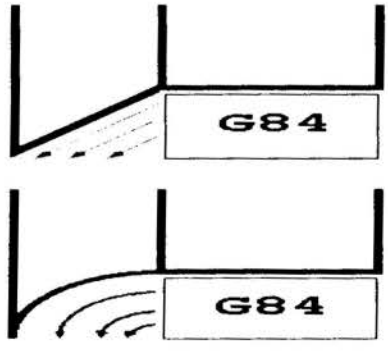


Figura 4 - Segmentos não cilíndricos

Como não é uma peça com dimensões crescentes, existem alguns segmentos com dimensões menores que definem, no perfil, características que foram chamadas de cavidades, ou seja, segmentos com menor dimensão que no desenho do perfil plano determinam depressões. Nesse trabalho considerou-se como restrição a utilização de cavidades formadas por dois e três segmentos, podendo estes definirem seções cilíndricas, cônicas ou limitadas por arcos.

Após a retirada do material através do ciclo de torneamento longitudinal, segue o algoritmo na determinação de estratégias para usinar as cavidades. Para essa etapa foram estruturados procedimentos específicos para as situações possíveis relacionando os tipos de segmentos às ferramentas usadas em sua usinagem, como por exemplo a cavidade da direita, representada na figura 5, que deve ser usinada com uma ferramenta de sangrar sendo que a largura da ferramenta e da cavidade (entalhe) são restrições desse caso.

2.5 Verificação dos Programas CNC

Os programas CNC gerados por este sistema foram simulados pelo sistema SDCNC, implementado por Oliveira & Camargo (1993) e posteriormente executados num torno mecânico EMCO Compact 5 CNC mostrado na figura 6.

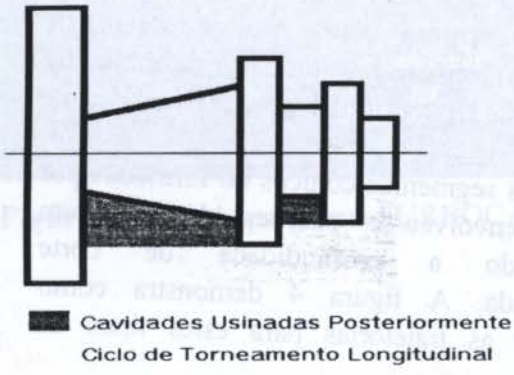


Figura 5: Desbaste inicial

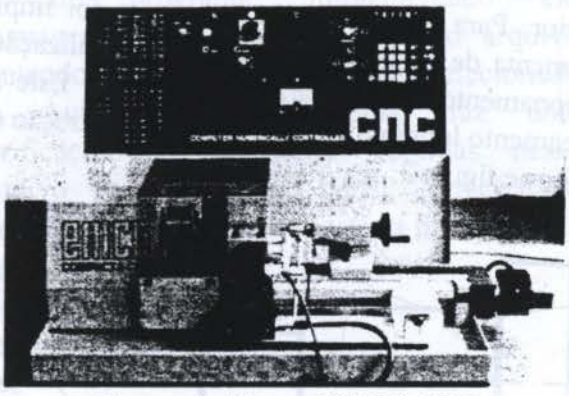


Figura 6 - Torno EMCO CNC

3. RESULTADOS

Para apresentar os resultados obtidos com o sistema desenvolvido foram selecionadas duas peças, sendo uma de geometrias crescentes e a outra de geometrias diversas.

3.1 Caso 1

A primeira peça, mostrada na figura 7, apresenta geometrias crescentes no sentido do eixo z negativo, ou seja, da direita para a esquerda. Para esse caso a estratégia adotada é retirar o material usando ciclos de torneamento longitudinal (G84), finalizando com a usinagem dos cones e superfícies côncavas ou convexas. A simulação realizada, conforme ilustra a figura 8, demonstra o resultado final obtido.

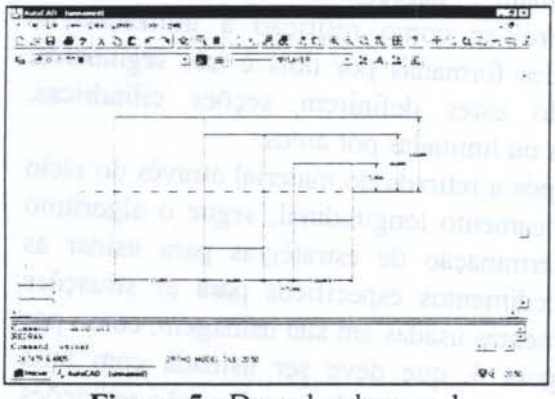


Figura 5 - Desenho da peça 1

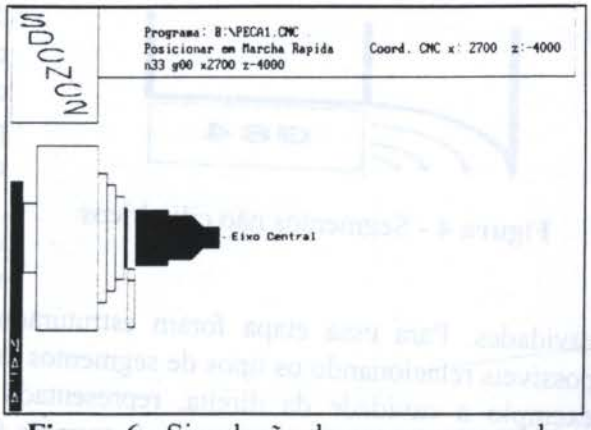


Figura 6 - Simulação do programa gerado

3.2 Caso 2

A segunda peça, mostrada na figura 9, apresenta geometrias diversas pois não tem dimensões crescentes no sentido do eixo *z* negativo, ou seja, da direita para a esquerda. Para esse caso a estratégia adotada é retirar o material usando ciclos de torneamento longitudinal (G84) finalizando com a usinagem dos cones, superfícies côncavas ou convexas e das cavidades encontradas.

A simulação realizada, conforme ilustra a figura 10, demonstra o resultado final obtido.

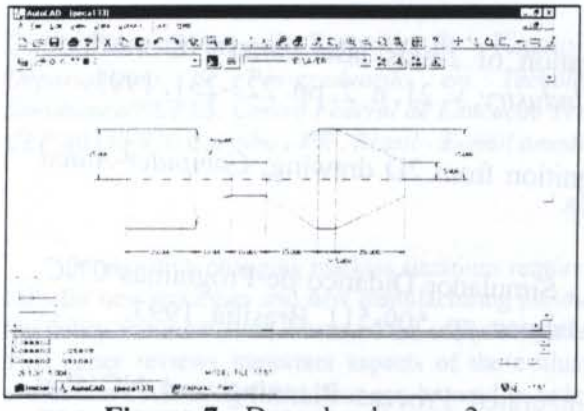


Figura 7 - Desenho da peça 2

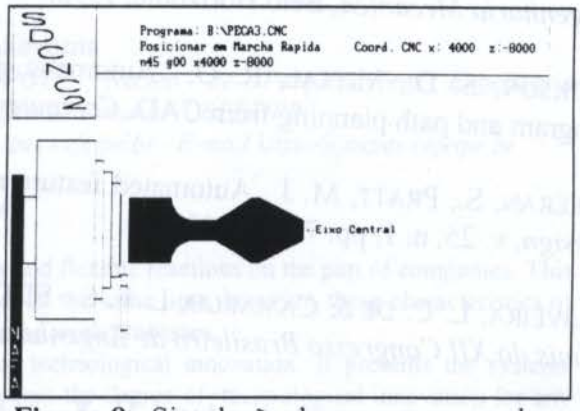


Figura 8 - Simulação do programa gerado

4. CONCLUSÃO

A proposta de desenvolvimento de um sistema de geração de programas CNC que interprete dados provenientes de um sistema CAD partiu da necessidade de dispor de um sistema CAM de baixo custo e bastante versátil. O estudo desenvolvido, fundamentado nos trabalhos consultados, permitiu a confirmação das possibilidades de implementação de um sistema capaz de executar as tarefas propostas. Sem dúvida alguma, a agilidade e rapidez proporcionados permitem uma maior liberdade ao projetista na criação de peças do domínio considerado, ou seja, peças de revolução.

Certamente, os programas gerados por esse sistema poderiam ser implementados de outra forma. Para cada situação, um programador diferente poderia desenvolver outra seqüência de operações, entretanto, como trata-se de um sistema computacional, alguns padrões foram assumidos. Percebe-se que muitos desses programas poderiam ser otimizados pois as situações são muito variadas e a necessidade do uso de algumas restrições faz com que muitos casos possam ser tratados de forma diferente. O próprio estudo de métodos de otimização de programas CNC considerando, talvez, outros tipos de ferramentas, redução das trocas destas, melhores condições de usinagem com dados específicos, e redução do tempo de usinagem, pode ser desenvolvido.

5. REFERÊNCIAS

AUTODESK, Inc. AutoCAD Release 10 Reference Manual, 1989.

AUTODESK, Inc. AutoLISP Release 10 Programmer's Reference, 1989.

CANCIGLIERI, O. J., BATOCCHIO, A. Features para peças rotacionais para integração de projeto e fabricação, *Máquinas e Metais*, n. 378, pp. 134-141, 1997.

COGUN, C. NC parts programs generation from CAD exchange files, *Computers in Industry*, v. 20, n. 2, pp. 193-202, 1992.

GALIB, F., TELLES, G. N. Uma Interface CAD/CAM, *Anais do XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, pp. 1755-1758, Brasília, 1993.

GIMENEZ, C., TELLES, G. N. Uma Interface CAPP/CAM, *Anais do XIII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Belo Horizonte, 1995.

JACKSON, S. D., MITTAL, R. O. Automatic generation of 2-axis laser-cutter NC machine program and path planning from CAD, *Computers in Industry*, v. 21, n. 2, pp. 223-231, 1993.

MEERAN, S., PRATT, M. J. Automated feature recognition from 2D drawing, *Computer-Aided Design*, v. 25, n. 1, pp. 7-17, 1993.

OLIVEIRA, L. C. DE & CAMARGO, L. F. S. SDCNC - Simulador Didático de Programas CNC, *Anais do XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, pp. 509-511, Brasília, 1993.

THAKAR, G., SHANKER, K., JAIN, V. K. An Integrated Process Planning and NC Part Programming System for Rotational Components, *Computers in Industry*, v. 21, pp. 341-357, 1993.

UNESP

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB119

PROBLEMAS NA INTEGRAÇÃO DE SISTEMAS CAD/CAE/CAM NO PROCESSO DE INJEÇÃO DE PLÁSTICO/ *SYSTEMS INTEGRATION PROBLEMS ON CAD/CAE/CAM IN THE PLASTIC INJECTION PROCESS*

Carla Cristina Amodio Estorilio & Kazuo Hatakeyama
Departamento de Pós-graduação em Tecnologia/PPGTE, Núcleo de Pesquisa em Engenharia Simultânea/NUPES. Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná - CEFET/PR
CEP 80230-910 Curitiba - PR , Brasil - E-mail amodio@nupes.cefetpr.br - E-mail kazuo@nupes.cefetpr.br

Abstract

Permanently changing markets situations require quick and flexible reactions on the part of companies. This calls for new strategies and new manufacturing philosophies. At the same time, however, these characteristics of flexibility and innovation increased the complexity of managing work processes.
This paper reviews important aspects of the evaluation of technological innovation. It presents the systems evaluation CAD/CAE/CAM that can be used in order to access the degree of technological innovation for any given project.

This computational tools with: Computer Aided Engineering (CAE), numerical simulations and computational tools are incorporated in the productive process through the establishment of a multidisciplinary environment (concurrent engineering) with adequate task management.

Keywords

new strategies, new manufacturing philosophies, concurrent engineering, Computer Aided Engineering (CAE), numerical simulations, computational tools.
novas estratégias, nova filosofia de manufatura, engenharia simultânea, simulação numérica, ferramentas computacionais.

1. INTRODUÇÃO

O mercado exige cada vez mais competitividade por parte das empresas. Estas por sua vez, respondem com inovações de produtos e processos que lhes possam garantir espaços nesse mercado. Neste contexto de concorrência acirrada, a empresa possui diversas alternativas quando busca o aumento da sua competitividade, entre elas uma nova metodologia de trabalho, a Engenharia Simultânea, associada a ferramentas computacionais CAD/CAE/CAM, com o objetivo de automatizar o projeto e a fabricação do produto.

2. ENGENHARIA SIMULTÂNEA

Pode-se definir a Engenharia Simultânea como uma metodologia de trabalho, onde os atuantes formam um grupo multidisciplinar e multifuncional de forma que todos os fatores do produto estejam bem representados.

Ela se caracteriza como uma estratégia empresarial, onde a preocupação maior está em assegurar a interação dos membros da equipe do projeto, onde o uso de redes em computadores e sistemas de comunicação globalizados, tornam cada vez mais viável este objetivo. Ela visa também a compressão do tempo para o desenvolvimento de seus projetos, porém não necessariamente fazendo o uso de "hardware" ou "software" de ultima geração, pois embora os sistemas CAD/CAE/CAM sejam muito utilizados na Engenharia Simultânea, visam prioritariamente a automação do trabalho de projetar, contribuindo também para a redução dos custos e prazos no desenvolvimento dos produtos, assim como a antecipação de problemas, porem, por si só não implicam em um modelo menos serial de desenvolvimento.

Um bom indicador da intensidade com que a Engenharia Simultânea está sendo aplicada, é verificando o grau de paralelismo que ela consegue imprimir às atividades de desenvolvimento de seus projetos e concomitantemente, a freqüência com que são utilizadas as equipes multidepartamentais e interdisciplinares.

3. APLICAÇÃO DE MÉTODOS COMPUTACIONAIS NA ENGENHARIA

Devido as grandes transformações que estão ocorrendo nos processos produtivos, decorrentes de novas tecnologias que surgem em ritmo acelerado, a empresa hoje deve estar cada vez mais preparada para enfrentar esta nova realidade.

Os métodos computacionais do tipo CAD/CAE/CAM, entram neste contexto como auxiliar no desenvolvimento de novos produtos.

Este trabalho visa mostrar como estas três ferramentas se comunicam dentro deste cenário de Engenharia Simultânea, com um enfoque maior na Engenharia Auxiliada por Computador (CAE) utilizada especificamente para a simulação de injeção de plástico.

Começaremos definindo estas ferramentas computacionais;

CAD: Desenho Auxiliado por Computador. Existe hoje no mercado, aproximadamente 45 "softwares" diferentes utilizados para desenho. Normalmente tem-se nestes "softwares"s a possibilidade de utilizar o seu potencial para desenhar em duas dimensões (2D) ou em três dimensões (3D). A diferença é que quando se utiliza o 2D, simplesmente se está trocando a prancheta manual por uma eletrônica, porém, a saída continua sendo a mesma: o desenho simplesmente. A grande vantagem neste caso, é que se dispõe de grande facilidade de criar e alterar o desenho, sem precisar refazê-lo ou rasurá-lo. Edita-se e imprime-se um novo desenho. No caso de utilizar o 3D (modeladores geométricos tridimensionais), além de gerarmos um desenho como opção disponivel pelo sistema, tem-se como possibilidade a integração dos sistemas CAE/CAM. Pode-se transferir o produto modelado para um "software" para análises de diferentes tipos (CAE) ou para um sistema que possa simular a fabricação deste produto (CAM), ou seja, integrar todas as etapas do projeto. Cada vez mais, os sistemas CAD estão caminhando para o modelamento virtual do produto e para a simulação da sua manufatura de modo integrado. Com isso, o fabricante não é mais surpreendido por imprevistos, já que tudo passa a ser analisado previamente e controlado virtualmente.

CAE: Engenharia Auxiliada por Computador. O mercado oferece vários "softwares" para diversas áreas de atuação da engenharia. Existem "softwares" para simulações de transferência de calor, vibrações, resistência dos materiais, injeção de plástico, circuitos analógicos e digitais,etc. Este sistema possui interface com os sistemas CAD, porém, ele normalmente apresenta seu próprio sistema CAD. O motivo pelo qual as pessoas preferem inserir o modelo previamente gerado num sistema exclusivo CAD, é que um sistema CAD/CAE tem como objetivo principal ser um bom CAE e não um sistema eficiente na parte de CAD, portanto, na maioria das vezes torna-se um processo difícil modelar num ambiente

como este, pois seus recursos são precários se comparados com um CAD exclusivo. A grande vantagem do sistema CAE, é que permite analisar as resultantes de um processo de fabricação ou fazer uma análise estrutural do produto, antes mesmo dele ser fabricado, o que facilita a alteração do projeto antes da sua execução, evitando assim, perdas ou produtos de baixa qualidade.

- Alguns "softwares" da linha CAD/CAE são citados abaixo.

Mentor Graphics (Falcon Framework, Design Architect, Idea Station, Board Station, Board Station, Quick/VHDL, AccuSim, Continuum Connector, DSP Architect, QuickPath, Quiet, AutoTherm, AutoFlow, FlowXpert, Xpert Builder, LMS Manager, LMS User, BPL-CAD, PCB Mech I/F, Telecom Sim Lib, Assynt C30)
Synopsys (SmartModel)
PTC (Sheetmetal Designer, Advanced Designer Package, Pro/Library Access, Pro/Moldesign, Pro/Cabling, ProP /Diagram, Pro/Harness-MFG, Pro/Mesh, Pro/ECAD, Basic Library, Connector Library, Mold Base Library, Pro/Mechanica)
Ansys (Ansys Research Package, Ansys Connection for Pro/E)
"Moldflow" (Cool & Flow), etc.

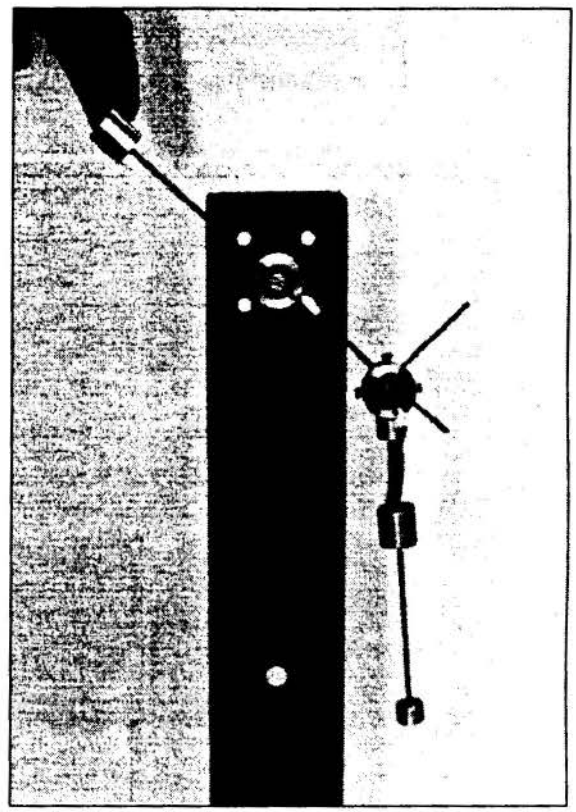


Figura 1: Sistema Físico.

- Algumas imagens geradas nos sistemas CAD/CAE são apresentadas nas figuras 1, 2, 3, 4.

O trabalho mostrado nas figuras 1 e 2, teve como produto final, animações gráficas do comportamento dinâmico de alguns protótipos experimentais. A comparação entre os movimentos destes protótipos e das resultantes das simulações numéricas visaram demonstrar o significado físico das equações de movimento obtidas através dos princípios e axiomas da Dinâmica, postulados por Newton, Euler, D'Alembert, Jourdain e Lagrange.

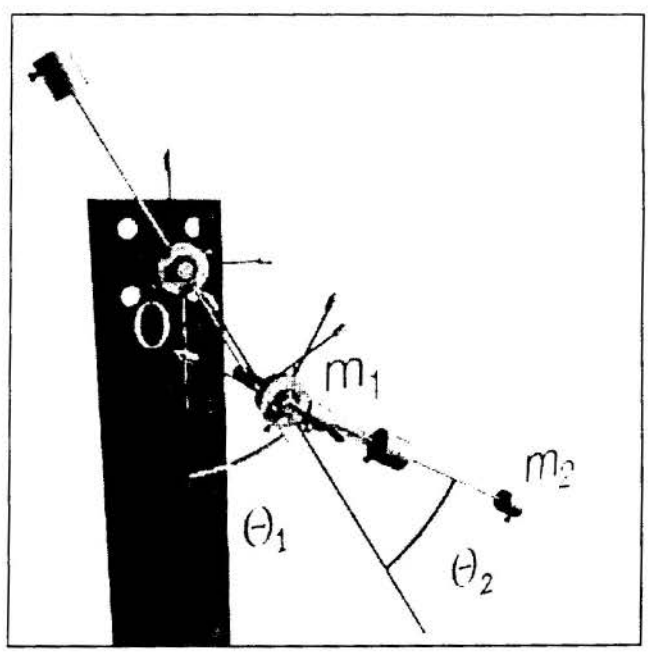


Figura 2: Modelo Mecânico

Nas figuras 3 e 4 são apresentadas algumas imagens geradas no sistema CAE ("Moldflow")

Este trabalho teve como resultado, simulações gráficas do comportamento do fluxo do material plástico, dentro da cavidade do molde. Na figura 3, observa-se o gradiente de temperatura na peça plástica, o gradiente de pressão, o tempo de preenchimento da peça e a tensão de cisalhamento.

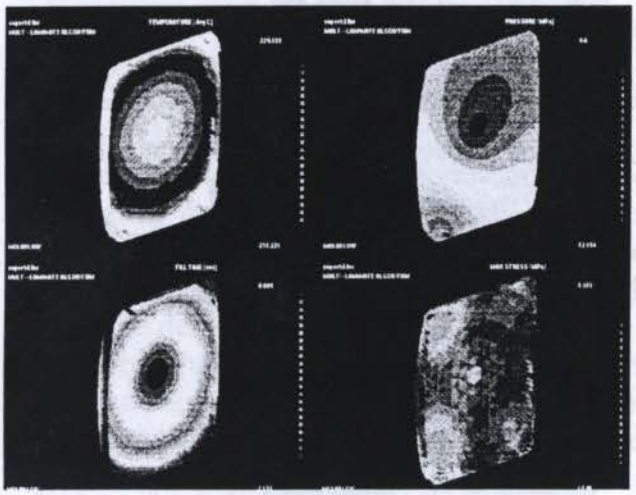


Figura 3: Temperatura, pressão, tempo de injeção e tensão de cisalhamento

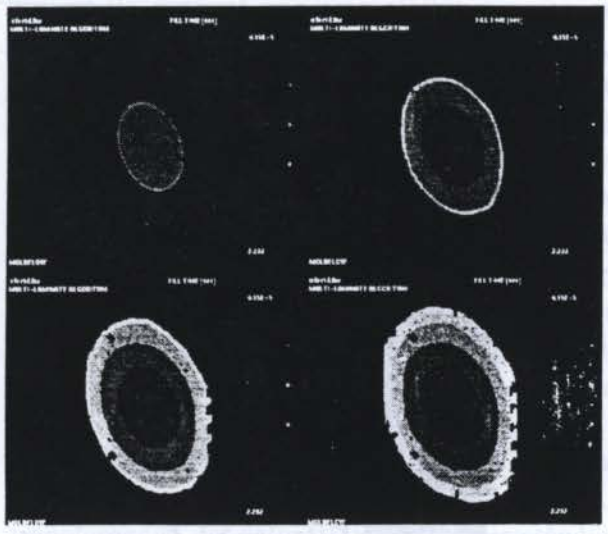


Figura 4: Preenchimento da Cavidade

CAM; Manufatura Auxiliada por Computador. Existem vários "softwares" nesta linha. Estes programas tem como objetivo principal a simulação da fabricação do produto, transferindo informações após a simulação, direto para a máquina de comando numérico (responsável pela fabricação do produto), apta a receber este tipo de informação. Após compilar estes dados, a máquina gera o produto como indicado na simulação. A vantagem deste sistema, é que o operador não precisa gerar o programa na máquina para obter uma fabricação precisa, ele simplesmente entra com os parâmetros adequados exigidos pelo "software", que após a simulação, gera o programa que vai orientar o que a máquina deve fazer. Evita-se erros com este sistema, porque se o usuário errar na localização da ferramenta, isto estará visível na simulação, podendo ser facilmente modificado.

É importante salientar que as estratégias e metas de uma empresa que deseje adotar estes sistemas, devem estar bem delineadas e entendidas por todos aqueles que serão os usuários diretos ou indiretos do sistema, para que seja evitado falhas e problemas decorrentes do mau planejamento das aquisições tecnológicas.

4. PROCESSO DE INJEÇÃO DE PLÁSTICO E FERRAMENTAS CAD/CAE ASSOCIADAS

O processo de injeção de plástico é utilizado para a fabricação de peças plásticas não descartáveis e mais elaboradas, onde torne-se necessário um bom acabamento e a garantia dimensional do produto. Ele consiste basicamente em forçar o material plástico no estado pastoso, inicialmente em forma de grãos, por meio de um êmbolo ou rosca transportadora através de um cilindro aquecido, até um bocal que o conduz a um

molde pré-aquecido, no qual o material preenche as cavidades existentes. A extração da peça se dá após o resfriamento do molde (com um sistema de refrigeração apropriado), no momento em que a peça atinge uma temperatura que lhe garanta a forma exigida.

Neste processo, existe alguns fatores críticos como:

1. Localização do ponto de injeção em local apropriado para que o material chegue até o final da peça ao mesmo tempo em todas as direções.
2. Obtenção do mesmo gradiente de pressão em todas as linhas de fluxo.
3. Manutenção das tensões de cisalhamento dentro do limite admissível pelo material.
4. Prevenção contra linhas de solda na peça.
5. Realização de um balanceamento adequado para o perfeito preenchimento das cavidades e canais de alimentação.
6. Prevenção contra a degradação do material.
7. Tempo de ciclo razoável, que envolve (fechamento do molde, injeção do material, permanência do pistão ou recalque, retorno do pistão, resfriamento do molde, abertura do molde e extração da peça)

A aplicação do CAE como auxiliar no projeto de moldes de injeção, torna-se útil para simular estes fatores críticos no processo.

Um "software" de CAE que está sendo utilizado para este tipo de simulação é o "Moldflow".

Apesar da área de injeção de plástico ter apresentado um crescimento acelerado nos últimos anos, pois cada vez mais os materiais metálicos vem sendo substituídos por plásticos, poucas indústrias na área fazem uso desta tecnologia.

O "Moldflow" é um "software" de CAD/CAE, que tem como objetivo principal auxiliar no projeto de moldes de injeção, fornecendo algumas análises relativas ao comportamento do fluxo de material na cavidade do molde e conseqüências relativas ao processo.

A forma como o "Moldflow" trabalha é a seguinte; o modelo do produto em 3D é gerado no "Moldflow" ou em outro "software" de CAD compatível (o Pro/Engineer tem uma boa comunicação, gerando arquivos de transferência (patran)). É gerado na seqüência uma malha na peça (construída na mediana da sua espessura), pois o "Moldflow" trabalha com elementos finitos e nesta malha ele identifica cada nó e cada elemento inserido nela.

Após o "Moldflow" entender este modelo como uma peça possível de ser analisada, entra-se com os dados que definirão as condições de contorno no processo. Para uma análise simples de preenchimento, basicamente insere-se os seguintes dados; material a ser utilizado para a fabricação do produto, ponto de injeção na peça, temperatura do plástico na entrada do molde e temperatura do molde. Pode-se fornecer o tempo de injeção estimado para este processo ou simplesmente deixá-lo no ciclo automático, para que o "software" forneça o melhor tempo em função da menor pressão gerada durante o processo num espaço de tempo suficiente para preencher a cavidade.

As resultantes deste tipo de análise são; força de fechamento, gradiente de pressão e temperatura na peça, taxa e tensão de cisalhamento, tempo de injeção, linhas de solda, bolhas de ar, direção do fluxo, balanceamento dos canais de alimentação quando injetado mais de duas peças, preenchimento da cavidade, etc.

Um exemplo de utilização do "Moldflow" e sua colaboração para um bom preenchimento da cavidade num processo de injeção, é no caso de peças onde os caminhos percorridos pelo material são diferentes em todas as direções. Pode-se pegar como exemplo neste caso, os potes de sorvetes retangulares. O "Moldflow" faz o balanceamento do fluxo, fazendo com

que o material plástico parta do ponto de injeção e chegue nos extremos da peça ao mesmo tempo em todos os pontos. Para realizar este balanceamento, o "Moldflow" indica a variação de espessura por faixa nas diferentes linhas de fluxo, permitindo com isto, que o material possua maior ou menor restrição para percorrer o seu caminho, permitindo que o material chegue ao extremo da peça no mesmo instante em todas as direções. Com isto, evita-se o desbalanceamento e o empenamento da peça.

Esta é uma das contribuições que o "Moldflow" pode oferecer, porém existem muitas outras análises e correções possíveis com este "software". Quanto aos outros sistemas no processo de injeção, pode-se dizer que é possível a utilização dos três sistemas (CAD/CAE/CAM).

A princípio, o desenhista executa o modelo 3D do produto que será injetado. Este modelo pode ser transferido para o "Moldflow" como já foi citado ou pode ser usado para modelar o molde num outro "software" de CAD ("Pro/Sheetmetal") de forma bem simplificada. Este modelo por sua vez, pode ser inserido num "software"de CAE para análise estrutural. Para a simulação da fabricação do molde que será usinado, insere-se o modelo das placas do molde num "software"de CAM, que vai passar as informações para uma máquina de comando numérico, a qual executará o trabalho nas placas metálicas.

Com as placas do molde prontas, monta-se o molde e o encaixa na máquina injetora para dar início ao processo de fabricação do produto. O ajuste dos parâmetros da máquina se torna mais rápido, devido a simulação prévia do processo em CAE ("Moldflow").

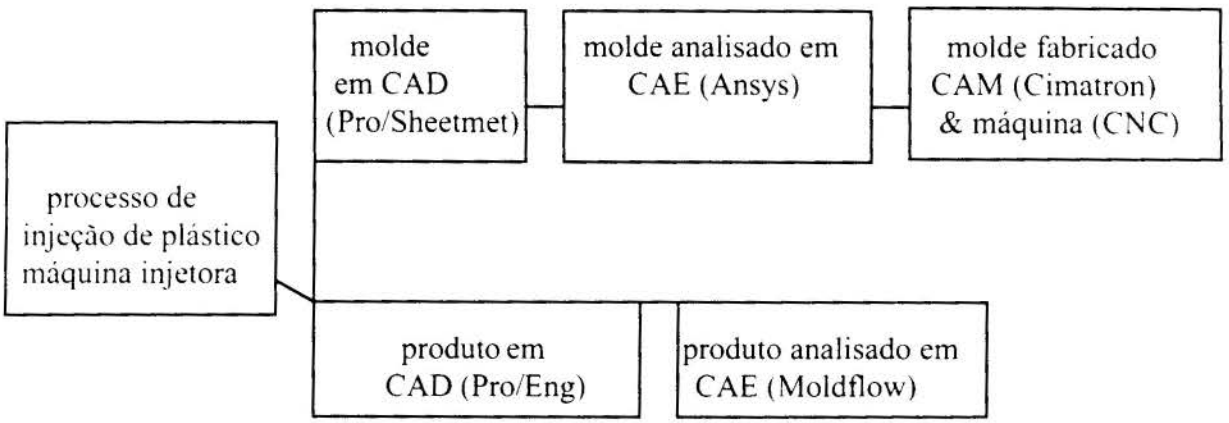


Figura 5: Simulação prévia de um projeto de um molde

5. DIFICULDADES OPERACIONAIS VERIFICADAS NA INTEGRAÇÃO CAD/CAE NO PROCESSO DE PROJETO E DESENVOLVIMENTO DO PRODUTO

Existem muitos problemas possíveis quando se utiliza estes sistemas computacionais, desde a seleção incorreta, como já citado anteriormente e outros identificados pelos usuários do sistema, os quais são descritos em seguida.

Devido as transformações em ritmo acelerado que estão ocorrendo no meio fabril, nem todas as empresas tem condições de acompanhar este processo de inovação voltado ao projeto e a manufatura. No caso das grandes empresas, estas subcontratam parte da sua fabricação e passam a depender de certa forma, do desenvolvimento tecnológico destas empresas menores fornecedoras de serviços e produtos. Estas por sua vez, nem sempre possuem as mesmas condições de investimento, o que acarreta uma quebra no sistema computacional integrado

CAD/CAE/CAM. Caso a grande empresa seja possuidora de um bom sistema CAD/CAE e deseje dar continuidade a este processo, enviando o modelo para a fabricação via CAM, para uma destas prestadoras de serviços, corre o risco de não ser atendido pela mesma, por esta não ser possuidora de tal tecnologia. Num caso como este, o ciclo acaba sendo interrompido pela falta de um receptor adequado. O tempo de fabricação neste caso será bem maior, reduzindo também a qualidade do produto e perdendo com isso, espaço no mercado competitivo.

Existem outros problemas também, como a comunicação entre o "software" que uma empresa possui para modelar e o que a outra tem para simular uma análise estrutural ou sua manufatura. É fundamental que os três consigam se comunicar razoavelmente bem, pois o modelo em CAD será aproveitado pelo CAE e pelo CAM. Se os dados não forem passados de forma correta para o sistema, ele poderá fazer uma simulação a nível de análise não satisfatória ou nem chegar a ler o arquivo do modelo, impossibilitando qualquer continuidade neste processo.

Alguns problemas tem surgido também com a forma com que o modelo é construido, pois apesar deste ser aproveitado nos sistemas CAE/CAM, nem sempre necessita-se de todas as características da peça nestes ambientes de trabalho, muito pelo contrário, as vezes precisa-se analisar uma peça que se fosse representada de forma mais simplificada, tornaria o processo mais rápido e com a mesma confiabilidade nos resultados (no caso de estudos em sistemas CAE). O mesmo pode acontecer quando se transfere a peça para um sistema CAM, pois nem sempre geramos todos os detalhes da peça por usinagem. Alguns detalhes passam por outro processo de fabricação, desvinculado daquela máquina de comando numérico, sendo portanto, desnecessário a representação completa da peça.

Para que este tipo de problema seja minimizado sem a necessidade de gerar mais de um modelo da mesma peça, deve-se estar atento no momento da criação destes, para que sejam flexíveis o bastante e consequentemente aproveitados pelos sistemas CAE/CAM.

No caso de trabalhar num ambiente de Engenharia Simultânea com estas ferramentas, com o objetivo de automatizar o processo de projetar, deve-se estar sempre atento na constante troca de informações entre as pessoas envolvidas num determinado projeto, pois estas ferramentas se tornam desnecessárias se a comunicação não for efetiva. Em que contribui a análise de uma peça em CAE se o projetista do produto já alterou o modelo original e não lhe comunicou em relação a isto?

Percebe-se que existem muitos problemas que podem aparecer com a utilização destes sistemas e só se pode delinear as suas reais dimensões, com a continuidade da sua utilização.

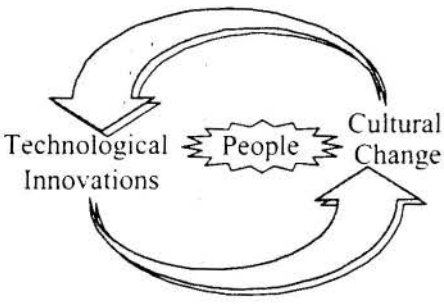


Figura 6: Transformação Organizacional

6. CONCLUSÃO

Desde que as tecnologias computacionais CAD/CAE/CAM começaram a ser difundidas, os recursos dos vários sistemas que foram sendo introduzidos no mercado sofreram mudanças. As mais recentes decorrem principalmente da evolução do "hardware", em especial do aumento de capacidade de processamento dos computadores pessoais, que representam soluções bem mais acessíveis aos usuários. Os fabricantes destes tipos de "software" pretendem com isto chegar num patamar de evolução, onde os erros de projeto praticamente deixarão de existir, já que se pode construir um modelo virtual completo. O grande objetivo com tudo isto é sem dúvida, verificar falhas antecipadas, fabricar segundo um modelo já analisado, aumentando a qualidade do produto e reduzindo o tempo de projeto e fabricação, o que consequentemente irá reduzir também o tempo de lançamento do mesmo no mercado a um custo bem reduzido, fornecendo um produto competitivo.

7. BIBLIOGRAFIA

Autran M. Gomes, L. F. & Andrade, E. P. Indicators for the Evaluation of Technological Innovation, Department of Production Engineering, Universidade Federal Fluminense, FEBRAE 1996

Ferreira Santos, I., Puls Ferretti, A. & Schmidek, E. Realidade virtual e dinâmica de sistemas mecânicos - aplicações no ensino de engenharia, UNICAMP, FEBRAE 1996

Gomide, F. A. / Netto Andrade de , M. L. Introdução a Automação Industrial Informatizada. Buenos Aires, Ed. prelim, Kapelusz, 1987.

Revista CADesign nº20 Ano 3 p. 18,19,66

Rossatto, M. A. & Cavalcanti, M. The eletrobrás strategic information system, Programa de Engenharia de Produção - COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, FEBRAE 1996

Schneider, H. M. "Colaborando através da Engenharia Simultânea para a Inovação" Anais do XVIII Simpósio de Gestão da Inovação Tecnológica. São Paulo, outubro 1994. p. 959-970.

UNESP

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB124

DESENVOLVIMENTO DE UM BANCO DE DADOS DE TOLERÂNCIAS VISANDO A INTEGRAÇÃO COM UM SISTEMA "CAD" / *DEVELOPMENT OF A TOLERANCE DATABASE TO BE INTEGRATED TO A CAD SYSTEM*

NILSON L. MAZIERO, JOÃO CARLOS E. FERREIRA & EVERTON GUBERT
Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, GRUCON
Caixa Postal 476, 88040-900, Florianópolis, SC - E-mail: jcf@grucon.ufsc.br

Abstract

This paper decribes a methodology used for organizing and maintaining a tolerance database, and its integration to a CAD system. The information search can be carried out by the user either through the CAD system or independently, and he/she has the following options : (i) from examples of couplings applications, (ii) from the specification of fit and precision of the coupling; and (iii) as a function of the specific components. The retrieved information can be automatically transferred to the graphical representation of the CAD software.

Keywords

Tolerâncias, CAD/CAM, Projeto para a Manufatura e Montagem / *Tolerances, CAD/CAM, Design for Manufacturing and Assembly*

1. INTRODUÇÃO

As grandes transformações que a manufatura mundial tem sofrido nos últimos anos tem obrigado as indústrias a agilizarem seus processos, desde o projeto, fabricação, inspeção e montagem.

Esta transformação tem sido motivada pelas novas tecnologias que têm surgido, principalmente na área de informática, que com a facilidade que esta propicia ao manuseio de informações, tem possibilitado uma revolução. Isto ocorreu inicialmente com simples informações alfanuméricas, em seguida com o surgimento dos sistemas CAD, e hoje exigem-se sistemas CAD cada vez mais robustos e completos.

Um dos maiores problemas da indústria é o projeto do produto, e este deve estar cercado de todas as medidas que possibilitem o menor número de erros. Para manter a consistência das informações no ciclo produtivo, o produto deve ser concebido e detalhado com informações adequadas. Uma das chaves para esta agilidade é a informação necessária para o projeto, que precisa estar disponível ao usuário no momento exato de forma adequada e atualizada.

No ciclo produtivo, muitos problemas relativos ao projeto do produto somente vão ser descobertos na fabricação, e estes problemas vão desde a concepção até problemas exclusivos de fabricação, como a obtenção de peças com as dimensões adequadas para a montagem e que mantenham a funcionalidade do produto.

Como causas da dificuldade em obter peças com as dimensões desejadas incluem-se o desgaste da ferramenta, máquinas com desgaste e folgas excessivos, instrumentos de medição com erros, métodos de medição e fabricação incorretos e uma série de outros fatores.

Por estes motivos é necessário o uso de tolerâncias, sendo as mesmas escolhidas para cada par de peças a ser acoplado de modo a ser compatível com a função desejada no produto.

Para Zhang (1992), a especificação de tolerâncias nas dimensões de uma peça a ser fabricada tem um impacto significativo nos custos finais de produção. Tolerâncias muito estreitas podem resultar num aumento de custos do processo, enquanto tolerâncias largas podem aumentar o desperdício e problemas de montagem.

2. Revisão Bibliográfica

Para Weill et al. (1988), o projetista tem que observar um certo número de normas e regras técnicas relativas às tolerâncias geométricas e dimensionais, as quais são necessárias para produzir um projeto que não deve somente ser consistente com a função da peça, mas também com as restrições de manufatura, limitações de montagem e inspeção. Estas condições mais tarde determinam essencialmente a economia da indústria na fabricação das peças.

A questão do tratamento de tolerâncias tem sido investigado com muita atenção nos últimos anos, onde a quantidade de publicações nesta área tem sido farta, tanto do ponto de vista de modelos de representação de tolerâncias para sistemas CAD como a nível de análise e síntese de tolerâncias.

No sistema TVCAPP (Abdou, 1993), as tolerâncias são divididas em duas áreas básicas: tolerâncias de projeto, onde as tolerâncias são definidas no estágio de projeto para diminuir os custos de manufatura; e tolerâncias de controle, que representam a garantia de existirem máquinas e ferramentas para produzir a peça dentro das tolerâncias especificadas.

Um dos aspectos que têm sido tratado constantemente é quanto à análise da cadeia de tolerâncias, tendo por base a análise da carta de tolerâncias, onde este caminho é utilizado para checar a possibilidade da obtenção das dimensões resultantes em função dos processos a serem aplicados.

Dentro desta linha, o CATC (Ahluwalia e Karolin, em Zhang, 1992) é um software desenvolvido para análise de cadeia de tolerâncias, o qual funciona independentemente de um sistema CAD, sendo que o mesmo apenas automatiza o procedimento de análise descrito por Zhang (1992).

O CADP (Tang e Davis, em Zhang, 1992) é um software de planejamento dimensional que pode ser utilizado para melhorar a eficiência dimensional, ajustar as tolerâncias economicamente e racionalizar as tolerâncias para cada operação do processo de fabricação. Este sistema pode ser incorporado a um sistema CAD/CAM.

Faingmelermt et al. (Zhang, 1992), desenvolveram um software para dimensionamento e tolerâncias utilizado em microcomputadores, onde analisa as categorias de tolerâncias relevantes à manufatura como tolerâncias de posição, tolerâncias de usinagem e propõem estratégias para otimizar as tolerâncias em relação aos requisitos funcionais e capacidade dos equipamentos. O programa é utilizado pelo processista quando da escolha do melhor plano de processos.

Kusiak (1995), apresenta um estudo comparativo entre determinação de cadeias de tolerâncias utilizando métodos determinísticos, buscando otimizar a determinação das tolerâncias para redução de custos nos processos de fabricação.

Outros como Requicha (1980), (1983), Hillyard (1978), trabalham em termos de formas de representação das tolerâncias em modeladores de sólidos, ou outros tipos de modeladores

com o objetivo de obter uma representação adequada das tolerâncias num sistema computacional.

Weill et al. (1988), propõe a implementação do uso de tolerâncias por função, onde as tolerâncias são o suporte para o projeto, manufatura, inspeção e montagem, abrangendo todo o processo de manufatura. Por função é generalizada a aptidão para montagem de peças, mas também, em muitos casos, aptidão para o funcionamento de um sistema mecânico, o qual é dependente de pequenas forças de atrito, precisão geométrica, exatidão cinemática, e assim por diante.

Contudo, o uso de tolerâncias por função implica no desenvolvimento de um sistema de tolerâncias que necessita dos seguintes dados :

- dimensões da peça;
- geometria da peça;
- requisitos funcionais;
- requisitos de montagem;
- requisitos de manufatura;
- requisitos de inspeção.

O principal problema com tolerâncias por função é, obviamente, a falta de conhecimento referente às relações entre a função e as folgas, acabamento e função, forma geométrica e função (Weill, 1988).

3. Modelo Proposto

Baseado no conceito de escolher tolerâncias pela função, propõe-se um banco de dados para tolerâncias, ajustes e aplicações características, isto integrado a um sistema CAD de modo a ser acessível ao usuário. O objetivo é obter e organizar as informações existentes tanto na literatura como aquelas obtidas pelo uso na empresa, e então cadastrá-las no computador, tornando-as disponíveis ao usuário.

Desta forma, tem-se um ponto de partida para a inserção de tolerâncias num projeto, e a partir daí pode-se então buscar a otimização das mesmas. As informações devem inicialmente representar a funcionalidade do produto, para após verificar-se quanto à manufatura, a qual não é abordada neste trabalho.

No banco de dados proposto, as informações disponíveis são : afastamentos superior e inferior em função do tipo de ajuste e qualidade de trabalho (dados constantes das normas), classificadas de acordo com os diâmetros. Como exemplo de aplicação que são relacionados com o par de acoplamento escolhido, tem-se H7/k6, embuchamento de rodas.

A escolha das tolerâncias é feita de forma iterativa, onde o usuário informa as condições e o sistema responde através dos dados necessários à especificação do par de acoplamento, ou seja, tolerância, ajuste e qualidade de trabalho. Estas informações podem ser incorporadas aos componentes projetados no sistema CAD (no caso um "CAD by features"), ou apenas para visualizar a informação, como por exemplo saber quais são os afastamentos, tolerâncias de cada peça, ou as folgas relativas ao acoplamento escolhido.

Com a incorporação destas informações ao modelo do produto, estes dados são submetidos a um sistema especialista para a avaliação da consistência frente a várias considerações tanto de projeto, fabricação, inspeção e montagem. Se ocorrer alguma contradição a estas regras o sistema alertará o usuário/projetista com informações quanto ao erro e possíveis soluções a serem adotadas.

A consulta poderá ser realizada pelo projetista, quando da utilização do dimensionamento manual ou se ele/ela desejar alguma informação independentemente.

Esta consulta também pode ser feita automaticamente pelo sistema quando do uso da função de análise da montagem, função esta implementada no sistema CAD. Quando esta função identifica que duas peças estão montadas, o banco de dados é pesquisado, e o projetista é solicitado a introduzir informações pela interface do banco de dados no CAD. Tais informações incluem o tipo de ajuste, precisão ou através de exemplos de aplicação, que servem de referência para a busca de um par de montagem adequado.

Para organizar as informações, a estrutura do banco de dados baseou-se na literatura existente, de onde obteve-se uma classificação dos ajustes e precisão, bem como exemplos de aplicação, o que auxiliou a montagem das tabelas para o banco de dados (ver tabela 1) (tabela baseada em Pugliesi (1986) e Novaski (1994)).

Tabela 1 : Tabela Básica Contendo os Tipos de Acoplamentos e as Diferentes Exigências de Precisão

ajuste	exemplo de ajuste	extra precisão	precisão	média precisão	comum	CARACTERIZAÇÃO E EXEMPLOS DE APLICAÇÃO
folga rotativo forte		H6g5	H7d9	H8d10	H11a11	utilizam-se em peças que devam ter uma ampla folga Mancais de turbo-geradores, casos especiais
folga rotativo leve			H7e8			Peças que devam ter folgas bastante perceptíveis Eixos de tornos em suportes
folga rotativo			H7f7			peças que necessitam folga perceptíveis Mancal principal em furadeiras e tornos
folga semi-rotativo			H7g6	H8f8 H8f9	H11d11	peças que devam ter folga bastante mínima engrenagens deslizantes em caixas de câmbio
folga leve		H6H5	H7h6	H8h8 H8h9		peças que bem lubrificadas pode-se monta-las e des-monta-las com o mão anéis distanciadores, colunas moveis de furadeiras
incerto leve		H6J5(1)	H7j6(1)			peças a acoplar e desacoplar a mão ou golpe com martelo de borracha Anéis internos de rolamentos de esferas para pequenas cargas e anéis externos de rolamentos fixados nos carcaças
incerto forte		H6k5(1)	H7n6(1)			acoplamento fixo e desmontagem pouco frequentes, podendo desacoplar-se a golpe de martelo comum o movimento de rotação é assegurado por chaveta Embuchamento de rodas, rotores de turbinas e bombas centrífugas
interferência leve		H6m5				acoplamento fixo que só pode se descopar o golpe de martelo pesado, o movimento de rotação é assegurado por chaveta. Anéis internos de rolamentos montados em eixos para cargas normais.
interferência forte		H6n5	H7n6			peças que devam ficar solidamente acopladas, podendo acoplar ou desacoplar mediante pressão. Movimento de rotação garantido por chaveta Eixos de motores elétricos
interferência prensado			H7n6			peças de ajuste permanente unidas com muita pressão Eixo de saída de redutor de ponte rolante de empresa siderúrgica, acoplado a engrenagem

Outras tabelas que estão inseridas no banco de dados correspondem a informações referentes a ajustes e tolerâncias definidas em normas. A partir da escolha dos pares de acoplamento, o sistema busca nas tabelas normalizadas os referidos afastamentos, superior e inferior.

A funcionalidade depende do conhecimento da aplicação, à qual estão relacionados os pares de acoplamentos conhecidos, ou seja, que tipo de ajustes, precisão e tolerâncias devem ser utilizados para que as duas peças acopladas funcionem adequadamente, também suprindo as necessidades do produto, de forma econômica e de simples fabricação.

Estas informações cadastradas relacionando a aplicação são frutos da experiência e pesquisa. As informações são então transmitidas para a fabricação através das tolerâncias dimensionais e geométricas, sendo abordadas no presente trabalho e somente as tolerâncias dimensionais.

A determinação das tolerâncias e ajustes deve ser feita de duas formas: primeiramente com relação aos diâmetros, e após na direção longitudinal das peças rotacionais, sendo que este último ítem não foi abordado no presente trabalho

Na determinação dos ajustes e tolerâncias, o projetista terá três opções de escolha :

1) A partir do conhecimento do diâmetro nominal de montagem, pesquisa-se no banco de dados exemplos de aplicação de acoplamentos, como por exemplo, o acoplamento eixo/engrenagem. De posse destes dados, o sistema retorna o par de ajustes e tolerâncias recomendados, os respectivos afastamentos para o eixo e furo, informando também a qualidade de trabalho, bem como a folga ou interferência.

2) Também a partir do conhecimento do diâmetro nominal de montagem, o projetista especifica o ajuste e a precisão do acoplamento, e o sistema retorna o par de montagem (p. ex. ajuste folga rotativo e precisão como extra preciso), os respectivos afastamentos e tolerâncias, relacionando com o eixo e com o furo. Do mesmo modo pode-se obter a informação de exemplos de aplicações que utilizam este par de montagem, e a folga ou interferência.
3) O terceiro modo está diretamente relacionado ao componente utilizado, como por exemplo a aplicação de um rolamento, onde existem uma série de informações do fabricante, e que a partir do tipo de montagem do respectivo componente, as tolerâncias, ajustes e qualidade de trabalho são informadas. Neste caso a pesquisa da informação tanto pode ser a partir do diâmetro nominal do eixo ou do furo, dependendo de como é montado o componente.

Enquanto nos dois primeiros casos a pesquisa é genérica, a partir de informações subjetivas procurando moldar o problema a um exemplo já existente, no último a pesquisa é diretamente em função do produto.

4. IMPLEMENTAÇÃO

4.1 Suporte

A implementação realizou-se utilizando os seguintes softwares :
- DELPHI versão 2.0 - banco de dados;
- AutoCAD versão 12 for Windows - software de CAD;
- Borland C++ versão 4.5 - software de programação.

Utilizou-se para isto microcomputadores com configuração mínima, 486 DX2, 66MHz e 8MB de RAM, e como ambiente operacional "WINDOWS" 3.11.

A comunicação entre o banco de dados e o sistema CAD é feita com a utilização de DLL's.

4.2 Exemplos da Implementação

A implementação foi dividida em módulos de acordo com o tipo de abordagem como definida anteriormente. Assim temos mais explicitamente :

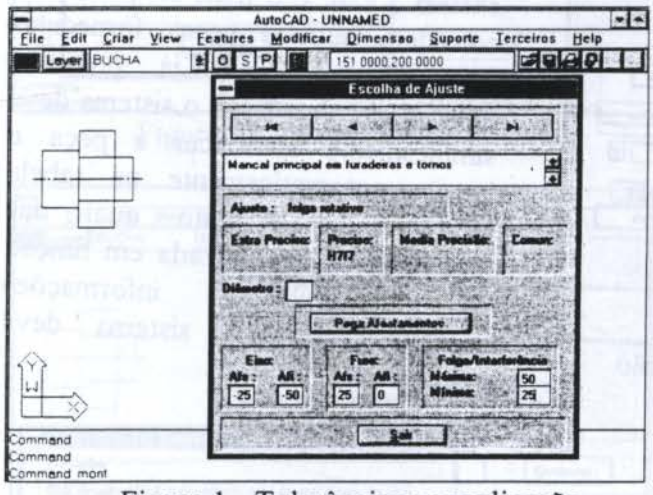


Figura 1 - Tolerâncias por aplicação

caso 1 : Através de exemplos de aplicações conhecidas de pares de acoplamento, são escolhidos aqueles que mais se assemelham ao caso em estudo. Assim escolhe-se a aplicação, e informa-se o diâmetro nominal (que dependendo do tipo de consulta é automaticamente feito pelo sistema CAD). O sistema retorna o par de ajustes, a qualidade de trabalho, as tolerâncias e os afastamentos para a dimensão nominal. Informa também quanto a folga ou interferência. Os afastamentos são pesquisados no banco de dados especifico.

Na figura 1 está representada a interface com o banco de dados via CAD. Na janela superior está o exemplo escolhido, e abaixo estão representadas as características do referido acoplamento. Ao sair da aplicação, neste caso, as informações serão transferidas para a estrutura do "CAD by Features".

As informações representadas na janela devem servir de base para a decisão do projetista, que deve escolher apoiado em seu conhecimento.

caso2 : Quando a procura se faz pelos ajustes, além da escolha deste, também é necessário especificar a precisão (figura 2), de onde resulta os pares de ajuste recomendados, bem como exemplos de aplicação podem ser vistos para reforçar a decisão.

Na figura 2 está representada a caracterização do ajuste escolhido, o que serve de auxílio ao projetista para definir melhor o problema. No caso o ajuste escolhido é Folga Rotativo Forte.Do mesmo modo na figura 3, pode-se ver a caracterização da precisão escolhida, que no caso é ExtraPreciso.

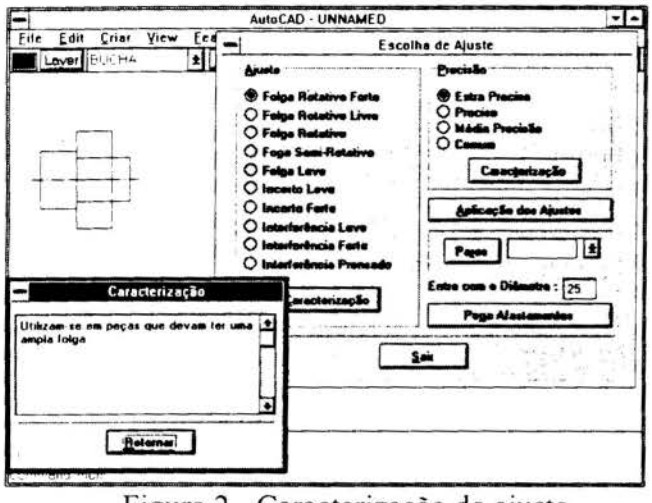


Figura 2 - Caracterização do ajuste

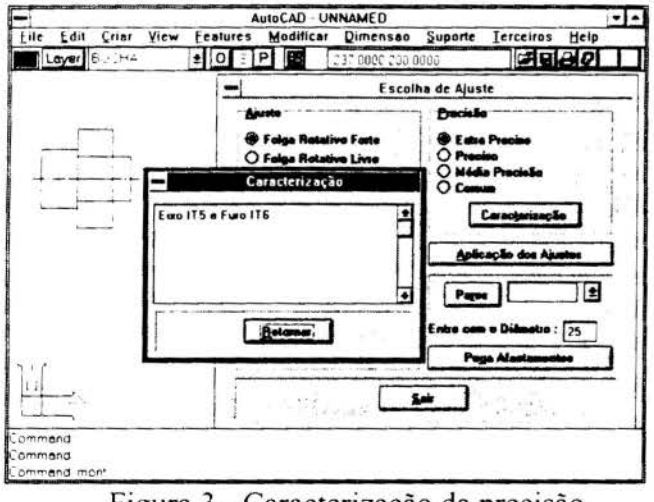


Figura 3 - Caracterização da precisão

Com a escolha do ajuste e precisão, pode-se verificar os tipos de aplicações em que são usados (figura 4).

Na figura 5 pode-se observar que o par de acoplamento já foi escolhido, o que é feito clicando em Pares, o que resulta numa série de pares que podem ser utilizados. Também o diâmetro está especificado e basta utilizar Pega Afastamentos para termos as informações finais. Quando da utilização da função de análise da montagem, o diâmetro é indicado pelo sistema.

Lembrar que o diâmetro nominal a ser tolerado deve ser especificado (figura 5), para que o sistema possa retornar os referidos afastamentos.

Ainda na figura 5, pode-se observar na janela à esquerda o resultado da respectiva consulta.

caso 3 : Este é o mais simples, pois considera aquelas peças fornecidas por terceiros, que já possuem dimensões toleradas, e o sistema deve simplesmente identificar a peça e buscar automaticamente na tabela referente ao produto qual das tolerâncias a ser utilizada em função de determinadas informações específicas que o sistema deve conhecer.

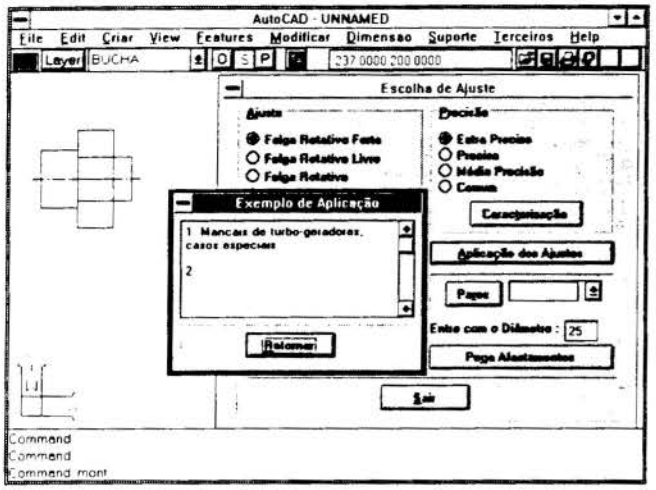


Figura 4 - Exemplos de aplicação

Este caso é de simples uso, entretanto sua modelagem se torna mais complexa pois para cada componente (p. ex. rolamentos) deve ser gerado um banco de dados específico, inclusive com interface adequada para receber as informações especificas do componente.

Para peças padronizadas e fornecidas por terceiros como rolamentos, pinos, anéis, etc. as informações deverão estar armazenadas num banco de dados para a consulta, sendo as informações de responsabilidade do fabricante.

Quando da especificação das tolerâncias e ajustes automaticamente, o sistema segue a sequência de conexão entre as peças a serem montadas, facilitando assim o entendimento do conjunto. Também deve ser iniciado pelas peças onde as tolerâncias e ajustes são conhecidos, que é o caso das peças padronizadas.

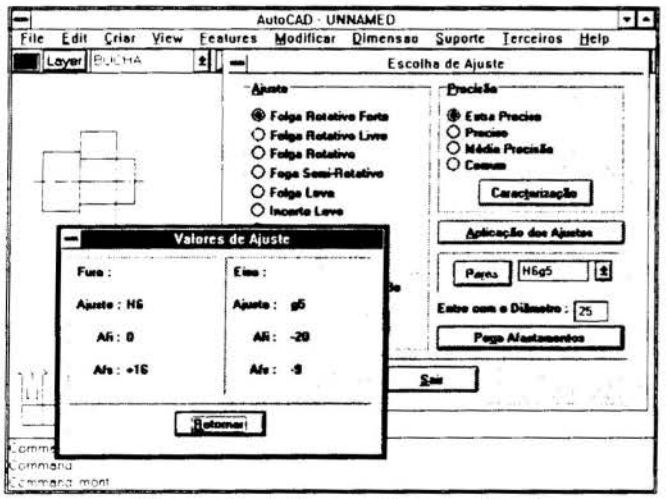


Figura 5 - Informações resultantes

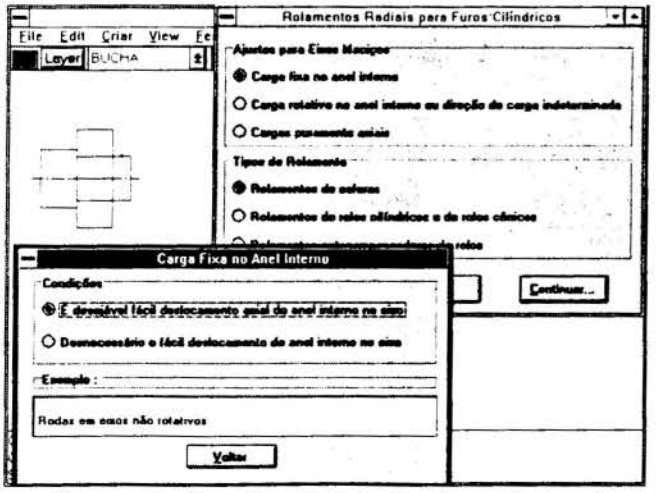


Figura 6 - Escolha de tolerâncias pelo produto

5. CONCLUSÕES

Do ponto de vista do modelo proposto e implementado, há vantagens no uso integrado com um sistema de CAD. A facilidade de escolher tolerâncias atraves das aplicações se revelou de fácil manuseio, inclusive possibilitou a passagem diretamente para as cotas no desenho, sem a necessidade de intervenção do usuário. Outra facilidade é que através da interface do banco de dados podem ser introduzidas novas informações como a experiência oriunda da empresa. Com o manuseio das informações do banco de dados, pode-se conseguir melhorar as informações a serem apresentadas ao usuário, como a verificação das folgas ou interferências. A implementação do banco de dados específico para um produto, como foi o caso de rolamentos, foi trabalhosa, pois pouca coisa que tinha sido implementada anteriormente pôde ser utilizada, a não ser as informações de ajustes e

tolerâncias oriundas das normas que já estavam cadastradas. A interface entre o banco de dados e o sistema CAD (AutoCAD) via DLL's se mostrou suficiente e robusta para este tipo de aplicação, tendo sido utilizada a execução das DLL's em tempo de execução, isto é, não fazem parte do programa executável. Outro fato, é que a utilização da programação do software AutoCAD com a utilização da linguagem C++, torna o sistema mais robusto e atrativo, com relação ao AUTOLISP, para o desenvolvimento de sistemas maiores integrados com o CAD.

6. Referências Bibliográficas

ABDOU, G., CHANG, R. TVCAPP, tolerance verification in computer-aided process planning. *INT. J. PROD. RES.*, VOL. 31, No. 2, pp. 393-411, 1993.

HILLYARD, R.C. and BRAID, I.C. Analysis of dimensions and tolerances in computer-aided mechanical design. *Computer-aided Design*, VOL. 10, No. 3, pp. 161-166, 1978.

KUSIAK, Andrew, FENG, Chang-Xeu. Determinstc tolerance synthesis : a comparative study. *Computer-Aided Design*, Vol. 27, No. 10, pp. 759-768, 1995.

NOVASKI, Olívio. *INTRODUÇÃO À ENGENHARIA DE FABRICAÇÃO MECÂNICA*. Editora Edgar Blücher LTDA, 1994.

PUGLIESI, Marcio. *desenho mecânico e de máquinas*. por Marcio Pugliesi [e] Diamantino F. Trindade. São Paulo,Ícone Editora Ltda, 1986.

REQUICHA, Aristides A.G. Representations For Rigid Solids : Theory, Methods, and Systems. *Computing Surveys*, VOL. 12, No 4, pp. 437-464, 1980.

REQUICHA, Aristides A.G. Toward a Theory of Geometric Tolerancing. The International *Journal of Robotics Research*, VOL. 2, No. 4, pp. 45-60, 1983.

WEILL, R., CLÉMENT, A., HOCKEN, R., FARMER, L.E., GLADMAN, C.A., WIRTZ, A., BOURDET, P., FRECKLETON, J.E., KUNZMANN, H., HAM, I., TRUMPOLD, H., MATHIAS, E. Tolerancing for Function , *Annals of the CIRP*, VOL. 37/2, pp. 603-610, 1988.

ZHANG, H.C., HUQ, M.E. Tolerancing techniques : the state-of-the-art. *INT. J. PROD. RES.*, VOL. 30, No 9, pp. 2111-2135, 1992.

UNESP

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB359

DETERMINAÇÃO AUTOMÁTICA DOS PARÂMETROS DE USINAGEM E GERAÇÃO DO PROGRAMA NC NUM SISTEMA CAD/CAPP/CAM / *AUTOMATIC DETERMINATION OF MACHINING PARAMETERS AND NC PROGRAM GENERATION IN A CAD/CAPP/CAM SYSTEM*

JOÃO CARLOS E. FERREIRA, CÉSAR R. K. STRADIOTTO & ADILSON U. BUTZKE
Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, GRUCON
Caixa Postal 476, 88040-900, Florianópolis, SC - E-mail: jcf@grucon.ufsc.br

Abstract

Described within this paper is a technique for determining the optimum machining parameters for turned components modeled in a CAD/CAPP/CAM system. This technique considers initially the area of good chip control, given by a pair of values of feed and depth of cut, which is usually found in catalogs of tool manufacturers. Then, the restrictions for machining, such as cutting forces, clamping rigidity and spindle power are considered within the area of good chip control. The pair which leads to the minimum machining cost is selected as the optimum machining parameters. Finally, the NC program for machining the given part is generated through a commercial CAM software.

Keywords

CAM, Parâmetros de Usinagem, Otimização, CAPP, "Features" / *CAM, Machining Parameters, Optimization, CAPP, Features*

1. INTRODUÇÃO

Devido à globalização do mercado, a competição entre as empresas de manufatura tem se tornado cada vez maior. O consumidor tem cada vez mais opções para a compra de um determinado produto, e alguns dos fatores fundamentais para a sua decisão são o preço, a qualidade e a confiabilidade. Como o mercado está voltado para o consumidor, as empresas têm buscado incorporar características de flexibilidade à fabricação, pois as mudanças nos produtos, e por conseguinte a variedade de peças, é muito grande.

Uma das atividades que torna-se um gargalo neste contexto é o *planejamento dos processos* ("PP"), onde são tomadas decisões sobre "como" fabricar uma peça de acordo com as especificações. Dentre as decisões tomadas no PP tem-se a seleção de máquinas, seleção das ferramentas, seleção dos dispositivos de fixação e determinação das operações. Portanto, ela é uma atividade complexa, mesmo para uma só peça, e certamente quanto maior a variedade de peças, mais complexa ela se torna. Além disso, esta atividade é feita nas empresas geralmente de forma manual, por profissionais experientes chamados *processistas*.

Tendo em vista o problema acima, os autores iniciaram o desenvolvimento de um sistema computacional de auxílio ao planejamento dos processos ("CAPP"). A abordagem deste sistema CAPP é generativa, onde o plano de processos é gerado através de um sistema

especialista, cuja base de conhecimento é composta por regras que correspondem à experiência do processista. Uma descrição deste sistema CAPP é dada em Rezende (1996). O domínio escolhido para a solução deste problema foi o de peças rotacionais, escalonadas num sentido, que possam ser usinadas numa só fixação num torno CNC com alimentador de barras. Para a modelagem das peças a serem usinadas, foi desenvolvido um sistema CAD, baseado em "features", o qual é descrito em Ferreira et al. (1995).

O procedimento de obtenção do plano de processos consiste inicialmente em modelar-se no CAD a peça que se deseja fabricar, e então ela é enviada para o CAPP, e este gera o plano de processos para a peça em poucos segundos. Entretanto, o plano de processos gerado não contém informações sobre a velocidade de corte, avanço e profundidade de corte, e portanto o programa NC não pode ser gerado diretamente deste plano. Portanto, isto foi considerado uma lacuna neste sistema, e os autores passaram a desenvolver técnicas para solucionar este problema, e estas são descritas neste artigo.

Os métodos para determinar-se, através do computador, os parâmetros de usinagem para torneamento, classificam-se basicamente em três categorias: (i) *extração de dados*, onde informações contidas em catálogos de fabricantes de ferramentas são cadastradas em bancos de dados, podendo ser extraídas diretamente pelo sistema. Estes são frequentemente chamados "catálogos eletrônicos". Eles apresentam as desvantagens da elevada quantidade de memória necessária, e de serem valores conservativos; (ii) *métodos de otimização*, onde procura-se determinar os parâmetros de forma a minimizar o custo ou o tempo de produção, sujeito às restrições ao processo. Dentre estas técnicas, inclui-se métodos baseados em programação geométrica (Gopalakrishnan e Al-Khayyal, 1991), programação dinâmica (Agapiou, 1992) e otimização referente à área de bom controle de cavaco (Chen et al., 1989); (iii) *métodos baseados em sistemas especialistas*, onde os parâmetros são determinados a partir de uma base de conhecimento contendo regras correspondentes a uma usinagem eficiente (Wang e Wysk, 1986).

O método aplicado no presente sistema é o de otimização considerando-se a área de bom controle de cavaco (gráfico *profundidade de corte* (a_p) *X avanço* (f)). É um método cuja execução é rápida, e todas as restrições ao processo de usinagem podem ser incluídas. Nesta implementação, três possíveis valores de velocidade de corte são considerados, incluindo a máxima velocidade fornecida pelos fabricantes da ferramenta e da máquina. Com relação à força de corte, utiliza-se a equação de Kienzle (Stemmer, 1995) para relacionar a força ao avanço e à profundidade de corte.

De posse dos parâmetros de usinagem, gera-se o programa NC com o auxílio de um software CAM comercial.

2. ESTRUTURA BÁSICA DO SISTEMA CAD/CAPP/CAM DESENVOLVIDO

A figura 1 ilustra os principais módulos do sistema CAD/CAPP/CAM desenvolvido. Nota-se que as informações introduzidas no módulo CAM consistem das máquinas, ferramentas e dispositivos de fixação, que compõem o Banco de Dados de Manufatura. Além disso, as informações referentes à peça ("features" e seus atributos), e o plano de processos gerado pelo módulo CAPP, são enviados para o módulo CAM. Na figura 2 é ilustrada uma peça para a qual o módulo CAPP gerou o plano de processos ilustrado na figura 3.

Na figura 4 ilustram-se os sub-módulos que compõem o sistema CAM. Este sub-módulos são os seguintes: (i) otimização e (ii) geração do programa NC. Uma descrição destes módulos é dada a seguir.

3. O MÓDULO CAM

3.1. Sub-Módulo de Otimização

A técnica aplicada para a otimização das condições de usinagem consiste na determinação do par a_p Xf que resulta num mínimo custo de usinagem, considerando-se as várias restrições ao processo. Esta otimização é feita no gráfico a_p Xf, onde os fabricantes de ferramentas em geral incluem em seus catálogos a área de melhor controle de cavaco (Sandvik, 1993). Esta área tem o formato semelhante a um trapézio, e as linhas que a delimitam são restrições referentes a um bom controle de cavaco. Outras restrições que são consideradas são as seguintes (Huang, 1988):

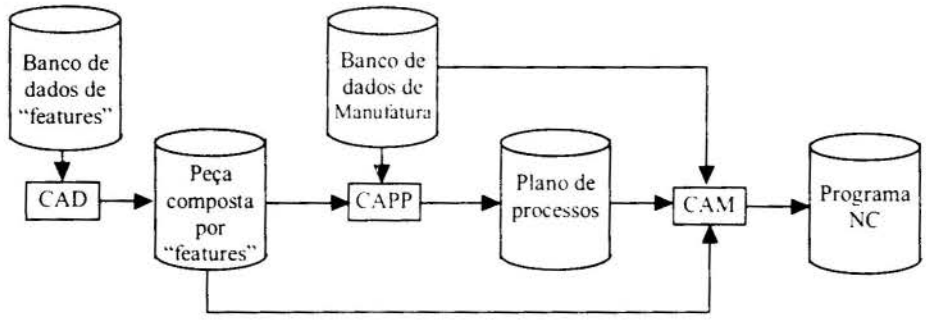


Figura 1 - Módulos do sistema CAD/CAPP/CAM.

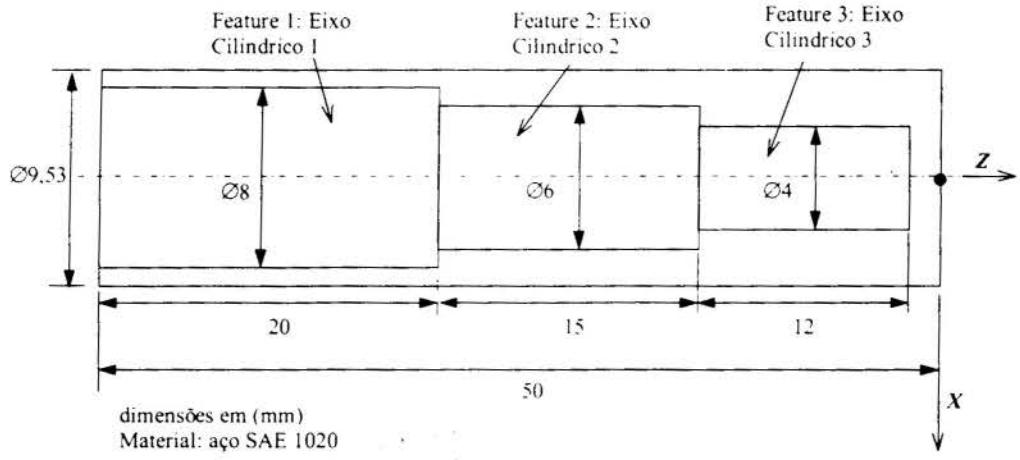


Figura 2 - Exemplo de peça rotacional.

"Feature"	*Operações*	*Ferramenta*	*Máquina*	*Disp.Fixação*
Eixo Cilíndrico 3	Faceamento à direita	CNMG-120408-QM-GC415-PCLNL-2020K12	Torno CNC c/alim.barras	Pinça_9.53
	Cilindramento	CNMG-120408-QM-GC415-PCLNL-2020K12	Torno CNC c/alim.barras	Pinça_9.53
Eixo Cilíndrico 2	Cilindramento	CNMG-120408-QM-GC415-PCLNL-2020K12	Torno CNC c/alim.barras	Pinça_9.53
Eixo Cilíndrico 1	Cilindramento	CNMG-120408-QM-GC415-PCLNL-2020K12	Torno CNC c/alim.barras	Pinça_9.53
	Sangramento à esquerda	L151.2-250-08-5F-GC235-LF151.23-2020-25	Torno CNC c/alim.barras	Pinça_9.53

Figura 3 - Plano de processos para a fabricação da peça da figura 2.

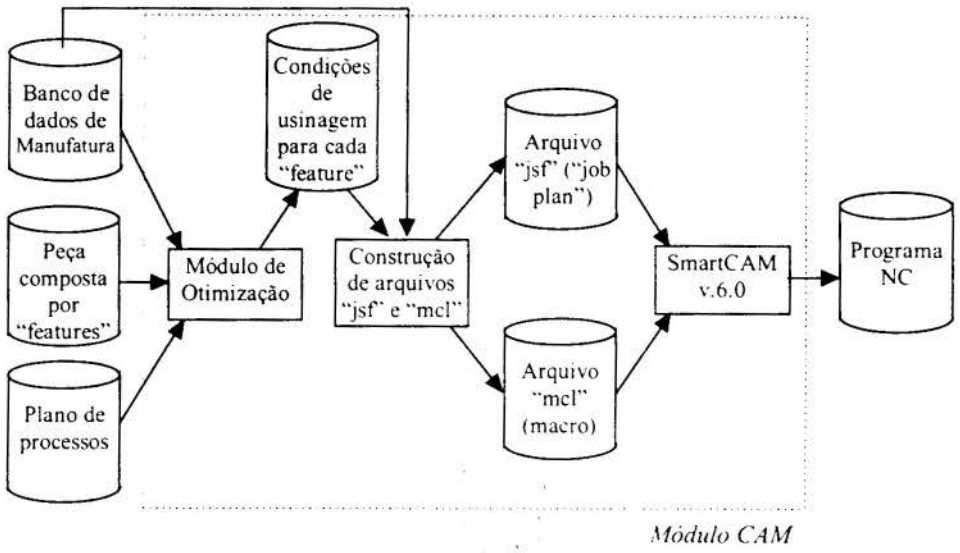


Figura 4 - Elementos que compõem o módulo CAM.

(a) Comprimento da aresta de corte ("l_{ac}"):

$$a_{p_{max}} \leq \frac{y.l_{ac}}{\text{sen}\kappa_r} \quad (1)$$

onde: κ_r = ângulo de posição da ferramenta (graus)
y=0,75 (pastilha quadrada); y=0,50 (pastilha triangular); y=0,40 (pastilha redonda)

(b) Raio de quina da ferramenta ("r_ε"):

$$a_{p_{min}} \geq r_\varepsilon \quad (2)$$

$$f_{max} \leq 0{,}80.r_\varepsilon \quad (3)$$

(c) Força de escorregamento axial ("F_{ax}")

Esta é a força aplicada pela ferramenta que provoca o escorregamento da peça em relação às castanhas/pinça, no sentido axial.

$$F_{ax} = \mu_c \cdot F_{suj} \quad (4)$$

onde: μ_c = coeficiente de atrito estático entre o dispositivo de fixação e a peça
F_{suj} = força de sujeição (N)

(d) Força de escorregamento superficial ("F_{es}")

Esta é a força que desloca a peça em relação às castanhas/pinça no sentido tangencial.

$$F_{es} = \mu_c \cdot F_{suj} \cdot \left(\frac{D_{fix}}{D}\right) \quad (5)$$

onde: D_{fix} = diâmetro da fixação (mm)
D = diâmetro da "feature" sendo usinada (mm)

(e) Força de expulsão da peça ("F_{ex}")

Esta é a força que tende a lançar a peça para fora das castanhas/pinça.

$$F_{ex} = F_{suj} \cdot \left(\frac{L_p + \mu_c.D_{fix}}{2\sqrt{3}.L_d}\right) \quad (6)$$

onde: L_p = comprimento da peça para fora das castanhas/pinça (mm)
L_d = comprimento da peça para dentro das castanhas/pinça (mm)

Para a determinação da curva correspondente à forca de corte no gráfico $a_p X f$, aplica-se a fórmula de Kienzle para cada uma das forças. A fórmula de Kienzle é rearranjada de forma a

obter o avanço em função da força e da profundidade de corte, e este rearranjo resulta na equação (7) (Stemmer, 1995):

$$f = (\operatorname{sen}\kappa_r)^{\frac{m_c}{1-m_c}} \left(\frac{F}{K_{1.1}.a_p} \right)^{\frac{1}{1-m_c}} \qquad (7)$$

onde: F = força de corte correspondente (N), poderá corresponder a F_{ax}, F_{es} ou F_{ex}
$K_{1.1}$ = pressão específica de corte para uma seção de cavaco 1x1 mm^2 (N/mm^2)
m_c = expoente da equação de Kienzle

Os valores de $K_{1.1}$ e m_c dependem dos materiais da peça e da ferramenta. O valor de $K_{1.1}$ também depende da direção da força considerada. A componente da força de corte na direção tengencial é a que possui maior magnitude (i.e. $K_{c1.1}$), e portanto neste trabalho considera-se para quaisquer das forças acima o valor de $K_{1.1} = K_{c1.1}$.

Para a execução do método de otimização, inicialmente a "feature" de fabricação mais externa é introduzida ao módulo de otimização. Por exemplo, se a operação na "feature" for torneamento cilíndrico externo (ver figura 5(a)), introduz-se o comprimento total ("L_f") e a profundidade no raio ("p_f") ao módulo de otimização.

Considera-se numa primeira tentativa que toda a "feature" será removida num só passe, isto é, $[a_p]_1 = p_f$. Isto corresponde à linha horizontal na parte superior do gráfico da figura 5(b).

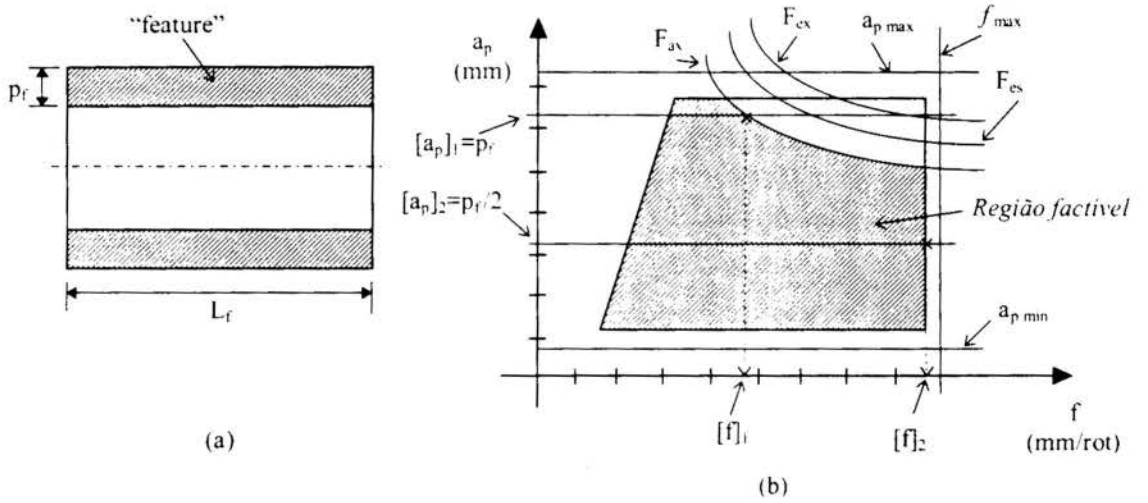


Figura 5 - Descrição da determinação do par $a_p X f$ para uma "feature", levando-se em conta as restrições de usinagem.

Para este valor de profundidade de corte, obtém-se o avanço máximo possível intersectando-se esta linha com as restrições ao processo de usinagem, obtendo-se neste caso o avanço $[f]_1$. Para este par, calcula-se o custo de produção através das seguintes equações:

$$C = C_{utm} \cdot t_u \cdot \left(1 + \frac{t_{tf}}{T_o} \right) + C_{fac} \cdot \left(\frac{t_u}{T_o} \right) \qquad (8)$$

onde: C = custo do processo ($)
C_{utm} = custo médio de utilização da máquina ($/min)
t_u = tempo de usinagem (min)
t_{tf} = tempo de troca de ferramenta (min)
C_{fac} = custo da ferramenta por aresta de corte ($)
T_o= tempo de vida ótimo da ferramenta, que poderá corresponder a um mínimo custo ou a uma máxima produção (min)

$$T_{o\ min\ custo} = \left(-\frac{1}{E_v} - 1 \right) \cdot \left(t_{tf} + \frac{C_{fac}}{C_{utm}} \right) \quad (9)$$

onde: E_v=expoente da velocidade de corte na equação de Taylor expandida.

$$T_{o\ max\ producao} = \left(-\frac{1}{E_v} - 1 \right) \cdot \left(t_{tf} \right) \quad (10)$$

A equação de Taylor expandida é dada por:

$$T = C_t \cdot f^{E_f} \cdot a_p^{E_a} \cdot V_c^{E_v} \cdot VB^{E_B} \quad (11)$$

onde: T = tempo de vida da ferramenta (min)

C_t = constante

VB = desgaste do flanco da ferramenta (mm)

E_n = expoente referente a cada fator que influencia a vida da ferramenta, onde "n" pode corresponder ao avanço, à profundidade, à velocidade e ao desgaste de flanco.

Uma vez calculado o custo para o par a_p-Xf, incrementa-se o nº de passes de 1, determina-se o avanço correspondente, e para este novo par calcula-se o custo. Caso o novo custo seja menor, este passa a ser o par ótimo, e o nº de passes é incrementado novamente, e um novo cálculo é efetuado. Caso contrário, termina-se as iterações para aquela "feature", e então inicia-se a otimização para a próxima "feature".

Para determinar-se a velocidade de corte a ser utilizada, seleciona-se o menor dentre os três valores de velocidade seguintes:

(i) velocidade máxima permitida pela máquina, obtida do fabricante da máquina

(ii) velocidade máxima permitida para a ferramenta, obtida do catálogo do fabricante

(iii) velocidade calculada pela equação de Taylor expandida (eq. (11)).

3.2. Geração do programa NC

De posse dos parâmetros de usinagem, passa-se então para a geração do programa NC. Optou-se pela utilização de um software comercial (SmartCAM v6.0), que contém os seguintes módulos, dentre outros (Point Control, 1992): geração da trajetória da ferramenta, simulação gráfica da trajetória da ferramenta na tela do computador, e geração do programa NC para o comando da máquina desejada

Para gerar-se a trajetória da ferramenta no SmartCAM, procurou-se reduzir ao mínimo a quantidade de intervenções do usuário na entrada de dados para aquele software. Para isto, desenvolveu-se programas na linguagem C que geram os seguintes arquivos, que são lidos pelo SmartCAM: (i) o "job plan", que contém informações sobre as operações a serem executadas, as especificações das ferramentas a serem utilizadas, as velocidades de corte e os avanços.; (ii) o arquivo "macro", que contém as informações sobre a matéria-prima, o perfil da peça, as ferramentas e o número de passes.

Estes dois arquivos são introduzidos no SmartCAM, e as trajetórias das ferramentas são geradas automaticamente, e também o programa NC.

4. EXEMPLO

Para a peça ilustrada na figura 2, foi feita a otimização dos parâmetros de usinagem e a geração do programa NC, e os resultados obtidos estão ilustrados na Tabela 1. Os valores dos parâmetros para a execução da otimização são ilustrados na figura 6. O programa NC gerado para a usinagem desta peça está ilustrado na figura 7.

Tabela 1: Parâmetros de usinagem resultantes da otimização.

Operação	Cilindramento	Cilindramento	Cilindramento	Faceamento	Sangramento
Ferramenta	CNMG-120408-QM-GC415	CNMG-120408-QM-GC415	CNMG-120408-QM-GC415	CNMG-120408-QM-GC415	L151.2-250-08-5F-GC235
a_p ótima (mm)	0,765	1,0	1,0	3,0	2,0
nº de passes	1	1	1	1	1
f ótimo (mm/rot)	0,6	0,6	0,6	0,6	0,205
sentido do avanço	esquerda	esquerda	esquerda	radial p/ dentro	radial p/ dentro
V_c ótima (m/min)	119,8	100,5	75,4	50,3	119,8
∅ inicial (mm)	9,53	8,0	6,0	4,0	9,53
∅ final (mm)	8,0	6,0	4,0	0,0	-0,1
Rotação (rpm)	4000	4000	4000	4000	4000
Pos. Z inicial (mm)	0,0	0,0	0,0	-3,0	-52,0
Pos. Z final (mm)	-50,0	-30,0	-15,0	-3,0	-52,0
Força limitante (N)	757,2 (F_{es})	757,2 (F_{es})	757,2 (F_{es})	880,0 (F_{ax})	880,0 (F_{ax})
Pot. de acion. (kW)	2,02	1,69	1,27	0,98	2,34
t_u (minutos)	0,0200	0,0090	0,0030	0,0018	0,0270
C ($)	0,124	0,056	0,019	0,011	0,312

$K_{c1.1}$=180 N/mm^2; $(1-m_c)$=0,23;μ_c=0,11; C_t = 550; E_f=−0,112; E_a=−0,09; E_v=−0,132; E_B=0,012; VB=0,7mm; C_{tac}=$ 5,7; F_{suj}=8000 N;t_{tf}=0,05 min; C_{utm}=1,5 $/min; Potência da máquina=10,0 kW; Rotação máxima=4000 rpm

Figura 6 - Alguns valores dos parâmetros do problema.

```
%
N100 G90
N105 G00 X9.73 Z0.1
N110 T101000 M06
N115 G96 S4
N120 M03
N125 M08
N130 G00 X9.73 Z0.1 T101101
N135 X8.0
N140 G01 Z-50.0 F0.6
N145 G00 X9.73 Z0.1
N150 G00 X8.0 Z0.1
N155 T102000 M06
N160 G96 S4
N165 M03
N170 M08
N175 G00 X8.0 Z0.1 T102102
N180 X6.0
N185 G01 Z-30.0 F0.6
N190 G00 X10.4 Z-28.2
N195 X8.0 Z0.1
N205 T103000 M06
N210 G96 S4
N215 M03
N220 M08
N225 G00 X6.0 Z0.1 T103103
N230 X4.0
N235 G01 Z-15.0 F0.6
N240 G00 X8.0 Z-13.2
N245 X6.0 Z0.1
N255 T104000 M06
N260 G96 S4
N265 M03
N270 M08
N275 G00 X4.0 Z0.1 T104104
N280 Z-2.7
N285 G01 X0.0 F0.6
N290 G00 X7.2 Z2.9
N295 X4.0 Z0.1
N300 G00 X9.73 Z0.1
N305 T105000 M06
N310 G96 S4
N315 M03
N320 M08
N325 G00 X9.53 Z-51.9 T105105
N330 G01 X-0.1 F0.205
N335 G00 X9.53
N340 G00 X9.73 Z0.1 T0000 M09
N345 M02
%
```

Figura 7 - Programa NC gerado.

5. CONCLUSÕES

Trabalhos de pesquisa na área de otimização de parâmetros de usinagem são de extrema importância, pois pode-se adaptar os resultados recomendados por fabricantes às condições específicas da empresa de manufatura, podendo-se obter avanços e profundidades maiores do que os recomendados, mas mesmo assim produzindo peças de acordo com as especificações, neste caso então aumentando-se a produtividade.

Com relação aos resultados obtidos, percebe-se que não foi utilizada toda a potência disponível na máquina, apesar de ter-se atingido a sua máxima rotação. Contribuiu para isto os pequenos diâmetros da peça exemplo, e também o fato de que a abordagem apresentada não considerar diretamente no gráfico a_p *X* f as limitações de potência e rotação da máquina. Pretende-se fazer esta consideração em futuros trabalhos.

A presente versão do módulo CAM não inclui a execução de furos no torno, que envolve outras geometrias de ferramentas e equações, o que será desenvolvido em futuros trabalhos.

A utilização do software SmartCAM facilitou a geração das trajetórias e do programa NC, mas o usuário na presente versão precisa sair do sistema CAD/CAPP/CAM, e depois executar o SmartCAM, o qual lê os arquivos "jsf" e "mcl". Apesar deste procedimento ser considerado satisfatório, seria melhor e mais rápido se o usuário tivesse como opção dentro do ambiente do sistema CAD/CAPP/CAM a geração dos parâmetros de usinagem e do programa NC, isto é, o SmartCAM ou qualquer outro software comercial de CAM deveria ficar transparente para o usuário.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo suporte financeiro.

7. REFERÊNCIAS

AGAPIOU, J.S. The Optimization of Machining Operations Based on a Combined Criterion, Part 2: Multipass Operations, *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry*, vol. 114, pp. 508-513, novembro 1992.

CHEN, S.J., HINDUJA, S. & BARROW, G. Automatic Tool Selection for Rough Turning Operations, *International Journal of Machine Tools and Manuf.*, vol. 29, nº 4, pp. 535-553, 1989.

FERREIRA, J.C.E., BUTZKE, A. & FURLAN NETO, F. Um Sistema de Projeto de Peças Usinadas Baseado em "Features" Aplicado à Realidade Industrial, *Revista Brasileira de Ciências Mecânicas*, vol. 17, nº 2, pp. 209-218, 1995.

GOPALAKRISHNAN, B. & AL-KHAYYAL, F. Machine Parameter Selection for Turning with Constraints: an Analytical Approach Based on Geometric Programming, *International Journal of Production Research*, vol. 29, nº 9, pp. 1897-1908, 1991.

HUANG, H. *A Generative Process Planning System for Turned Components*, Tese de Doutorado, UMIST, Manchester, Inglaterra, 1988.

POINT CONTROL *SmartCAM CNC Process Modeling: Turning User Manual*, EUA, outubro 1992.

REZENDE, D.F. *Planejamento de Processos de Fabricação Assistido por Computador Através de um Sistema Especialista Baseado na Tecnologia de "Features": um Modelo de Desenvolvimento Voltado para a Realidade Industrial*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, setembro 1996.

SANDVIK *Herramientas de Tornear*, Catálogo Anual, 1993.

STEMMER, C.E. *Ferramentas de Corte I*, 4ª edição, Editora da UFSC, Florianópolis, 1995.

WANG, H.-P. & WYSK, R. An Expert System for Machining Data Selection, *Comput. & Indust. Engineering*, vol. 10, nº 2, pp. 99-107, 1986.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB379

SIMPRONC - SIMULADOR DE PROGRAMAS NC: EDIÇÃO E SIMULAÇÃO GRÁFICA/*SIMPRONC - NC PROGRAM SIMULATOR: EDITION AND GRAPHIC SIMULATION*

Alberto José Álvares - *alvares@enm.unb.br*
Fabricio Rossi Fernandes Lima - *fabricio@enm.unb.br*
GRACO - Grupo de Automação e Controle, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, CEP 70.910-900, Brasília, Brasil.

Abstract

This work presents a simulation system of NC program developed in GRACO. The simulator is called SIMPRONC and is composite of routines of program edition, graphics simulation and report forms. The simulation is executed on screen and the draw can be printed. Some data of process planning can be found in the report forms, like cutting speed, rpm, time elapsed and tools changes.

Keywords

1- CNC, 2- Graphic Simulation, 3- CAD/CAM, 4- G Code, 5- NC Program
1- CNC, 2- Simulação Gráfica, 3- CAD/CAM, 4- Código G, 5- Programa NC

1. INTRODUÇÃO

Uma das principais áreas referentes à Automação da Manufatura diz respeito à programação de Comando Numérico - NC, manual ou assistida por computador. O resultado da programação NC é a geração do programa NC, também chamado "Código G". Na seqüência do processo de produção, antes do teste na máquina (*try-out*), este programa é submetido a uma simulação gráfica, onde são verificados e corrigidos os erros de movimentação de ferramenta. Assim, na Manufatura Auxiliada por Computador (CAM - *Computer-Aided Manufacturing*) a simulação gráfica tem um papel fundamental na qualidade do programa NC gerado, sendo a sua utilização nas empresas de classe mundial um fator preponderante de melhoria contínua da qualidade e produtividade.

Existem muitos produtos comerciais na área de simulação de programas de NC, sendo sua maioria produtos americanos e alemães. Estes programas são bastante complexos e com muitas funções e recursos de visualização utilizando técnicas de desenho em "tela de arame" (*wire frame*) que é uma técnica de CAD (Projeto Auxiliado por Computador) usada para apresentar um objeto tridimensional na tela, como sendo uma série de linhas que delineiam sua superfície (Pao, 1984). Atualmente existem empresas que produzem este tipo de software para a utilização nas plataformas de baixo custo, computadores pessoais (PC), utilizando sistemas operacionais como o DOS, Windows, Windows 95 e Windows NT (Rozenfeld, 1989).

Como exemplo de softwares nesta área podem ser citados o N-VISION da Softworks International Inc, que funciona em PC's no ambiente DOS, e o Turning-Simulator da MTS para Windows que possui recursos de visualização em 3D. Podem ser citados ainda, os programas *shareware*: Camview 1.50 e Camview 3D.

Em função da ampla utilização do Comando Numérico e, em especial, da necessidade dos alunos da disciplina Automação da Manufatura, de testarem e verificarem os resultados dos programas NC gerados durante o curso, foi desenvolvido um sistema didático para simulação de programas em código G chamado de SIMPRONC - Simulador de Programas NC, sendo implementado no Grupo de Automação e Controle da Universidade de Brasília.

2. COMANDO NUMÉRICO

O comando numérico pode ser definido como sendo uma forma de automação programável, na qual os processos são controlados por números, letras e símbolos (ISO, 1982). No NC os números formam um conjunto de instruções específicas para a realização de uma determinada tarefa. Quando a tarefa sofre alguma alteração, o programa também a sofre. Esta capacidade de modificação para cada tarefa a ser executada proporciona ao NC uma grande flexibilidade. Portanto, torna-se mais simples a modificação dos programas, do que a dos equipamentos.

Segundo Groover (Groover *et al.*, 1984) e Stemer (Stemer *et al.*, 1982), para que o comando numérico possa ser utilizado na manufatura, as seguintes fases devem ser atendidas: Planejamento de Processo, Programação, Preparação da Fita ou Disquete, Verificação da Fita ou Disquete e Produção.

- **Planejamento de processo** - O desenho técnico da peça deve ser interpretado em termos do processo de usinagem a ser empregado. Este passo denomina-se planejamento de processo e consiste na preparação da folha de rotinas. A folha de rotinas é uma lista da seqüência de operações que devem ser executadas. É assim chamada, também, porque lista as máquinas pelas quais a peça deve passar (rota de usinagem) completando, então, a seqüência de usinagem.
- **Programação** - O programador faz o plano de trabalho para a peça em questão. Para que este plano obtenha o máximo rendimento do equipamento NC o programador deve possuir conhecimentos dos processos de fabricação e da linguagem simbólica do comando numérico. Ele é responsável pelo planejamento da seqüência de passos que a máquina-ferramenta deve executar. Existem, de uma forma geral, duas maneiras de se programar em comando numérico: programação manual e programação assistida por computador.

  Na programação manual as instruções são preparadas em um formato chamado de programa manuscrito. Este, é uma listagem das posições relativas da peça/ferramenta que devem ser executadas pela máquina-ferramenta ou pela mesa posicionadora. Na programação assistida por computador, a maior parte do tedioso trabalho de programação é transferido para o computador. Este tipo de programação é bastante indicado para peças de geometrias complexas ou trabalhos com muitos passos repetitivos. O uso do computador nestas circunstâncias significa uma preciosa economia no tempo de programação.
- **Preparação da fita (ou disquete)** - A "fita perfurada" é preparada a partir do programa manuscrito feito pelo programador. Na programação manual, a fita perfurada é preparada diretamente em uma perfuradora de fita. Na programação assistida por computador, este interpreta a listagem do programa, faz os cálculos necessários e

controla o perfurador automaticamente, criando assim, a fita. De uma forma genérica, e por motivos históricos, usa-se o termo "fita" para indicar a transferência do código gerado, pelo programador ou computador, para o gabinete CNC (Comando Numérico Computadorizado). Esta transferência pode ser efetuada através de disquetes contendo o programa NC, interface serial ou através de uma rede local de comunicação - LAN (*local area network*).

- **Verificação da fita (ou disquete)** - Após a geração da "fita perfurada", faz-se necessária a sua verificação. Um método comum é a introdução de um material barato (espuma ou plástico) na máquina-ferramenta, para que o programa seja rodado. Como os erros de programação são comuns, a fita estará pronta para começar a produção somente após uma segunda ou terceira tentativa. Para evitar este desperdício de tempo e de material, surgiram os simuladores gráficos. Os simuladores fazem a execução do código e mostram na tela o resultado, tornando a correção de erros mais barata.
- **Produção** - O passo final do processo é o uso da "fita perfurada" (devidamente testada e aprovada) na produção. O operador da máquina recebe a ordem de serviço, juntamente com as ferramentas e o lote de material que serão utilizadas. Em seguida, o programa codificado é colocado na unidade controladora e é feito o *set-up* da máquina. O posicionamento inicial da ferramenta de referência é feito de acordo com as instruções contidas na ordem de serviço. Fixa-se, então, a peça em seu suporte e inicia-se a usinagem. Após a usinagem da peça, esta é retirada e a máquina é recarregada com uma nova peça bruta para que o ciclo de produção seja reiniciado.

No âmbito do comando numérico existem os "comandos G", especificados pelas normas NBR 11312, TB-381, DIN 66025, ISO 6983 e EIA-RS-274. Este código acrescenta ainda uma carga adicional ao CNC, que demanda um tempo de processamento relativamente pesado na sua decodificação em linguagem executável diretamente, já que o código é formado por uma série de "blocos de instrução". Esses blocos são ainda, formados por "palavras-chave" descritas na seguinte ordem (Voisinet, 1988).

- **Número do bloco (N)** - usados para identificar os blocos;
- **Funções preparatórias (G)** - descrevem o tipo de movimento do carro, o tipo de interpolação, o tipo de medição, a influência temporal e também ativam determinados estados de operação do comando;
- **Coordenadas (X,Y e Z)** - dão as coordenadas de posição da ferramenta. Para sistemas de 2 eixos apenas 2 letras são utilizadas, em sistemas de 4 ou 5 eixos, as letras auxiliares "a" e "b" surgem para indicar a rotação;
- **Avanço (F)** - especifica a velocidade na operação da máquina. A unidade pode ser dada em mm/min ou mm/rot;
- **Velocidade de corte (S)** - especifica a velocidade de corte do processo;
- **Seleção de ferramenta (T)** - é usada apenas em máquinas que possuam troca automática de ferramenta. A letra "T" seguida de um número, indica que ferramenta deve ser usada na operação;
- **Funções miscelâneas (M)** - a letra "M" indica funções miscelâneas ou auxiliares. Obviamente as máquinas devem possuir a função para que ela seja executada corretamente;
- **Sub-rotinas (L)** - A letra "L" indica as camadas de sub-rotinas. Estas sub-rotinas são normalmente utilizadas para a realização de ciclos pré-definidos, como por

exemplo, ciclos de desbaste em operações de torneamento, e ciclos de abertura de roscas, entre outros.

3. ESPECIFICAÇÃO DO SIMPRONC

O principal requisito do *software*, refere-se a sua capacidade de ler arquivos contendo o código G e interpretar as funções G para os processos de fresamento, furação, mandrilamento, alargamento e torneamento, gerando na tela uma representação gráfica do MTCP (*Machine Tool Cutting Path* - Caminho de Corte da Ferramenta) e um relatório que orienta o operador sobre os aspectos de Planejamento de Processo, como: tempo gasto na operação, trocas de ferramenta e a presença eventual de funções auxiliares, miscelâneas ou sub-rotinas. Desta forma, o sistema incorpora algumas funções de planejamento de processo, racionalizando o procedimento de geração e administração de programas NC.

O programa trabalha com qualquer um dos processos de usinagem descritos, diferenciando-os mediante a interpretação do programa NC a ser simulado, não sendo necessário que o usuário informe qual o tipo de processo que será simulado.

Ao encontrar as funções pertencentes ao código G, o programa deve executá-las conforme definidas nas normas NBR 11312, ISO 6983 e DIN 66025. As principais funções padronizadas, capazes de serem reconhecidas pelo SIMPRONC são listadas a seguir:

G0, G1, G2, G3, G4, G9, G10, G11, G33, G70, G71, G80 - G89, G90, G91, G92, G94, G95, G96, F, S, T, R, M08, M09, L94, L96

Um maior detalhamento sobre as funções pode ser encontrado em ISO (1982) e Sinumerik (1988).

Estas funções são agrupadas em dois grandes blocos: funções de movimentação e funções de processo. Essa divisão facilita a interpretação do programa NC pelo sistema SIMPRONC. As funções de movimentação (G0, G01, G02, G03) são responsáveis pela geração do desenho da peça acabada, enquanto as funções de processo (G90, G91, T, M, S, F) são responsáveis pelo conteúdo das informações de planejamento de processo contidas no relatório impresso.

A função principal do sistema é a que interpreta o arquivo com o código "G", linha por linha, chamando para cada caracter encontrado uma sub-rotina correspondente ou, se o caracter não for reconhecido, uma mensagem de erro. Esta função trabalha na forma de uma série de *cases*, que são desvios condicionais, intercalados da forma descrita abaixo:

- Caso o comando encontrado seja o G0, o ponteiro é deslocado para as coordenadas indicadas através de uma linha pontilhada.
- Caso o comando encontrado seja o G1, faz-se uma pesquisa nas coordenadas para se determinar qual operação de usinagem será tratada: fresamento, furação ou torneamento. Depois move-se o ponteiro da coordenada anterior para a indicada através de uma linha cheia.
- Caso o comando encontrado seja o G2, traça-se um circulo no sentido horário de acordo com as coordenadas. Estas coordenadas são pesquisadas para saber se a sintaxe é dada através do raio ou de parâmetros do centro do circulo.
- Para o G3, o tratamento é o mesmo modificando-se apenas o sentido do traçado do circulo, que agora é anti-horário.
- No caso dos ciclos fixos (G80 - G89) são lidos os parâmetros R e em seguida processado a representação gráfica (circulos amarelos) correspondente ao ciclo fixo.

- As demais funções de processo serão apenas acumuladas em variáveis para serem efetuados os cálculos de tempo gasto na usinagem através dos valores das velocidades de corte e avanço.
- Para cada função M encontrada é gravado um comentário para ser posto no relatório impresso.

4. CONCEPÇÃO DO SIMPRONC

O software foi desenvolvido utilizando-se conceitos de análise estruturada e tendo como linguagem de programação o Borland C++© (Schildt, 1990) para ambiente DOS, podendo ser utilizado em microcomputadores tipo IBM PC e compatíveis.

O sistema reconhece as funções normalizadas descritas anteriormente. O ambiente possui rotinas do Borland C++© e apresenta uma interface amigável com janelas tipo *Pull-Down*, caixas de diálogo, e outros recursos que permitem sua fácil operação. Os vários menus do sistema são descritos a seguir.

4.1 Menu Arquivo

Este módulo é o responsável pela inicialização das ações do sistema. Compõe-se das opções de ABRIR e EDITAR.

A opção ABRIR seleciona arquivos com a extensão padronizada de ".NCC", que contém o código G. A opção EDITAR chama o editor de textos "EDIT" do DOS, e permite fazer alterações no arquivo aberto pela opção ABRIR. A figura 1 mostra a tela principal do sistema.

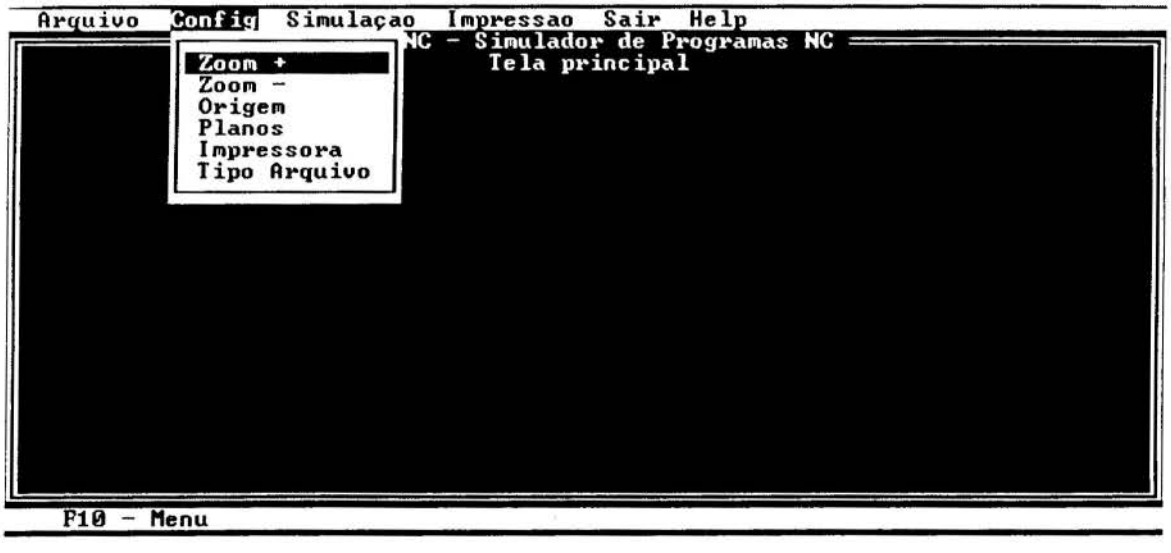


Figura 1 - Tela Principal do Sistema - Menu Simulação

4.2. Menu Config

Este menu compõe-se das opções de configuração do sistema SIMPRONC, que são utilizadas para otimizar a simulação da peça. Estas opções são: Zoom +, Zoom -, Origem, Planos, Impressora e Tipo de Arquivo

Com a função Zoom +, o usuário pode aumentar o tamanho da peça simulada na tela para poder observar detalhes de usinagem. A função Zoom - faz com que o desenho da peça diminua, o que facilita a visualização de peças grandes.

Estas opções funcionam multiplicando os valores das coordenadas da peça por um fator de escala definido pelo usuário. O fator default é 10.

A opção ORIGEM possibilita a modificação das coordenadas da origem dos eixos do plano de trabalho associado, de forma que o usuário possa centralizar na tela, o desenho da peça simulada, ou centralizar algum detalhe da geometria que ele queira verificar.

A opção PLANOS é a que proporciona a caracteristica de visualização mais importante do sistema: o 2 ½-D. Permite ao usuário modificar o plano de trabalho sobre o qual a peça é simulada. A opção PLANOS só é utilizada após a chamada da função EXECUTAR no menu Simulação. Esta opção permite que sejam trocados os planos de visualização da peça. O plano padrão é o X-Y, mas a função PLANOS pode dar a visão dos planos X-Z e Y-Z, dando ao usuário a possibilidade de uma visualização completa da peça.

A opção IMPRESSORA, permite a escolha do tipo de impressora conectada ao microcomputador onde é "rodado" o SIMPRONC, para que o usuário tenha uma melhor qualidade de impressão do desenho da peça e dos relatórios.

A opção TIPO ARQUIVO foi criada com o objetivo de tornar o sistema SIMPRONC o mais universal possivel. Apesar da normalização existem pequenas variações na sintaxe das funções G.

A figura 2 apresenta o resultado de uma simulação no sistema. Nota-se a indicação do plano de trabalho, do arquivo que está sendo simulado e a linha que está sendo executada.

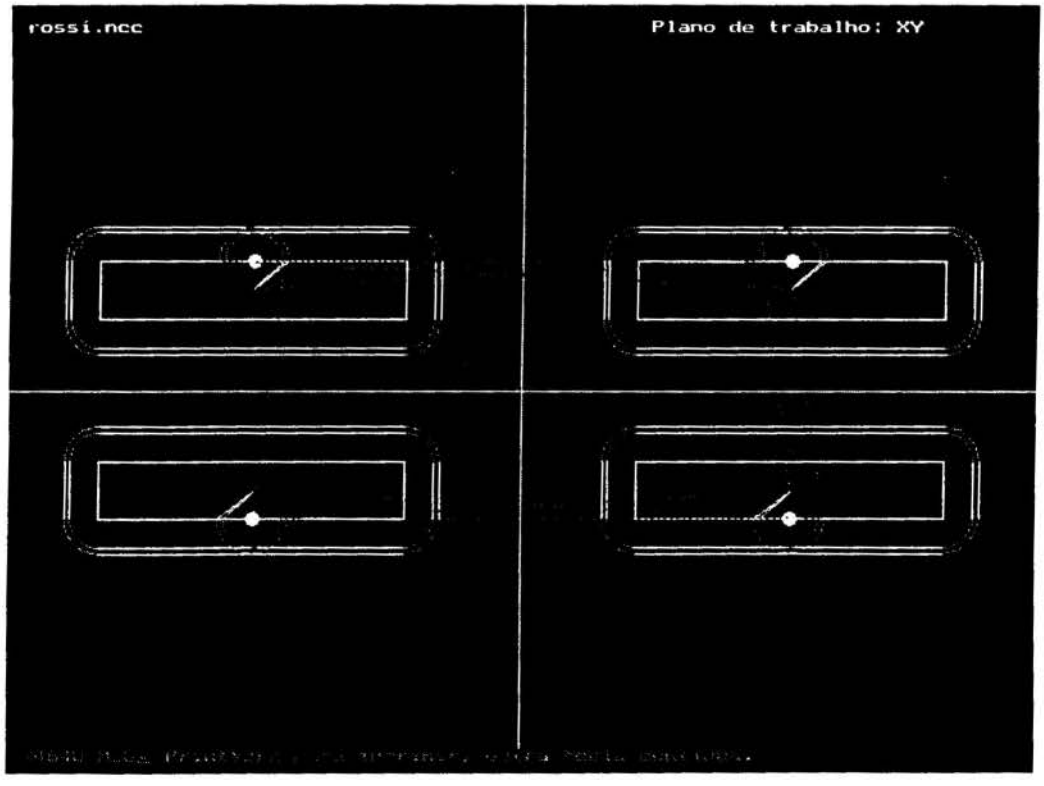


Figura 2 - Exemplo de peça simulada: fresamento de contorno e ciclo de furação

4.3. Menu Simulação

Para proporcionar uma visualização animada da usinagem foi implementada uma rotina de simulação gráfica. O módulo de simulação é composto pelas opções: EXECUTAR e PASSO A PASSO.

A opção EXECUTAR realiza a leitura de cada bloco, mostrando-o no vídeo, e promove a movimentação da ferramenta para cada comando interpretado. Na simulação gráfica, a ferramenta é representada por trajetórias retas e curvas, em forma de linhas coloridas que indicam a operação executada e o sentido.

A opção PASSO A PASSO realiza, basicamente, a mesma ação que a opção EXECUTAR, entretanto, executa os blocos de comandos G bloco a bloco, dando ao usuário a possibilidade de acompanhar a execução de cada bloco em particular.

4.4. Menu Impressão

Este menu contém as funções de geração de relatório do sistema. Os relatórios são dados pelas opções DESENHO, RELATÓRIO e CÓDIGO. A opção DESENHO indica ao usuário como proceder para imprimir o desenho da peça simulada. A opção RELATÓRIO gera a saída impressa de um relatório com informações de Planejamento de Processo, onde são relatadas as trocas de ferramenta, as funções miscelâneas encontradas no programa, em código G, simulado, o sistema de unidades, o avanço e a velocidade de corte utilizados no decorrer da simulação, a estimativa dos tempos de usinagem total e por processo e as funções não reconhecidas. A opção CÓDIGO imprime a listagem do programa em código G selecionado na função ABRIR do menu Arquivo.

4.5. Menus Sair e Help

O menu SAIR contem a opção de finalização do sistema e o menu HELP contem as opções da ajuda *on-line* e SOBRE. Na opção SOBRE, há uma breve descrição da versão do sistema. A opção AJUDA mostra um texto explicativo sobre os diversos menus da tela principal do sistema e o funcionamento das várias opções.

5. CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou o desenvolvimento de um sistema de simulação de programas de comando numérico, que atualmente está sendo utilizado na disciplina de Automação da Manufatura e Comando Numérico, sendo uma ferramenta muito útil para a melhoria do nível de aprendizado por parte dos alunos que o utilizam. O sistema apresenta como diferencial a geração de um relatório com informações de planejamento de processo, bem como, o atendimento de vários processos de usinagem (fresamento, torneamento, furação e processos correlatos), simulando a fabricação de peças prismáticas e de revolução.

Por ser um sistema didático, ele aborda apenas as principais funções G, o que torna a simulação de casos específicos deficiente, devido à grande variedade de comandos/máquinas e à flexibilidade das normas que definem as sintaxes do código G. Assim, o SIMPRONC pode apresentar alguma deficiência em relação às diversas sintaxes encontradas para os comandos/máquinas existentes no mercado.

O programa (fonte e executável) e a documentação referente ao desenvolvimento do sistema (Lima, 1997) estão disponíveis através da Internet em ftp://graco.unb.br/pub/projeto_final /cnc/simpronc.zip

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

GROOVER, M. P. & ZIMMERS, E. W., "CAD/CAM: Computer-Aided Design and Manufacturing", Prentice/Hall International editions, New Jersey, 1984, pp.133-228.

ISO, "Numerical Control of Machines - Program Format and Definition of Address Words", ISO 6983/1, 1982.

LIMA, F.R.F., "Desenvolvimento de um Sistema Computacional para Edição e Simulação Gráfica (Bidimensional) de Programas NC", Relatório de Estágio Supervisionado, UNB, 1997.

PAO, Y. C., "Elements of Computer-Aided Desing and Manufacturing", Jonh Wiley & Sons, Estados Unidos, 1984, pp.23-46.

ROZENFELD, H., "Programação de Máquinas CN com uma Linguagem Universal", Revista Máquinas e Metais, edição de novembro, 1989.

SCHILDT, H., "C Completo e Total", McGraw-Hill, São Paulo, 1990.

SINUMERIK 3T - 3TT, "Instruções de Programação", Maxitec, 1988.

STEMER, C. E. & FERREIRA, A. C., "Introdução ao Comando Numérico", UFSC / GRUCON / ENATEM, 1982.

VOISINET, D. D., "CADD - Projeto e Desenho Auxiliados por Computador", McGraw-Hill, São Paulo, 1988, pp. 346-365.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB473

A CAD SYSTEM TO CONCEPTUAL PHASE OF DESIGN

CRISTIANO MACHADO & FRANCO G. DEDINI
Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia Mecânica - Unicamp - Campinas
CEP 13083-970 Campinas, Brasil - E-mail: juca@fem.unicamp.br

Abstract

This work is concerned about the conception of computer programs to aid the process of mechanical design. Today it urges the development of systems that works further than the traditional areas dedicated by CAD systems (Computer Aided Design) that are the area of draft. CAD systems must aid in the conceptual phase of design. This paper presents the development of a software system as a solution to this problem in design field. This program uses design methodologies that are presented in literature. It was developed in visual object oriented language, and it was split into 3 modules with tasks of: design process management, requirements determination and conception development. This system is directed towards educational application, working as a auxiliary tool in undergraduated courses in mechanical design field.

Keywords

Conceptual Phase of Design, Product Design, Computer Aided Design, Expert Systems

1. INTRODUCTION

Design in mechanical engineering has a growing interest of community. Today it is necessary to develop new models for conception and tools capable of accelerate the mechanical design process are essential.

The process of mechanical design is evolutive, and it is a characteristic of the society where it has been used and developed and also a characteristic of the fabrication means presents in this society. However, a character is common to mass production: the huge volume of information involved in the development of new products.

The computer and information technology makes possible today to work with whole this information in a simple way. The advances in expert systems able the development of programs that are capable of use a great amount of information and process them, to make easier and more productive the design process. Furthermore, the advances in computer technology made possible the development of softwares to aid product design.

Programs that are destined to help in product design are inserted in a general field called Computer Aided Design (CAD). CAD softwares have been developed mainly in direction of draft software.

Many times it was called impossible the realization of systems to make a completely product, because it evolves ingenuity, but computer is not addressed to this kind of job, but to analyze the information of a field and select the most important, then show it to a human been who will do the creative job.

1.1 Backgrounds

Hundal (1990) has studied one of the first effort to develop a software to aid in conceptual phase of design . This program used algorithms to establish functional structures and make a search for solutions. It owned a data base with physical and functional effects. The more promising solutions were saved in a matrix that allowed a manual composition of conceptual variables which were evaluated. The main problems of this program were the lack of graphical output environment, the small process capacity of computers, the big quantity of manual work involved and the use of only one principle of solution.

Many works has been developed till then. Hundal (1990) developed a program to be used at the early steps of a methodology determined by him. This methodology is near the work that has been developed by Pahl & Beitz, so called "Systematic Design".

Ogliari *et al.* (1995) developed a software based on expert systems and objected oriented language, to the field of measurement systems design.

Fiod-Neto (1993) has developed a software that using a initial requirements list, conduct, step by step, the user toward the analyses and synthesis of product functions. The program also has a catalog of known solutions that enables the user to compose a solution to his problem that fulfills his needs. Furthermore, this software aid the user to select and evaluate the generated conceptions. Silva (1995) added improvements over the system developed by Fiod-Neto, adapting the program to work under Windows environment and implementing new modules to the system.

1.2 Objectives

In this way, it is patent the possible gains in using a CAD to develop products. This systems may reduce the time to market of products, use standard parts in products, control adequately the process and integrate whole productive system, one time they can change information of whole design process.

Here it was intended to develop the basis of a CAD system and in one next step convert this program into a expert system.

2. THE COMPUTATIONAL SYSTEM TO DESIGN DEVELOPMENT

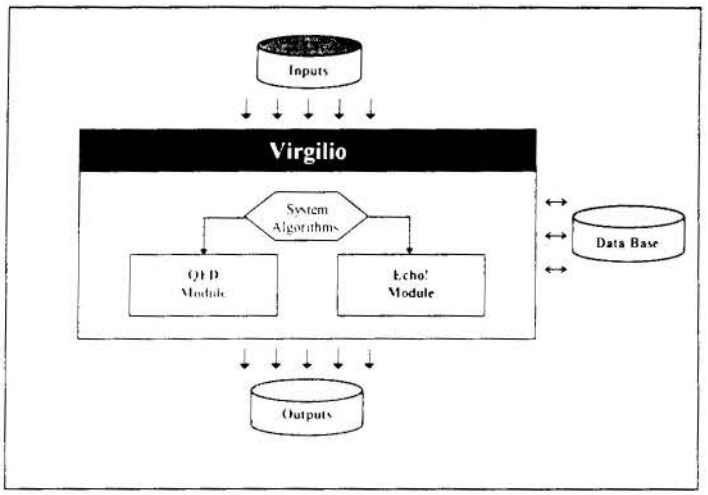
The system developed used methodologies researched in literature. Picture 1 shows a general flux of program.

The system is divided into a main module and two dedicated modules to execute system's tasks. The modules are:

- ***Virgilio***: This is the main module which is responsible for design management and order the tasks.

- ***Quality Function Deployment (QFD) Module***: This is the module which develop design requirements using QFD methodology. It is not the propose of this paper to explain usage and technique of QFD. To those that wants to know more about QFD, it is recommended to consult the work of Akao (1990), who introduced the methodology in Japan in 1967.

- ***Echo!***: This module is responsible for development and improvement of the conceptions of the product. It was implemented a methodology determined by Pugh (1991) called "Pugh Concept Selection". It will not be explained deeply, due to space limitation in this paper.

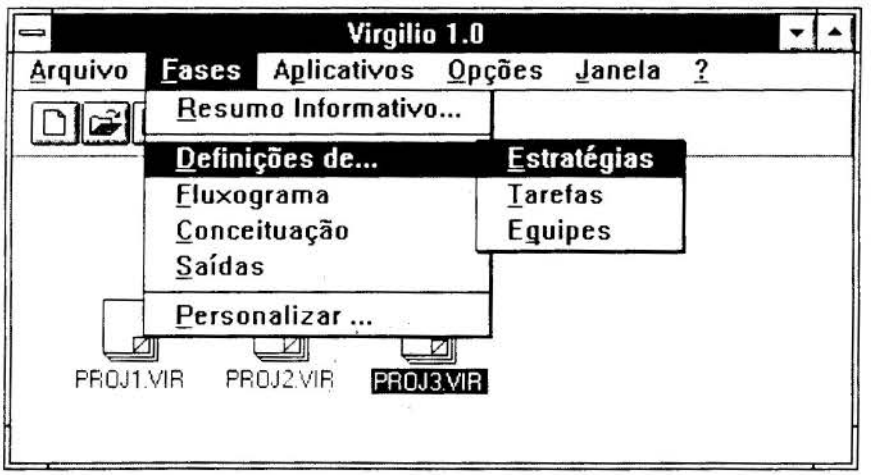


Picture 1 - Virgilio Program and its modules

2.1 The Module *Virgilio*

This module is responsible for task management of the system. Picture 2 shows the graphical interface of system. All modules of this system are writing in Portuguese, but an English version is under development.

This module is called ***Virgilio*** in honor of the character of "Divina Comédia" by Dante Alighieri. Likewise Virgilio was a guide to the poet in his travel from Hell to Heaven this program intend to be a guide to the user from begin of design until the product conception.



Picture 2 - Main window of software ***Virgilio***

The program organizes the activities of Conceptual Phase of design in the main topics:

I. Acquisition of system's inputs;

II. Development of Design Requirements. This activity is developed by the ***QFD Module***;

III. Progress Evaluation;

IV. Create and improve conceptions to the product. Module ***Echo!*** is the responsible of this task;

V. Deployment of Quality to subsystems;
VI. Presentation of product design outputs.

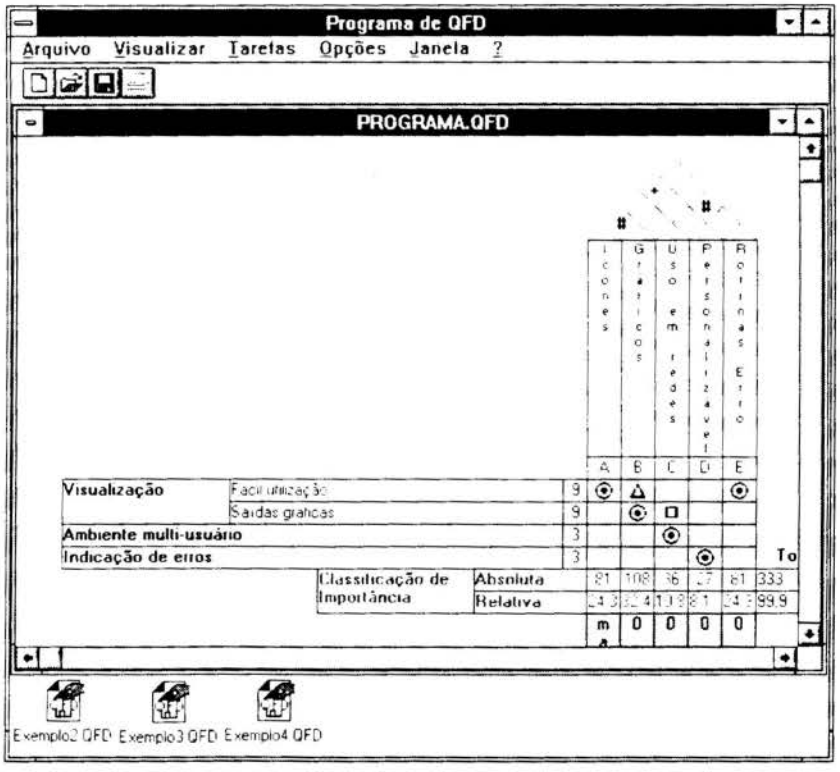
2.2 The Module for *QFD*

To develop the needs of consumer the program uses the ***QFD Module***. It develop the consumer needs and results in product design requirements.

One time it was used object oriented language, it is possible to use this module as a individual software.

Its functions are:

- to develop the consumer needs;
- to determine the engineering requirements to product;
- growing the team's comprehension of the product.



Picture 3 - Graphical interface of ***QFD Module***

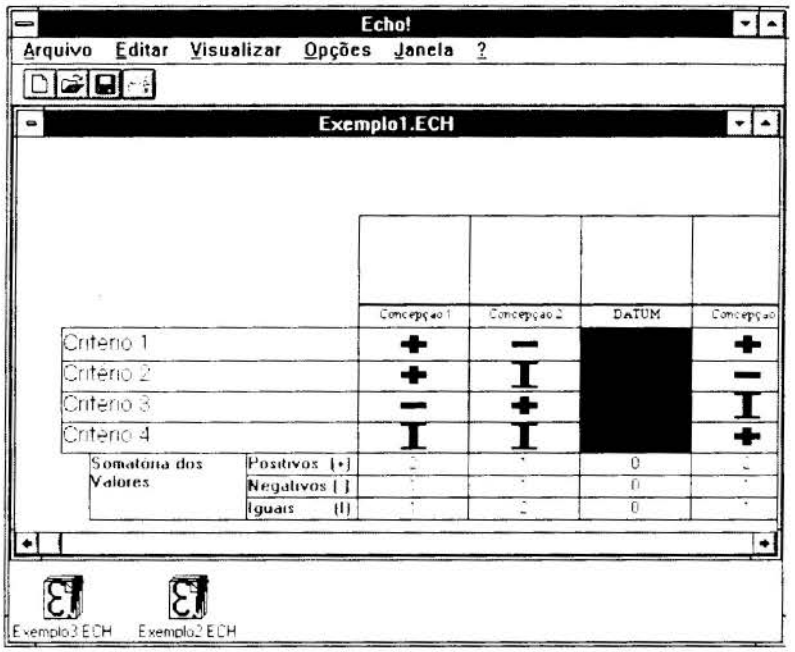
2.3 The Module *Echo!*

Picture 4 shows the graphical interface to this module. Here was implemented the *Pugh Concept Selection Process* which is explained in Pugh (1991).

To arrive at the winning concept it is necessary to follow 11 steps:

a) To determine the initial concepts;
b) To choose criteria;
c) To form the matrix;
d) To clarify the concepts;
e) To choose the datum concept;
f) To run the matrix;
g) To evaluate the ratings;

h) To attack the negatives and enhance the positives;
i) To select new datum and rerun the matrix;
j) To plan further work;
k) To iterate to arrive at the winning concept.



Picture 4 - Graphical interface of ***Echo!***

3. CONCLUSIONS AND FUTURE WORK

The CAD system here exposed intend to be a first step into the development of a expert system to mechanical design. It is just a prototype and it is needed to proceed with users tests to validate the system.

It is possible to develop other modules for this software, so there are many possibilities to improve whole performance of product, adding modules like: confiability programs, value analyses programs and others. The biggest improvement will be done with the use of expert systems, that may be used to develop QFD, generate conceptions, and suggest alternatives.

4. ACKNOWLEDGMENT

FAPESP - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo - must be acknowledged to providing the financial support to develop this work.

5. REFERENCES

Akao, Y. *Quality Function Deployment*, Productivity Press, Cambridge M.A., 1990.

Clausing, D. *Total Quality Development*, ASME Press, New York, 1993.

Fiod-Neto, M. *Desenvolvimento de sistemas computacionais para auxiliar a concepção de produtos industriais*. Doctorate thesis, Santa Catarina: UFSC, 1993.

Hundal, M. S. A Systematic Method for Developing Function Structures, Solutions and Concept variants. *Mechanisms and Machine Teory*, vol. 25, no. 3, pp. 243-256, 1990.

Machado, C. *Estudo sobre a Metodologia e Morfologia do Processo de Projeto Mecânico.* Master thesis, Campinas: Unicamp, 1997.

Ogliari, A. et al. Implementação Computacional do Processo de Concepção de Produtos Utilizando Análise Orientada a Objetos e Sistemas Especialistas. *Annals of XIII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Belo Horizonte: UFMG, pp. 1-5, 1995.

Pahl, G. & Beitz, W. *Engineering Design: a Sistematic Approach*, Springer-Verlag, Berlin, 1988.

Pugh, S. *Total Design Integrated Methods for Successful Product Engineering*, Addison Wesley Publishing Company, New York, 1991.

Silva, J. S. *WINSAPPI: A Evolução de uma Metodologia Computacional para o Projeto Conceitual.* Master thesis, Santa Catarina: UFSC, 1995.

UNESP

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB547

IMPLEMENTAÇÃO DE UM SISTEMA COMPUTACIONAL PARA OTIMIZAÇÃO DO CORTE DE RETÂNGULOS / *IMPLEMENTATION OF A COMPUTATIONAL SYSTEM FOR THE RECTANGLES CUTTING OPTIMIZATION*

Raimundo Ricardo Matos da Cunha & Altamir Dias
Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC
CEP: 88040-900 - Florianópolis - SC - Brasil
E-mail: ricardo@emc.ufsc.br, altamir@emc.ufsc.br, dias@vt.edu

Abstract

This work presents a proposal of procedure to solve the optimization problem involved in unidimensional and bidimensional cutting of rectangle pieces from large stocks. It tries to define one algorithmic structure of an interface where the definition and solution of cutting pattern can be reached and applied to the production line.

Keywords

CAD & CAM, Computational System, Cutting Stock Problem, Optimization, Encaixe, Otimização, Problema da Ordenação de Cortes, Sistema Computacional

1. INTRODUÇÃO

As perdas de matéria-prima durante todo o ciclo de extração, beneficiamento e processamento são naturalmente inevitáveis. Contudo, nas indústrias de produtos planos, como por exemplo, papel, tecido, couro, plástico e laminado, esse problema é preocupante; o que tem levado ao estudo de soluções para reduzir a quantidade de material desperdiçado no processo de corte. Normalmente, fornecido em rolos de diversas larguras, os materiais desse tipo têm que ser recortados em peças de larguras menores (Lins, 1988). O arranjo dos cortes, que na maioria das vezes é realizado através de métodos práticos, sem o uso de um método racional, produz quantidades inaceitáveis de sobras de material. Isso repercute diretamente no custo final da produção. A redução deste desperdício pode ser colocado como um problema de otimização e solucionado a partir do uso de técnicas de programação matemática linear (Dias, 1991). A solução desse tipo de problema consiste em determinar, qual deve ser o melhor arranjo, no qual as peças retangulares menores deverão ser dispostas, dentro de uma área retangular maior, e qual o seqüenciamento a ser seguido no corte, de modo que satisfaça a condição de minimização das perdas de material (Dias, 1991).

Nas seções a seguir, é feita uma proposta de estrutura para uma interface computacional de procedimentos, de forma que possa ser aplicada na preparação, solução e programação do recorte otimizado de peças retangulares, a partir das propostas de padrões de corte unidimensional e bidimensional.

Estes procedimentos podem ser divididos em módulos, os quais são descritos juntamente com a seqüência de procedimentos de obtenção da solução do problema. São descritos o algoritmo utilizado no processamento numérico e a planilha dos dados de entrada e controle da operação de corte pelos setores da indústria envolvidos no processo.

Este trabalho procura dar uma contribuição ao problema de minimização de perdas de recorte, no qual o resultado deve estar vinculado a propor soluções para a melhora do processo produtivo. Dentro deste objetivo, delineia-se que deve ser alcançado as seguintes proposições:

(1) utilizar um conjunto de estratégias para obtenção de soluções para problema de recorte unidimensional e bidimensional de peças retangulares;

(2) propor uma estrutura de uma interface computacional amigável que facilite a solução deste tipo de problema;

(3) propor a integração deste tipo de solução no setor industrial de recorte, permitindo ao sistema de ler e gravar formatos de arquivos compatíveis com outros aplicativos que sejam usados no processo produtivo.

2. A ESTRUTURA DA INTERFACE

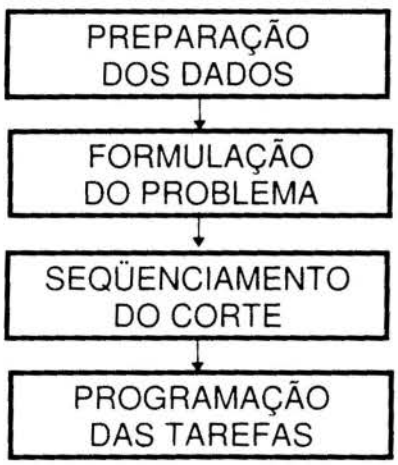


Figura 1 Estrutura Modular da Solução

Uma interface interativa para obtenção de soluções do problema de otimização do recorte pode ser proposta a partir da seguinte seqüência de módulos, na qual destacam-se quatro módulos principais, como mostra a figura 1.

Cada módulo tem um papel relevante no processo de preparação, solução e aplicação dos resultados no processo produtivo. Os dados referentes aos blocos inicial e final são implantados usando planilhas tipo Excel/Windows, enquanto que os blocos intermediários dispõem de algoritmos para a solução do problema de otimização, fazendo a formulação matemática e definindo o seqüenciamento do corte.

2.1 Preparação dos Dados de Entrada

Partindo do princípio que o ambiente de aplicação deste sistema é um ambiente industrial, e que hoje, a filosofia reinante na organização e no gerenciamento do processo produtivo é a da engenharia concorrente, as informações de interesse para a solução do problema devem ser captadas em diferentes setores da empresa. Dos diversos setores, foram priorizados buscar informações nos seguintes: o PCP (Planejamento e Controle da Produção), que fornece o número de peças a serem fabricadas; os setores de custos e contabilidade, de onde tiramos a informação sobre custo de compra, de produção e depreciação dos equipamentos. Os setores de estamparia e montagem, de onde tiramos as demandas necessárias para manter a produção contínua e para a montagem dos equipamentos.

As informações estão organizadas na forma de planilhas. As várias planilhas do setor produtivo são cruzadas para obtenção de todas as informações necessárias à realização dos recortes. Quanto a estas informações destacam-se dois tipos fundamentais: as informações definidas como básicas, dentre as quais estão as dimensões e as quantidades de cada uma das peças retangulares pedidas, as dimensões nominais e as quantidades das matérias-primas

disponíveis para o corte, e o custo de cada matéria-prima; e as informações complementares, tais como: o número do lote do pedido, o nome do cliente, a data e hora da expedição do pedido e o estado do pedido, se o mesmo está sendo produzido, foi cancelado ou se já foi produzido.

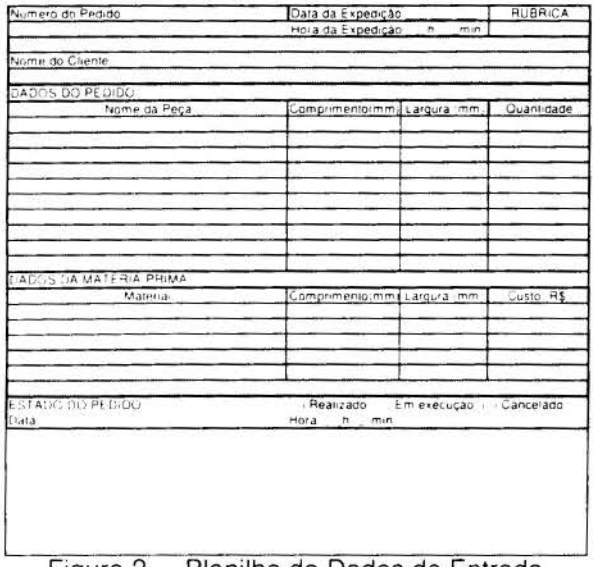

Número do Pedido | Data da Expedição | RUBRICA
Hora da Expedição h min
Nome do Cliente
DADOS DO PEDIDO
Nome da Peça | Comprimento(mm) | Largura (mm) | Quantidade
DADOS DA MATERIA PRIMA
Materia | Comprimento(mm) | Largura (mm) | Custo R$
ESTADO DO PEDIDO | Realizado | Em execução | Cancelado
Data
Hora h min

Figura 2 Planilha de Dados de Entrada e Controle da Operacão de Corte

A interface para a manipulação dos dados é definida a partir de planilhas tipo Excel/Windows, conforme pode ser visto na figura 2. Esta planilha, é preenchida com os dados de entrada a partir do PCP e salva em formato texto, possibilitando o interfaceamento com outras aplicações comuns na linha de produção, podendo também ser lida pelo sistema aqui proposto.

2.2 Formas do Problema de Recorte

O problema do corte industrial possui diferentes formas de ser apresentado.

Conforme as particularidades dos problemas, uma técnica pode ser mais indicada para encontrar a solução do que as outras. Sendo assim, a formulação do problema acaba tornando-se também uma função da forma em que o problema é apresentado.

Basicamente, o problema de otimização de recorte de peças retangulares pode ser classificado, como sendo unidimensional ou bidimensional. No caso unidimensional, somente uma dimensão do retângulo a ser recortado é usada no processo de otimização. Essa situação é bastante comum no corte de barras de aço para a indústria mecânica e para a construção civil ou na obtenção de rolos de papel menores a partir de rolos maiores. No caso bidimensional, as duas dimensões das peças retangulares são importantes no processo de otimização do recorte.

Uma variante na forma do recorte é o corte tipo guilhotina. Este tipo de problema é bidimensional, com a solução sendo obtida a partir da solução de dois problemas unidimensionais. Neste caso, a peça deve ser cortada de tal forma que o corte seja direto, isto é, se inicie num lado e atravesse a peça seguindo em linha reta até o outro lado. Este problema é considerado, porque muitas máquinas utilizadas na indústria são específicas para realizar este tipo de corte. Este processo possui algumas vantagens dentre as quais se indicam, o menor tempo de produção e a formulação matemática mais simples. Por outro lado, a restrição de utilizar somente cortes tipo guilhotina é uma limitação nas possibilidades de recortes possíveis. O resultado desta forma de recorte, é um arranjo das peças dentro da área de corte definindo sempre a obtenção de tiras.

2.2.1 Formulação do Problema Unidimensional

A figura 3, mostra a disposição das peças de recorte que aparecem no caso unidimensional.

O problema do corte unidimensional é formulado da seguinte maneira: uma placa contínua de comprimento L deve satisfazer a demanda de uma quantidade N_i de tiras de comprimento l_i, i=1,...,m.

A demanda N_i deve ser satisfeita pelo fornecimento do número de tiras de comprimento l_i, tal que a soma total de quantidade de peças com este padrão seja no mínimo N_i. As demandas são satisfeitas em função de diferentes padrões de corte utilizados sobre o comprimento L da placa.

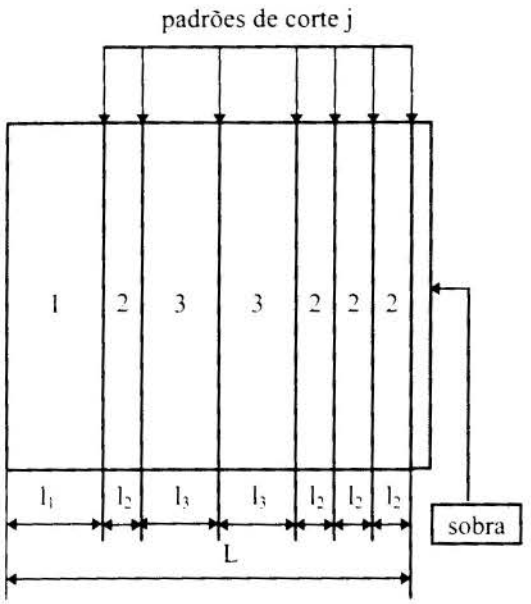


Figura 3 Padrão de Corte Unidimensional

Denominando de C, o vetor dos custos de cada peça e X o número de vezes que o padrão de corte será obtido, pode-se agora colocar isto na forma de um problema de programação linear, onde tem-se que:

$$\text{Minimizar } \sum \mathbf{C} \cdot \mathbf{X} = \sum_{j=1}^{n} c_j \cdot x_j$$

$$\text{Sujeita a} \qquad (1)$$

$$\sum \mathbf{A} \cdot \mathbf{X} \geq \mathbf{N} \Leftrightarrow \sum_{j=1}^{n} a_{ij} \cdot x_j \geq N_i$$

$$\text{com } i = 1, \ldots, m$$

$$x_j \geq 0 \text{ e inteiro, com } j = 1, \ldots, n$$

em que:

$\mathbf{A} = (a_{ij})$, é a matriz com m linhas e n colunas. Uma coluna para cada valor possível de padrão de corte. Cada termo a_{ij} representa a quantidade de peças de comprimento l_i, toda vez que o padrão de corte j é usado;

$\mathbf{N} = (N_1, N_2, \ldots, N_m)$, é o vetor-coluna de demandas. Cada componente N_i representa a quantidade de peças de comprimento l_i pedida.

Dessa forma, cada coluna da matriz A, é formada por inteiros não-negativos a_{ij} satisfazendo a seguinte condição:

$$\sum_{i=1}^{m} l_i \cdot a_{ij} \leq L \qquad (2)$$

Este tipo de formulação resulta num problema numérico; em que o número de colunas geradas é muito grande, tornando a determinação da solução muito demorada. O trabalho de (Gilmore *et al.*, 1961) e seguidores (Lins, 1988 e Salkin, 1975) desenvolvem técnicas computacionais para solucionar este tipo de dificuldade.

2.2.2 Formulação do Problema Bidimensional

O problema bidimensional consiste em definir uma região contínua de área retangular W x L, na qual deverá ser cortada em peças retangulares menores w_i x l_i, i=1,2, ... , m; de forma a atender uma demanda N_i. Essa demanda N_i pode ser atendida por diferentes padrões de corte realizados ao longo da área W x L, como ilustra a figura 4.

A formulação deste problema utilizando programação linear é equivalente ao caso unidimensional. Só que neste caso, para resolvê-lo, é melhor formulá-lo como um problema Knapsack generalizado.

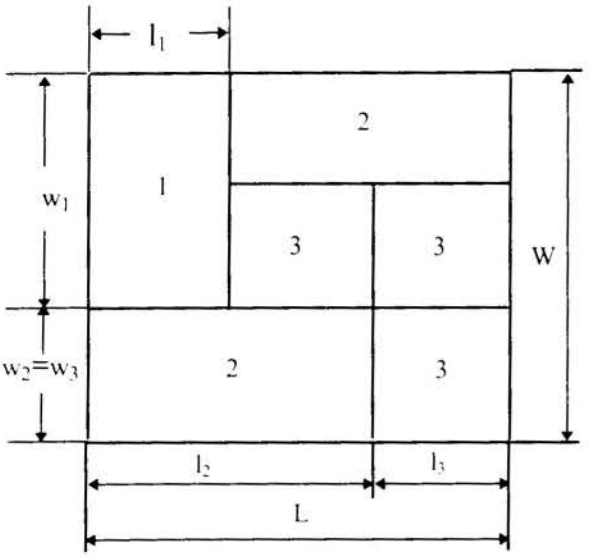


Figura 4 Padrão de Corte Bidimensional

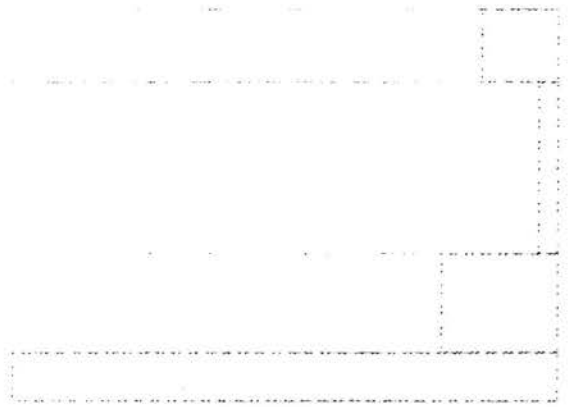


Figura 5 Corte Guilhotina a Dois Estágios

Da mesma forma, são os trabalhos de (Gilmore *et al.*, 1961, 1963, 1965 e 1966) que introduziram o tratamento do problema de recorte bidimensional como um problema de Knapsack. Neles a forma de corte é o tipo guilhotina.

A formulação do problema de corte tipo guilhotina, para o caso bidimensional, é definida a dois estágios, como mostra a figura 5. Os estágios dizem respeito à direção de corte tomada. A solução consiste em resolver dois problemas de Knapsack.

Para resolver o problema segue-se a seguinte orientação:

(i) Primeiramente, são determinados os padrões de corte de uma forma tal que o arranjo das peças em tiras, com largura w_i e comprimento L, seja maximizado a partir da área contínua a ser recortada de uma extremidade a outra.

(ii) Determinados os valores ótimos das larguras, o problema agora consiste em minimizar uma função objetivo dada pela equação (1).

2.3 Programação das Tarefas

Uma vez obtidas as soluções para o problema de recorte, o próximo passo é aplicar estes resultados na linha de produção. A saída de resultados também está disponível em forma de planilhas. Com ela, pode-se efetuar a análise de performance do algoritmo de otimização, de diversas maneiras. Além disso, estas informações passam a fazer parte de um banco de dados, a partir do qual os setores de PCP e de custos podem planejar melhor as operações de corte, no que diz respeito, ao tempo gasto, à mão-de-obra necessária, ao controle de estoque da matéria-prima e ao ciclo de equipamentos utilizados.

A apresentação dos resultados deve ser também apresentada numa forma gráfica, possibilitando gerar saídas de desenhos e leiautes para serem utilizados na linha de produção.

3. EXEMPLO UNIDIMENSIONAL

Esse é um típico problema do caso de recorte unidimensional.

Considere uma disponibilidade ilimitada de barras de comprimento nominal 91 polegadas. O seguinte pedido foi feito: 78 barras de comprimento 25 ½ polegadas, 40 barras de comprimento 22 ½ polegadas, 30 barras de comprimento 20,0 polegadas e 30 barras de comprimento 15,0 polegadas.

A pergunta é: como fazer para otimizar o uso da matéria-prima disponível com o mínimo de sobras e o menor custo?

A identificação de cada um dos dados, de acordo com a notação utilizada, é a seguinte:
Comprimento nominal da matéria-prima:

L = 91 pol

Pedido:

Comprimentos solicitados, em pol	Quantidade solicitada
l_1 = 25 ½	N_1 = 78 barras
l_2 = 22 ½	N_2 = 40 barras
l_3 = 20,0	N_3 = 30 barras
l_4 = 15,0	N_4 = 30 barras

Para a formulação do problema temos que:
O vetor dos custos de produção:

Quando só existe um comprimento nominal de matéria-prima disponível, o vetor dos custos de produção é tomado como unitário, tal que:

$$C = [1\ 1\ 1\ 1]$$

Quanto à matriz **A** e o vetor-coluna **x**, podemos sempre inicializá-los de tal forma que cada um dos **n** = **m** padrões de corte utilizem apenas um dos comprimentos da lista de pedidos e que satisfaça o sistema e as restrições do problema(Chvátal, 1983).

$$A = \begin{bmatrix} 3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 6 \end{bmatrix} \qquad x = \begin{bmatrix} 26 \\ 10 \\ 7{,}5 \\ 5 \end{bmatrix}$$

A solução do problema após o processamento numérico, que consiste na aplicação do método simplex revisado com a técnica de geração retardada de colunas proposta por (Gilmore *et al.*, 1963) é a seguinte:

$$A = \begin{bmatrix} 2 & 0 & 2 & 0 \\ 1 & 4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 6 \end{bmatrix} \qquad x = \begin{bmatrix} 24 \\ 4 \\ 15 \\ 1 \end{bmatrix}$$

A interpretação dos resultados conduz-nos aos seguintes padrões de corte ótimos:

Comprimentos	Padrão 1	Padrão 2	Padrão 3	Padrão 4
l_1 = 25 ½ pol	2 barras		2 barras	
l_1 = 22 ½ pol	1 barra	4 barras		
l_1 = 20,0 pol			2 barras	
l_4 = 15,0 pol	1 barra			6 barras

Número de vezes que cada padrão é utilizado:

	Padrão 1	Padrão 2	Padrão 3	Padrão 4
Nº de vezes	24	4	15	1

4. O ALGORITMO DA SOLUÇÃO

Como relatado anteriormente, todo o processamento numérico realizado após a leitura dos dados para a solução do problema de otimização, consiste da aplicação do método simplex revisado com a técnica de geração retardada de colunas.

Com base na notação definida nas seções anteriores, os passos para a implementação desse algoritmo são os seguintes:

(i) Inicialização da matriz "A" e do vetor-coluna "x". Temos: matriz "A_o" e vetor "x_o";

(ii) Resolver o sistema $y \cdot A = [1\ 1\ 1\ 1]$, achando o vetor-linha "y";

(iii) Gerar uma nova coluna da matriz A, tal que a condição descrita anteriormente na equação (2) se verifique, e que também satisfaça a condição $\sum_{i=1}^{m} y_i \cdot a_i > 1$, onde y_i é cada uma das componentes do vetor-linha "y" encontrado no passo (ii). Neste ponto, nós temos a resolução do problema de Knapsack com a aplicação do algoritmo de branch-and-bound, o qual é comumente descrito em livros de pesquisa operacional;

(iv) Resolver o sistema $A \cdot d = a$, onde "a" é a nova coluna gerada no passo (iii) e "A" ainda é a matriz inicial "A_o";

(v) Determinação de qual coluna da matriz A_o vai sair para a entrada da nova coluna gerada no passo (iii). A escolha é baseada na menor razão obtida entre as componentes correspondentes do vetor-coluna "x_o" e o vetor-coluna d encontrado no passo (iv), ou seja, $t = x_{oi}/d_i$. Sai a coluna correspondente a componente i;

(vi) Atualiza-se a matriz "A" e o vetor-coluna "x". O vetor-coluna "x" tem cada uma das suas componentes subtraída pelo valor $(t \cdot d_i)$, assim, $x_i = x_o - t \cdot d_i$. A exceção fica por conta do termo i correspondente à razão t, o qual assume o próprio valor t;

(vii) Realiza-se uma nova iteração com os valores atualizados da matriz "A" e do vetor-coluna "x", até que não mais se verifique o passo (iii).

Segundo (Chvátal, 1983), um método alternativo para a solução desse tipo de problema é baseado em programação dinâmica. Entretanto, os algoritmos empregados na programação dinâmica tendem a ser tediosos quando as componentes do vetor de demanda N crescem. Ficou comprovado por (Gilmore *et al.*, 1963), que o algoritmo de branch-and-bound é cerca de cinco vezes mais rápido que a programação dinâmica.

5. CONCLUSÕES

Embora este problema de recorte tenha sido perseguido em diversos trabalhos de pesquisa operacional (Chvátal, 1983; Dias, 1991; Gilmore *et al.*, 1961; Lins, 1988 e Salkin, 1975), ele não resultou num aplicativo que pudesse ser facilmente disseminado no uso industrial. Esta pesquisa busca como um dos objetivos principais rever as formulações inerentes a este tipo de problema e torná-las disponíveis ao uso num ambiente interativo amigável, utilizando os algoritmos já conhecidos na solução de problemas de programação matemática inteira e associar a eles a utilização de ambientes interativos, através do uso de planilhas eletrônicas Excel e de programação em compiladores Visual C++, com recursos disponíveis para ambiente operacional Windows.

O ambiente proposto tem como objetivo integrar o fluxo de informações acerca do recorte de peças, a partir de diversos setores do processo produtivo, acelerar as decisões referentes à utilização de equipamentos no processo de produção e reduzir o percentual de desperdício resultante da utilização de uma programação não otimizada.

6. REFERÊNCIAS

CHVÁTAL, VASEK **The Cutting-Stock Problem**, Linear Programming, pp. 195-212, W. H. Freeman and Company, 1983.

DIAS, ALTAMIR **Encaixe Geral de Figuras Planas**, Tese apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-RJ, 1991.

GILMORE, P. C.; GOMORY, R. E. **A Linear Programming Approach to the Cutting-Stock Problem**, Operations Research 9, pp. 849-859, 1961.

GILMORE, P. C.; GOMORY, R. E. **A Linear Programming Approach to the Cutting-Stock Problem - Part II**, Operations Research 11, pp. 863-888, 1963.

GILMORE, P. C.; GOMORY, R. E. **Multistage Cutting Stock Problems of Two and More Dimensions**, Operations Research 13, pp. 94-120, 1965.

GILMORE, P. C.; GOMORY, R. E. **The Theory and Computation of Knapsack Functions**, Operations Research 14, pp. 1045-1074, 1966.

LINS, SÓSTENES **CONJUG: Um Sistema para Diminuir Perdas no Corte Industrial de Chapas, Barras e Bobinas**, Proposta de trabalho para o XXI Congresso Nacional de Informática, 1988.

SALKIN, HARVEY M. Company **The Knapsack Problem**, Integer Programming, pp. 383-438, Addison-Wesley Publishing, 1975.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB569

2D DIMENSION-DRIVEN DESIGN SYSTEM BASED ON THE HISTORY OF OPERATION EXECUTION USING AN ATMS SYSTEM

FÁBIO KAWAOKA TAKASE & MARCOS DE SALES GUERRA TSUZUKI
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecânica/Mecatrônica
Av. Prof. Mello Moraes, 2231, CEP:05508-900, São Paulo, SP, Brasil
E-mail: fktakase@usp.br mtsuzuki@usp.br

Abstract

In this paper we present a 2D parametric CAD system that uses the execution history of geometric modelling operations and the dependency among these operations to provide the system the capability of obtaining an solution even when the set of geometric constraints is not complete. This can be achieved using the implicit information that are present in drawings as default values. The execution history of operations gives the precedence order of values to the system, which is an essential information to decide whether or not to replace a chosen value. The system stores information about the dependencies among the executed operations in an Assumption-based Truth Maintenance System (ATMS) avoiding problems with cyclic dependencies and allowing the visualisation of model modifications due to operations changes. In the first section an overview of different approaches to the dimension-driven design is given and after that basic concepts and the system description is presented.

Keywords

computer-aided design, parametric CAD, dimension-driven design, geometric constraints, truth maintenance systems

1. INTRODUCTION

Geometric dimensioning is used to define different geometric variations in CAD systems for mechanical design and many approaches to automate this task are found in literature. The problem can be posted as being the creation of a parametric drawing that can represent a family of objects that share the same topological constraints, but differ from one another in their geometric characteristics (Cugini, 1989). The creation of the parametric model is based on the correct treatment of the set of geometric constraints generated by the functional constraints of the object.

Roller *et al.*(1989) classified the approaches to represent parametric models in three main groups:

The first group, called Primary Approaches, deals with a very limited set of geometric constraints and make use of simple algorithms. One expressive work in this group (Fitzgerald, 1981) deals with linear geometric constraints, such as length and distances, only in the vertical and horizontal directions.

The second group, called Algebraic Approaches, translates the given set of geometric constraints to a system of equations and solve then for the characteristic points of the model using numerical methods like Newton-Raphson (Light *et al.* , 1982). Those approaches were able to deal with cyclic dependencies through the simultaneous resolution of the system of equations.

The third group, called Artificial Intelligence Oriented Approaches, are based on methods that uses the geometric constraints as conditions to the geometric reasoning system. Those methods basically constructs a topological model using structural constraints in a first stage through symbolic manipulations and once it has a consistent topological model it is able to create instances of the model according to dimensional constraints. In Aldefeld (1988) a method is proposed that can give the same result for the same set of geometric constraints independently of the input order. The approaches of this group presents a main drawback, they can not deal with cyclic dependencies. Inui *et al.* (1993) proposed a system using a truth maintenance system to assist the designer. Two main procedures are focused by them, the UNDO capability and the maintenance of the model.

The methods proposed can deal with well defined set of geometric constraints, and some of then can point out when an ill defined set is given as input to the system but problems arises when an incomplete set of constraints must be treated. That problem launch us to other questions such as why is the set of constraints incomplete, and how is the system informed of which constraint to work with. Cugini (1989) shows that CAD systems are not able to deal with implicit information present in the drawing and that steps taken by a skilled designer are not casual and indirectly reflects the functional connections among parts represented on the drawing.

In order to couple with the drawbacks of the previous approaches, we propose here a system that can handle an incomplete set of constraints and is based on design steps taken by the designer, trying to keep record of the design intentions during the creation of the model.

2. BASIC CONCEPTS

By dimension-driven design we understand that the designer must be able to create, modify and maintain a product model only describing the product structural and dimensional constraints. The design system has to give support to the designer not only in the search of a valid instance of the model for a set of geometric constraints but also in the analysis of the impact of changes in the model.

To provide the CAD systems the dimension-driven design capabilitity two methodologies were proposed, the parametric design and the variational design (Singh, 1996). The systems based on these aproaches are able to automatically generate new variants of the model for various sets of parameters.

2.1 Model Creation

To create a geometric model the designer adopts a sequence of operations that corresponds to the functional model that he/she has in mind. As this sequence is not arbitrary, the history of operations executed can inform to the system the precedence of the operations, an information that is essential when default values are used to take advantage of the use of implicit information. The correct replacement of default values must be done by the system as further definition of the model takes place. The consistence of the model is tested in every step of the design process through the verification of the applicability of each operation. This

approach also avoids the problem of cyclic dependencies, because an operation depends only on operations already executed.

The process of model creation is not very different of the normal process of generating a drawing, the difference is in the way information is treated and stored by the system to allow future changes in the model. The parametric representation is hidden from the user by the graphic interface.

2.2 Model Maintenance

The easy of maintenance of the model is the goal of dimension-driven design systems, because the creation of a new instance of a product due to different dimensional schemes can be easily achieved if the system is able to assist the user in the task of changing and maintaining the geometric model.

The maintenance of a model can be splited in two cases, the first one, more complicated, is when structural changes are needed, and the second one, is when dimensions must be changed. In both cases the system must keep information about the dependencies among the operations executed on the model to be able to verify if a dimension change do not introduce inconsistencies in the model and to retract or modify the operations that depends on the changed operation.

2.3 Operations

The modelling operations are described in terms of the conditions that must be verified to allow their application and the consequences of their execution. As described in Morris *et al.*(1986) the operations are implemented accordingly to a precondition list, a delete list and an add list.

Preconditions of the precondition list are facts needed to make the application of the operation possible. The delete list are composed by facts that after the application of the operation are not true anymore and this means that facts in the delete list must be elements of the precondition list. The add list are composed by facts that becomes true with the operation execution.

3. SYSTEM DESCRIPTION

The system implemented is composed by two modules, an interface and a kernel. The kernel contains all the procedures and structures to deal with the data storage and manipulation. The graphic interface module and the data storage and manipulation module are implemented independently in an attempt to keep the kernel of the system independent of the graphical platform used. Now the system runs in Microsoft Windows 95, and the data storage and manipulation is

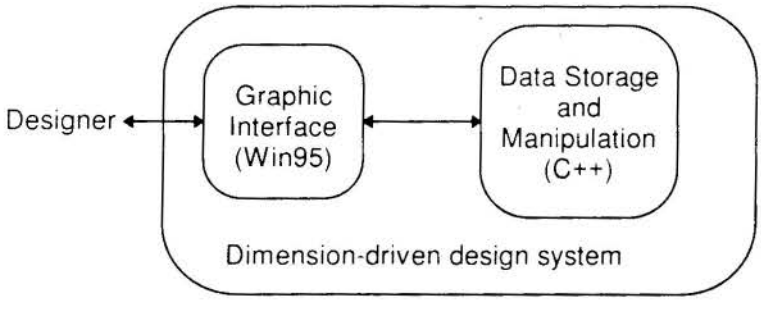


Figure 1 - Implemented System Modules

implemented in C++, as shown in Figure 1.

3.1 The Interface

The graphic interface of the system provided to the designer to actuate on the model is quite similar to the one provided by conventional drawing systems. Some difference can be observed in the number of operations allowed. Those exceeding operations are used to explicitly define geometric constraints, to alter parameterized dimensional values, or to retract operations already executed. The geometric entities that can be used are points, lines and arcs in a 2D space.

3.2 Data Storage and Manipulation

The system, as described before, uses two structures of data organization, an ordered list of executed operations and a dependency tree of those operations. In Figure 2 an example is shown where the execution order of four operations can be reproduced using the information of the History List (a) and the dependency among operations can be observed in the Dependency Tree (b). In the example the independence between operation 1 and operation 2 and between operation 4 and operation 1 can be observed. The Operation 3 depends on Operation 2 and Operation 1, while Operation 4 depends only on Operation 2.

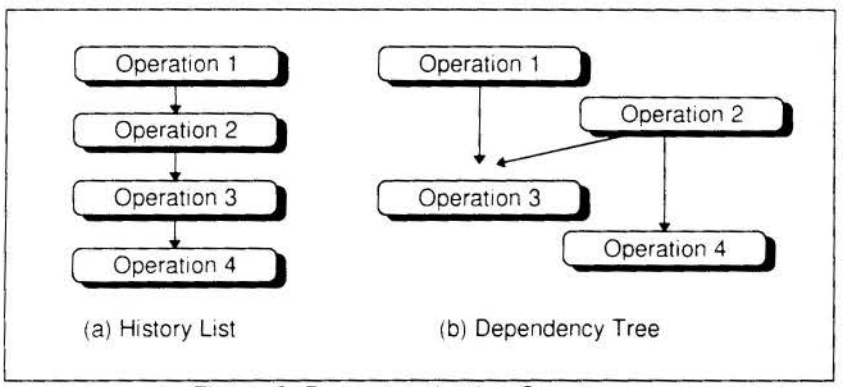


Figure 2: Data organization Structures.

The ordered list of operations that represents the operation execution history was implemented as a simple dynamic linked list containing elements with information about the operation executed and the related parameters.

The implementation of the dependency tree was done using an ATMS *(Assumption-based Truth Maintenance System)* (De Kleer, 1986), due to the possibility of recording the dependency among the operations, the facts (explicit information) and assumptions (implicit information), also providing mechanisms to deal with default logic (Doyle, 1979). An application of this structure can be viewed in Inui *et al.* (1993). The ATMS was implemented as a class `Tatms` containing a class `TNode`, which can represent an operation, a fact or an assumption, and methods to perform the operations requested by the user. Those methods of the class `TAtms` creates and manipulates the nodes of the dependency tree. The node of the ATMS has three properties of interest: a datum, which is a free form description of the node; a justification, which is a set of nodes that the node is directly derived from; and a label which is the set of assumptions that the node depends on. The methods of the class `TNode` deals with the node properties, creating, changing and retrieving information. The implementation of justifications and labels are of special interest. Each node received a integer unique number

identification. The labels and justifications were implemented as arrays of integer, and the set of nodes could be represented by the presence of the node (1) or abscence (0) in the set by the position of the bit in the binary representation of integer number, e.g., the justification of the node is a set that contains the nodes with identification 1, 16 and 34. The binary number should be `00000000000001000000000000000010000000000000010` and if the justification is composed by an array `just` of integer of 16 bits, the justification should be: `just[0] = 2, just[1] = 1` and `just[2] = 4`. This implementation may seem quite cumbersome, but is very efficient when comparisons between sets must be performed, because they can be translated to bit operations like `and`, `or` and `exclusive or`, operations that are performed eficiently by computers.

The main data token of the system are the geometric elements which are implemented as classes. Their properties are referred by the system as facts when explicitly defined by the user through an operation execution or as assumptions when defined implicitly. The importance of this division can be observed later when an example of the execution of a operation is shown.

Operations are implemented as records with a name to the specified operation, the precondition list, the delete list and the add list. A procedure reads those data and then executes the operations performing all the manipulations in the data structure just in case the applicability of the operation is verified.

For example, an operation OP_1 that creates a line l_2 parallel to a line l_1 can be described by a precondition list that contains l_1, a empty delete list, as this operation does not remove any element, and an add list containing l_2. The procedure that reads the operation record verifies the existence of the line l_1 (precondition), and only if this condition is verified the procedure performs the operation with the parameters given by the user. The execution of the given example creates in the dependency tree: a node representing the operation OP_1 which has a dependency relation with the operation that created l_1; a node representing the line l_2, linked to node OP_1; a node representing the fact d, the distance between the lines, explicitly defined by the user as a parameter, linked to the node l_2; and finally a node containing the calculated parameters of l_2 (the equation of the line derived from the equation of l_1 using the parameter d).

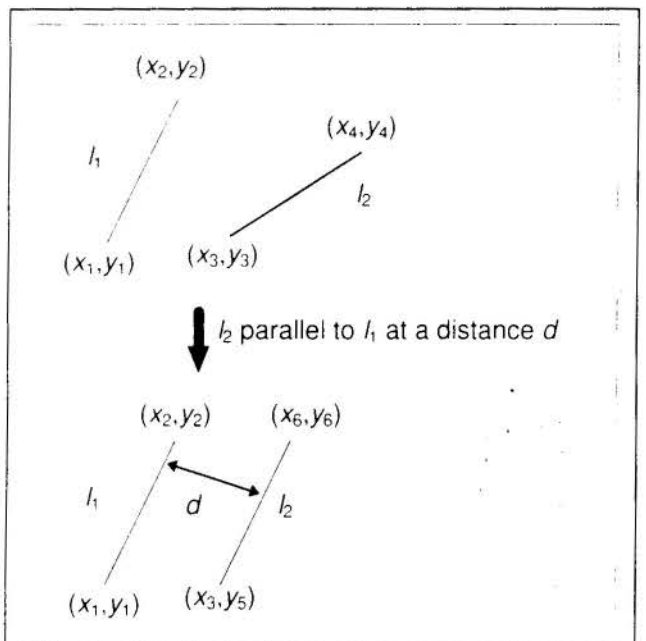


Figure 3: Example of manipulation of two lines.

The difference between facts and assumptions can be explained using the example given. The creation of a line l_2 paralel to the line l_1 verifies only if l_1 exists. The existence of the equation of l_1 is not verified as it should be derived by the system from parameters given explicitly by the user (facts) or from parameters automatically obtained from the sketch of l_1 (assumptions). The assumptions are always created by the system, and they are retracted whenever a fact related to the property is inserted by the user.

In the case shown in Figure 3, the initial state is defined by two lines each one bounded by two points. The second state is generated by the operation of paralelizing the two lines. The reference adopted is the line l_1 and the distance is d. No information about where to begin the line l_2 is given, nor the length of l_2. But, as shown in the figure, the system keeps the x coordinate from point (x_3, y_3) and mantains the length of the line l_2 had before the operation execution. We can observe that if the coordinates from the points that defines the line l_1 changes, the line l_2 must be re-evaluated too.

4. CONCLUSIONS

The system is able to satisfy the proposed requirements, providing to the final user an useful tool to assist in the dimension-driven design process.

The history of execution of operation proved to be a useful information to assist in the process of defining the default geometric and topological values of the model capturing the implicit information given by the designer during the model definition. Without this information, the rigid control over the precedence of operations and the priority of facts could not be verified, resulting in difficulties in dealing with default values.

Using the ATMS to record the dependencies among the operations executed, and the way the operations are represented provided the system the ability to maintain the model and accept later changes verifying always the consistency of the model, and with the history information to deal correctly with the default values.

The model constructed using the tools proposed can be seen not to be a topological model but a procedural model, were when one operation must be executed again with different parameters, all the others that depends on it must be executed again, and the validity of the model is maintained in each operation execution. In the case of operation retraction, all the others that depends on it are retracted, and only them.

5. REFERENCES

ALDEFELD, B. Variation of Geometries based on a Geometric-reasoning Method. *CAD*, vol.20, no.3, April 1988.

CUGINI, U. Capturing Context Dependent Rules from Interaction Sequences: An Example for Mechanical Design. *Organisation of Engineering Knowledge for Product Modelling in Computer Integrated manufacturing*. T. Sata. Elsevier. 1989.

DE KLEER, J. An Assumption-based TMS. *Artificial Intelligence*. Vol28 No2.(1986) pp127-162.

DE KLEER, J. Extending the ATMS. *Artificial Intelligence*. Vol28 No.2 (1986) pp163-224.

DOYLE, J. A Truth Maintenance System. *Artificial Intelligence*. Vol12 No.3 (1979) pp231-272.

FITZGERALD, W.J. Using Axial Dimensions to Determine the Proportions of Line Drawings in Computer Graphics. *CAD*. Vol 13. No.6 November, 1981. pp377-382.

INUI, M., KIMURA, F. Using a Truth-maintenace System to Assist Product-model Construction for Design and Process Planning. *Computer Aided-Design* n 5 No.1 January, 1993.

LIGHT, R. GOSSARD, D. Modification of Geometric Models through Variational Geometry. *CAD*. Vol. 14 No.4 July, 1982. pp209-214.

MORRIS, P.H. NADO, R.A. Representing Actions with an Assumption-based Truth Maintenance System. *Proc. 5th National Conference Artificial Intelligence*, Philadelphia, PA, USA. 1986. pp13-17.

ROLLER, D.; SCHONEK, F.; VERROUST, A. Dimension-driven Geometry in CAD: A Survey. *Theory and Practice of Geometric Modelling*. Springer-Verlag, 1989. P509-523.

SINGH, N. *Systems Approach to Computer-integrated Design and Manufacturing*, John Wiley & Sons, USA. 1996.

UNESP

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB570

MODELADOR DE SÓLIDOS CSG PARAMÉTRICO UTILIZANDO DIMENSÕES RELATIVAS/PARAMETRIC CSG SOLID MODELER USING RELATIVE DIMENSIONS

MARCOS DE SALES GUERRA TSUZUKI
Departamento de Engenharia Mecânica/Mecatrônica, Escola Politécnica da USP
CEP 05.508-900 São Paulo, Brasil - E-mail: mtsuzuki@usp.br

Abstract

A complex solid, according to a CSG representation, is represented by a combination of several primitive solids. When a complex solid is created, it is necessary to apply transformations - translations and rotations - for positioning the solids such that the desired configuration will be obtained. It is possible to modify this solid modifying the value of a primitive solid's dimension. However, the transformations used for positioning will be maintained constant. In this work we will propose a parametric representation based on relative dimensions for representing the positioning transformations. We will define relative dimensions and an algorithm to validate the relative dimensions will be presented. We will present some relative dimension's properties that will allow the definition of some heuristics for the solution searching in the parametric problem.

Keywords
Parametric CAD, Solid Modeling, CSG, Dimension Representation, Assembling.

1. INTRODUÇÃO

Um sólido complexo, segundo a representação CSG, é representado pela composição de vários sólidos primitivos. É importante lembrar que será necessário aplicarmos transformações - *translações e rotações* - para posicionarmos os sólidos de modo que a configuração desejada seja obtida. É possível modificar este sólido alterando o valor de alguma dimensão de sólidos primitivos. Entretanto, as transformações de posicionamento serão mantidas constantes e poderão não representar as intenções do projetista. Neste trabalho proporemos uma representação paramétrica para estas transformações.

Uma das características de um sistema CAD paramétrico é o suporte para definir esquemas de dimensionamento. Para representarmos dimensões é necessário termos acesso aos elementos geométricos do sólido primitivo (por ex.: planos, linhas e pontos). Quando for necessária realizar alguma modificação no projeto, o valor da dimensão de interesse é alterado e o sistema paramétrico recalculará o novo projeto de forma automática. Assim, é possível definir dois estados para as dimensões nos sistemas paramétricos: ou a dimensão é válida, ou a dimensão é inválida. Uma dimensão é válida quando o valor fornecido pelo usuário é equivalente ao valor constante no projeto. A dimensão é inválida quando estes valores não forem equivalentes. Assim,

o usuário, geralmente, transforma dimensões válidas em inválidas; e o sistema paramétrico transforma dimensões inválidas em válidas. A Figura 1 ilustra estes dois passos. Quando não é possível transformar dimensões inválidas em dimensões válidas, dizemos que alguma dimensão está incorreta.

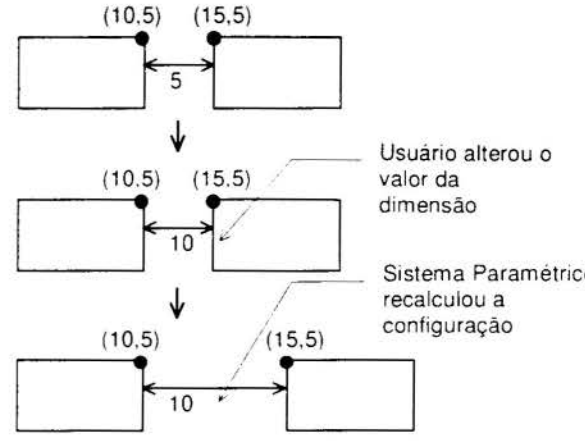


Figura 1. Comportamento de uma dimensão em um sistema paramétrico.

Nestes aspectos, consideramos que uma proposta para tornar a representação CSG uma representação paramétrica, é representarmos as translações e rotações utilizadas para posicionar os dois sólidos por meio de dimensões. Desta maneira, o problema passa a ser uma busca pela transformação que torna todas as dimensões válidas. Sem perda de generalização, é possível considerar um dos sólidos fixo e o outro móvel. Assim, reduzindo o problema em encontrar a matriz de transformação que ao ser aplicada ao sólido móvel, tornará todas as dimensões relativas em dimensões válidas. Considerando o exemplo da Figura 1, o sólido à esquerda é fixo e o sólido à direita é móvel.

Gossard et al. (1988) propôs operadores de posicionamento relativo (*rpo - relative positioning operator*) que relaciona elementos primitivos presentes em uma árvore. Entretanto, ele não comenta como as dimensões definidas pelos operadores podem ser validadas. Ele também não comenta como estender a sua proposta para representar operadores de posicionamento que não relacionem apenas planos - por exemplo, linhas e planos, ou pontos e planos.

Neste trabalho apresentaremos uma proposta baseada em dimensões relativas para tornarmos a representação CSG uma representação paramétrica. Para isto, primeiro, definiremos dimensões relativas e em seguida apresentaremos um algoritmo para validar um conjunto de dimensões relativas. Também apresentaremos algumas que nos permitirá definir algumas heurísticas na busca da solução que valide um dado conjunto de dimensões relativas.

2. Dimensões Relativas

Um conjunto de dimensões relativas é representado por:

$$\Delta = \{d_1, d_2, ..., d_n\} \qquad (1)$$

onde, Δ é um conjunto de dimensões relativas e d_i é uma dimensão relativa. Conforme comentamos anteriormente, uma dimensão relativa possui dois possíveis estados: válido e inválido. O estado de um conjunto de dimensões relativas é representado pela equação abaixo:

$$A\langle\Delta\rangle B = \delta \qquad (2)$$

onde, A é o sólido fixo, B é o sólido móvel e δ é o conjunto de dimensões relativas válidas. Desta maneira, se $\delta = \{\ \}$ então nenhuma dimensão relativa é válida. Se $\delta = \Delta$ então todas as

dimensões relativas estão válidas. Existem quinze tipos de dimensões relativas que estão listadas na Tabela 1.

Tabela 1. Todos os quinze tipos de dimensões relativas

- Distância Plano-Plano com normais coincidentes,
- Distância Plano-Plano com normais opostas,
- Ângulo Plano-Plano,
- Distância Plano-Linha (e vice-versa),
- Ângulo Plano-Linha (e vice-versa),
- Distância Plano-Ponto (e vice-versa),
- Distância Linha-Linha com direções coincidentes,
- Distância Linha-Linha com direções opostas,
- Ângulo Linha-Linha,
- Distância Linha-Ponto (e vice-versa),
- Distância Ponto-Ponto.

2.1. Conjunto de Transformações

Para propormos um algoritmo que encontre a transformação que valide um conjunto de dimensões relativas será necessário definir algumas operações sobre conjuntos de transformações: a *intersecção*, a *distribuição* e o *produto escalar*. O operador intersecção é definido como:

$$t \in \varphi_1 \wedge t \in \varphi_2 \Rightarrow t \in \varphi_1 \cap \varphi_2 \tag{3}$$

onde, φ_1 e φ_2 representam dois conjuntos de transformações, t é uma transformação e $\cap$ é o operador de intersecção. O operador distribuição é definido como:

$$t_1 \in \varphi_1 \wedge t_2 \in \varphi_2 \Rightarrow t_1 \cdot t_2 \in \varphi_1 * \varphi_2 \tag{4}$$

onde φ_1 e φ_2 representam dois conjuntos de transformações, t_1 e t_2 são transformações e $*$ é o operador distribuição. Note que esta operação não é comutativa. O produto escalar é definido como:

$$\forall t \in \varphi_1 \Rightarrow t_1 \cdot t \in t_1 \cdot \varphi_1 \tag{5}$$

Isto significa que o produto escalar transforma todas as transformações existentes no conjunto de transformações.

2.2. Graus de Simetria

Ao rotacionarmos um cilindro ao redor do seu eixo, não é possível distinguir nenhuma diferença entre o estado anterior à rotação e o estado posterior à rotação. Dizemos que um cilindro possui graus de simetria. Os elementos geométricos (plano, linha e ponto) também possuem graus de simetria:

• **plano**: é possível rotacionar um plano ao redor de qualquer eixo paralelo ao seu vetor normal ou transladá-lo em qualquer direção normal ao seu vetor normal que o resultado da transformação é equivalente ao plano original;

• **linha**: é possível rotacioná-la ao redor de si mesma ou transladá-la no sentido de sua direção que o resultado da transformação é equivalente à linha original;

• **ponto**: é possível rotacionar o ponto ao redor de qualquer eixo que passe por ele que o resultado da transformação é equivalente ao ponto original.

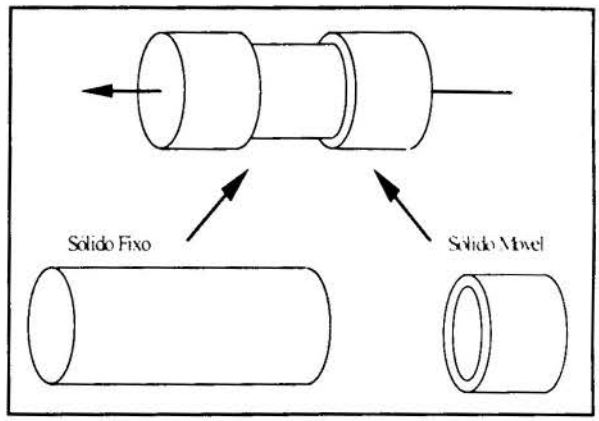


Figura 2. Exemplo de objeto com graus de simetria, tanto no sólido móvel como no sólido fixo.

Os dois sólidos relacionados pelas dimensões relativas podem possuir graus de simetria, como o exemplo da Figura 2. O conjunto de graus de simetria entre os sólidos A e B é representado por $X^{AB} = [\sigma_F, \sigma_M] = \sigma_F * \sigma_M$.

2.3. Graus de Liberdade Associados às Dimensões Relativas

As dimensões relativas possuem graus de liberdade no sentido de que o sólido móvel pode se mover que as dimensões relativas válidas permanecerão válidas. Considere a transformação t^{d_1} que satisfaz a dimensão relativa d_1. Isto pode ser representado pela equação abaixo:

$$A\langle\Delta\rangle(t^{d_1} \cdot B) = \{d_1\} \tag{6}$$

O conjunto de todas as transformações t_{GL} que mantém a dimensão relativa d_1 válida é chamado por conjunto de graus de liberdade associado à dimensão relativa d_1. Assim, a equação abaixo é válida:

$$t_{GL} \in GL(d_1) \Rightarrow A\langle\Delta\rangle(t_{GL} \cdot t^{d_1} \cdot B) = \{d_1\} \tag{7}$$

Como uma dimensão relativa relaciona dois elementos geométricos é possível identificar a contribuição de cada um destes dois elementos geométricos na definição do conjunto de graus de liberdade da dimensão relativa. A letra grega τ será utilizada para representar os conjuntos de graus de liberdade. O conjunto de transformações de simetria relacionados com o sólido fixo será identificado por $\tau_F^{d_1}$ e, o conjunto de transformações de simetria relacionados com o sólido móvel será identificado por $\tau_M^{d_1}$. O conjunto de graus de liberdade relacionados com a dimensão relativa d_1 será representado por:

$$GL(d_1) = [\tau_F^{d_1}, \tau_M^{d_1}] = \tau_F^{d_1} * \tau_M^{d_1} \tag{8}$$

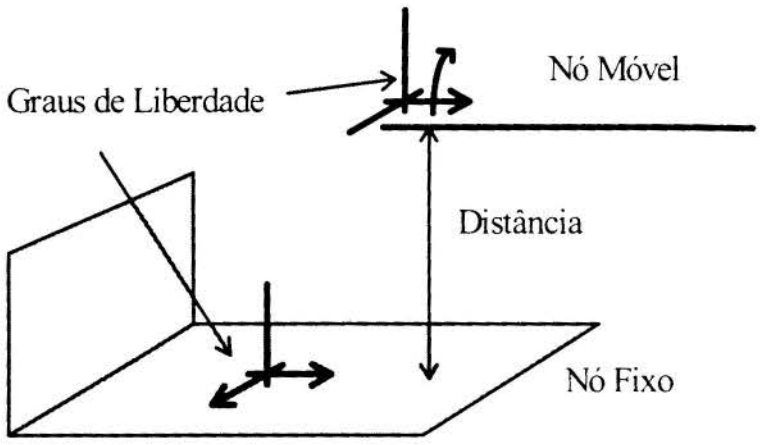


Figura 3. Dimensão relativa de tipodistância plano-linha e o seu conjunto de graus de liberdade.

A Figura 3 ilustra uma dimensão relativa do tipo distância plano-linha. Nesta situação é possível transformar a linha de acordo com transformações pertencentes ao seu conjunto de graus de simetria que a dimensão relativa permanecerá válida; também é possível transformar a linha de acordo com transformações pertencentes ao conjunto de graus de liberdade do plano que a dimensão relativa também permanecerá válida.

3. ALGORITMO PARA VALIDAR AS DIMENSÕES RELATIVAS

Utilizando o equacionamento proposto, estamos interessados em encontrar uma transformação t^{Δ} tal que:

$$A\langle\Delta\rangle(t^{\Delta} \cdot B) = \Delta \tag{9}$$

Em outras palavras, desejamos encontrar a transformação que ao ser aplicada ao sólido móvel B, validará todas as dimensões relativas que relacionam os sólidos A e B. Tsuzuki et al. (1995) propuseram um algoritmo em que as dimensões relativas são validadas uma a uma. Considerando que desejamos validar a dimensão relativa d_i e que as dimensões relativas d_1, d_2, ..., d_{i-1}. Associado ao i-ésimo passo do algoritmo existe um conjunto de graus de liberdade φ_i que não altera o estado atual das dimensões relativas válidas, ou seja, elas permanecem válidas. Isto pode ser representado pelas equações abaixo:

$$A\langle\Delta\rangle B = \{d_1, d_2, ..., d_{i-1}\} \tag{10}$$

e,

$$\forall t \in \varphi_i \Rightarrow A\langle\Delta\rangle(t \cdot B) = \{d_1, d_2, ..., d_{i-1}\} \tag{11}$$

Supondo que a dimensão relativa d_i é satisfeita por uma transformação $t^{d_i} \in \varphi_i$. Logo, as dimensões relativas que já eram válidas permanecerão válidas, segundo o equacionamento abaixo:

$$A\langle\Delta\rangle(t^{d_i} \cdot B) = \{d_1, d_2, ..., d_{i-1}, d_i\} \tag{12}$$

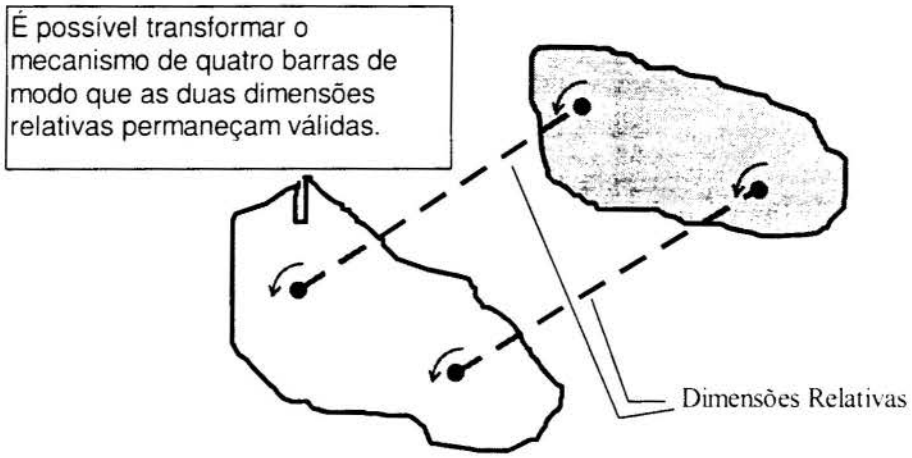


Figura 4. Conjunto de graus de liberdade associado a duas dimensões relativas de tipo distância linha-linha.

O conjunto de graus de liberdade associado às i-dimensões relativas válidas é definido pela intersecção do conjunto de graus de liberdade φ_i e o conjunto de graus de liberdade associado à dimensão relativa d_i:

$$\varphi_{i-1} = \varphi_i \cap GL(d_i) \tag{13}$$

Neste instante é importante atualizar o conjunto de graus de simetria entre os objetos A e B:

$$X_{i-1} = \left[\sigma_F, t^{d_i} \cdot \sigma_M\right] \tag{14}$$

O algoritmo termina quando o conjunto de graus de liberdade estiver contido no conjunto de graus de simetria, isto é, quando $\varphi_{i-1} \subset X_{i-1}$.

4. Propriedades dos Graus de Liberdade Associados às Dimensões Relativas

O conjunto de graus de liberdade pode ficar muito complexo, conforme ilustra a Figura 4. Nesta situação, uma dimensão relativa do tipo distância linha-linha foi validada primeiro, e em seguida outra dimensão relativa de mesmo tipo foi validada. O conjunto de graus de liberdade associado a estas duas dimensões relativas é semelhante a um mecanismo de quatro barras.

Entretanto, de outro lado, em algumas situações, o conjunto de graus de liberdade associado a uma determinada dimensão relativa pode ser representado de forma simplificada, conforme ilustra o equacionamento abaixo:

$$GL(d_1) = \left[\tau_F^{d_1}, \tau_M^{d_1}\right] = \tau_F^{d_1} * \tau_M^{d_1} = \tau_F^{d_1} = \tau_M^{d_1} \tag{15}$$

Esta simplificação ocorre para a dimensão relativa de tipo distância plano-plano, e ela também ocorre para dimensões relativas onde ocorre coincidência de posicionamento - por exemplo, distância linha-linha igual a zero e distância ponto-ponto igual a zero.

No algoritmo proposto, segundo a expressão (13), é necessário determinarmos intersecção entre dois conjuntos de graus de liberdade. Supondo que o conjunto de graus de liberdade associado à dimensão relativa d_1 é dado por:

$$GL(d_1) = \left[\tau_F^{d_1}, \tau_M^{d_1}\right] = \tau_F^{d_1} * \tau_M^{d_1} \tag{16}$$

e, considerando que o conjunto de graus de liberdade associado à dimensão d_2 é dado por:

$$GL(d_2) = \left[\tau_F^{d_2}, \tau_M^{d_2}\right] = \tau_F^{d_2} * \tau_M^{d_2} \tag{17}$$

O conjunto de graus de liberdade associado às dimensões relativas d_1 e d_2 é dada por:

$$GL(d_1, d_2) = GL(d_1) \cap GL(d_2) = (\tau_F^{d_1} * \tau_M^{d_1}) \cap (\tau_F^{d_2} * \tau_M^{d_2}) \tag{18}$$

Em algumas situações, a expressão acima pode ser simplificada para:

$$(\tau_F^{d_1} * \tau_M^{d_1}) \cap (\tau_F^{d_2} \tau_M^{d_2}) = (\tau_F^{d_1} \cap \tau_F^{d_2}) * (\tau_M^{d_1} \cap \tau_M^{d_2}) = \left[\tau_F^{d_1} \cap \tau_F^{d_2}, \tau_M^{d_1} \cap \tau_M^{d_2}\right] \tag{19}$$

Isto significa que em alguns casos especiais, os conjuntos podem ser representados em uma forma padrão com um conjunto de graus de liberdade associado ao sólido fixo e um conjunto de graus de liberdade associado ao sólido móvel.

5. Árvore de Busca

Para determinarmos as transformações que satisfazem um conjunto de dimensões relativas, nós definiremos uma árvore que apresentará dois tipos de níveis (vide Figura 5). Os nós associados aos níveis ímpares representam dimensões relativas que precisam ser validadas, e nós associados aos níveis pares representam transformações que validam as dimensões relativas do nó superior.

A Figura 5 exibe um exemplo onde encontramos cinco transformações que validam duas dimensões relativas. Não é garantido que todas as transformações são diferentes. Assim, é necessário compará-las e selecionar apenas as transformações distintas. É possível observar que a dimensão relativa associada ao nó G não pode ser validada; assim, as transformações associadas ao nó H são descartadas.

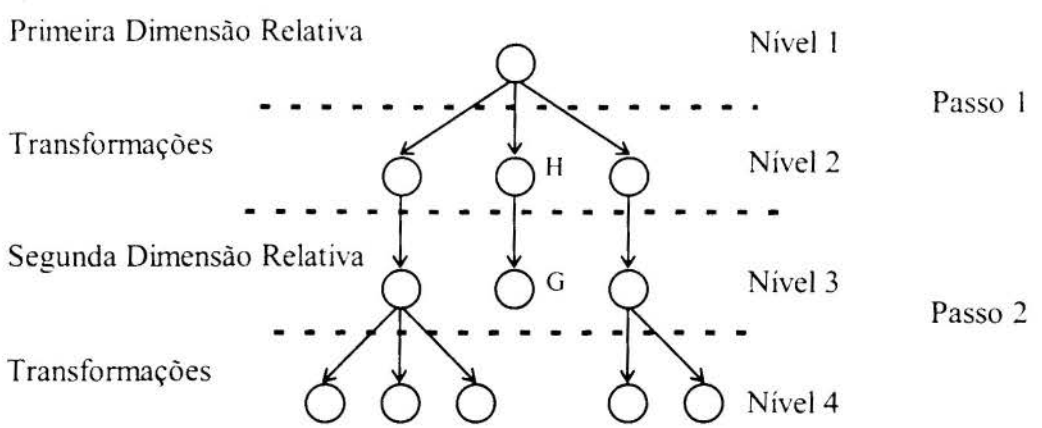


Figura 5. Árvore de Solução (a dimensão relativa associada com o nó G não pode ser validada).

Conforme vimos na seção anterior, algumas dimensões relativas possuem uma representação simplificada para o seu conjunto de graus de liberdade, conforme demostrado na equação (15). Também observamos que a intersecção entre dois conjuntos de graus de liberdade pode definir um conjunto resultado com representação simplificada (vide equação (19)). Baseando-se nestas observações, se tentarmos validar primeiro as dimensões relativas que possam simplificar a representação dos seus conjuntos de graus de liberdade, a procura pelas transformações que as validam se simplificará. E evitaremos a situação ilustrada na Figura 4.

Uma outra observação importante é que, uma dimensão relativa de tipo distância na realidade envolve duas restrições: uma restrição de tipo ângulo e uma restrição de tipo distância. Por exemplo, no caso de uma dimensão relativa de tipo distância plano-plano, primeiro devemos fazer com que os dois planos fiquem paralelos - restrição de tipo ângulo - para em seguida posicioná-los segundo a distância correta. Assim, considera-se uma dimensão relativa do tipo distância como preferencial na seqüência de validação.

6. Conclusões e Trabalhos Futuros

Um aspecto interessante da aplicação de dimensões relativas em árvores CSG é a possibilidade de racionalizarmos o uso das dimensões. Um nó possui apenas dimensões locais, apesar de, possivelmente, ter sido criado por meio de dimensões relativas. Em outras palavras, é possível encapsular as informações na árvore CSG, permitindo que apenas as informações de interesse sejam percebidas e escondendo a sua implementação. A utilização destas propriedades é muito promissora e ainda não foram totalmente exploradas.

Utilizando-se do conceito de dimensões relativas propusemos uma representação paramétrica para a árvore CSG. Também deduzimos propriedades das dimensões relativas que nos permitiram definir heurísticas para simplificar a representação do problema. Um protótipo foi implementado utilizando-se o Modelador de Sólidos USPDesigner. As principais características a serem consideradas é que a árvore de busca não é explosiva, a estrutura é eficiente pois apenas o trecho da árvore CSG que foi afetado por alguma alteração é que necessita ser reprocessado.

7. Agradecimentos

Este trabalho foi suportado pelo CNPq.

8. Referências

Gossard, D.C.; Zuffante, R.P. and Sakurai, H., *Representing Dimensions, Tolerances and Features in MCAE Systems*, IEEE Computer Graphics & Applications, March, 51-59, 1988.

Tsuzuki, M.S.G., Miyagi, P.E., Moscato, L.A., *Representing Dimensions and Features in a Product Model*, In Computer Applications in Production Engineering, Proceedings of CAPE'95, pp. 52-61, IFIP, Chapman & Hall, 1995.

UNESP

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB573

SISTEMAS CAD/CAM APLICADOS ENTRE DIFERENTES FORNECEDORES / *CAD/CAM SYSTEM IN DIFFERENT SUPPLIERS*

CLAUDEMIR GIMENEZ & GERALDO NONATO TELLES
Departamento de Engenharia de Materiais, Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP
13.083-970, Campinas, SP, Brasil, E-mail: {claude, geraldo1}@fem.unicamp.br

Abstract

Traditionally the western companies buy its components, parts, and so on in a lot of suppliers. These suppliers are based in the same country which companies or no. In recent years the global sourcing concept have been discussed like a great innovation against the traditional supplier concept. During last years, "keiratsu", the Japanese concept has been discussed. The suppliers are organized in hierarchy in "keiratsu" concept. The new Brazilian VW truck and bus factory allow that the suppliers work within the company. Of a total 1.400 workers when the factory reaches full speed, just 200 will be VW employees. This article study data interchange in traditional and new VW system and propose the use of STEP (STandard for the Exchange of Product data model) and Simultaneous Engineering.

Keywords

STEP, CAD CAM, Fornecimento Global, Fornecedores, Engenharia Simultânea / STEP, CAD/CAM, Global Sourcing, Suppliers, Simultaneous Engineering.

1. INTRODUÇÃO

No início da década de 90 as empresas brasileiras iniciaram a disputa do mercado com competidores que atuam em diversos países. Esta disputa ocorre tanto no mercado interno, quanto no externo. Em 1990 o governo brasileiro permitiu o início da competição no mercado interno. Ao mesmo tempo as empresas brasileiras passaram a oferecer seus produtos no mercado externo. O objetivo foi incrementar as vendas das empresas.

Os produtos brasileiros têm dificuldade para disputar tanto o mercado interno quanto o mercado externo. Essas dificuldades são devidas, principalmente, ao elevado preço e a baixa qualidade dos produtos. Para maximizar as vendas das empresas brasileiras é necessário que se realizem investimentos em novas tecnologias, processos, programas de qualidade, equipamentos e treinamento da mão de obra. Este artigo não analisa os aspectos econômicos ou sociais do Brasil.

O paradigma da produção em massa (Fordismo) foi o padrão dominante da cultura de manufatura até o surgimento da crise econômica no início da década de 70. No Brasil, o Fordismo (e a baixa eficácia) constituíram o padrão dominante até o início da década de 90, quando o mercado foi exposto diretamente à competição internacional promovida pela gestão Collor.

Algumas mudanças significativas que romperam o paradigma Fordista foram:

- Rápidas mudanças nos projetos

- Tempos menores entre o projeto e a manufatura;
- Integração entre a produção e atividades relacionadas;
- Passagem do trabalho especializado para grupos de trabalho flexível;
- Novas tecnologias (CNC, CAD/CAM e Sistemas de Controle de Inventário e da Produção).

A nível de sistemas produtivos nota-se um embate entre o sistema tradicional e os novos sistemas, sejam fábricas virtuais, consórcios modulares, etc. Paralelo a esses fatos constata-se o desenvolvimento de sistemas independentes para o projeto e manufatura de produtos. Esses sistemas não se comunicam entre si, fato este que gera dificuldades quando uma empresa, caracterizada como fornecedora, busca desenvolver produtos especificos para outra.

Além disso, os sistemas trabalham de modo a provocar atrasos na concepção final de produtos. As técnicas de Engenharia Simultânea muito têm a contribuir para as empresas que as adotarem.

Projetar um produto ou fornecer um serviço industrial significa partir de uma idéia técnica, atual e respeitadora do elenco de valores tecnológicos aceitos pelos clientes, com boa dose de inovação, à qual se vai agregando outros insumos, tangíveis e intangíveis que façam com que o bem criado possa gerar tal elenco de benefícios que maximize a receita dos clientes, dando origem a produtos finais de padrão elevado, a preço competitivo.

Pode-se produzir um bem muito aquém do que seria o seu "estado da arte", desde que aceito pelo mercado. Deve-se considerar que a empresa pode estar defasada em relação aos concorrentes. Os responsáveis para situar a companhia neste sentido são os executivos das áreas de engenharia, produção e marketing.

Os responsáveis pela engenharia são o noticiário tecnológico da empresa, aprendendo tudo sobre o assunto sistematicamente e informando os demais executivos, fomentando um ambiente de curiosidade tecnológica que possa induzir todos à descoberta e à escolha do melhor caminho para o novo projeto dos velhos produtos e, principalmente, dos novos produtos.

2. ENGENHARIA SIMULTÂNEA

Engenharia Simultânea (ES) é um processo organizacional que reduz o tempo de desenvolvimento de produtos. ES promove o desenvolvimento simultâneo de atividades diferentes, em oposição ao processo convencional, onde diferentes funções são realizadas de modo seqüencial ao processo de desenvolvimento do produto (Mourão e Machado, 1996). As ferramentas da Engenharia Simultânea envolvem CAD (Computer Aided Design), CAM (Computer Aided Manufacturing) e redes de computadores.

Segundo um estudo realizado no passado (Hartley, 1990) as empresas japonesas têm mostrado que podem desenvolver produtos mais rapidamente e com melhor qualidade que as empresas americanas. Tal competitividade resulta de uma série de fatores, tais como: dedicação da força de trabalho, atendimento às expectativas dos consumidores e utilização de melhores métodos para desenvolver produtos.

Os elementos básicos da ES são (Coffman, 1987; Hartley, 1990; Hunt, 1993; McHugh e Wilson, 1989):

- Trabalho em equipe;
- Desenvolvimento do produto atende às necessidades dos clientes;
- Tarefas realizadas de modo paralelo;
- Simplificação do projeto e da manufatura;
- Equipes de projeto envolvendo funções de engenharia, processos e manufatura;

- Intercâmbio padronizado de dados;
- Sistemas de informações integrado na estrutura organizacional;
- Desenvolvimento simultâneo do produto, processos, equipamentos, marketing e controle da qualidade.

Algumas ferramentas da ES são (Chamberlain, 1991; Foreman, 1989; Hinckley, 1987; Norman, 1990):

- QFD (Quality Function Deployment);
- FMEA (Failure Mode and Effect Analysis);
- Simulação;
- Qualidade total;
- CIM e EDI (Electronic Data Interchange);
- JIT (Just-In-Time);
- Recursos Humanos;
- Gerenciamento de projetos;
- DFMA (Design For Manufacturing and Assembly);
- AVA (Assembly Variation Analysis);
- Análise de valor;
- Metodologia Taguchi;
- CAD, CAM e CAE.

Os passos anteriores a ES incluem a avaliação de (Garrett, 1990):
Competência e recursos;
Cultura e ambiente;
Definição de objetivos;
Práticas gerenciais;
Sistemas computacionais;
Tecnologias de manufatura.

3. SISTEMAS PRODUTIVOS

3.1 Sistema Tradicional

No sistema produtivo tradicional as empresas recebem as peças e componentes dos fornecedores e executam a montagem do produto final. Os fornecedores recebem um cronograma de entregas Just-In-Time. O respeito a esse cronograma é essencial para o funcionamento sincronizado de todas as operações de manufatura da empresa.

O objetivo do Just-In-Time é estoque zero, com 100% de qualidade. Isso significa que os materiais chegam à fábrica do cliente exatamente no momento em que ele necessita. Isso não significa que o cliente mude o estoque para o fornecedor, pois isso não reduziria os custos do sistema total. Ao contrário, o JIT significa uma sincronização entre o fornecedor e as programações de produção do cliente, de modo que os estoques de reserva são desnecessários. A implementação eficaz do JIT resulta na redução de estoque, tempo de produção e aumento de qualidade, produtividade e adaptação às mudanças.

Cada projeto é desenvolvido conforme especificações da empresa. Muitas empresas repassam o projeto detalhado do produto que desejam para o fornecedor. Cabe a ele então especificar os equipamentos, processos, insumos, etc necessários a execução daquele produto específico. Desse modo, cabe a cada fornecedor o desenvolvimento de um produto que atenda aos requisitos solicitados pela empresa.

Constata-se alguns problemas específicos a área de projetos, como por exemplo a inexistência de um padrão específico para a troca de dados entre os fornecedores e a empresa. Este fato inibe a troca de informações em tempo real entre o fornecedor e a empresa. Determinada modificação que poderia ser executada "on line" demanda dias (ou semanas) para que seja apresentada e discutida. Ao longo de todo um processo prévio, relativo ao desenvolvimento de determinado item, constata-se o alongamento dos prazos e a elevação dos custos finais. Como exemplo, cita-se uma grande empresa fornecedora de componentes, localizada em Campinas (SP), para a indústria automobilística. Este fornecedor dispõe de cinco (5) sistemas CAD diferentes utilizados para a finalização dos projetos enviados as grandes montadoras instaladas no país. Todo projeto é realizado em determinado equipamento CAD, pois as atividades de manufatura desta empresa estão integradas a esse sistema CAD. Na maioria dos contatos realizados com as montadoras é necessária a conversão do projeto CAD para o formato utilizado por cada empresa. Mesmo a adoção de formato neutro implica na revisão do projeto no ambiente CAD idêntico ao utilizado pela montadora. Esta é uma tarefa repetitiva, que consome tempo e recursos.

Na montadora o projeto é analisado e, nas fases iniciais, são solicitadas modificações. O projeto retorna para a empresa e, novamente, é realizada uma série de operações até se chegar ao padrão CAD utilizado no fornecedor. São realizadas modificações que, após atendidas, são convertidas e enviadas novamente para análise na montadora. Cada nova etapa de análise eleva os custos finais do projeto, assim como provoca um atraso no prazo final para entrega do mesmo.

Uma abordagem ideal seria a adoção de um padrão para a comunicação entre as empresas. No passado diversos padrões foram propostos, cada qual apresentando limitações específicas. No tópico 4 apresenta-se o STEP (STandard for the Exchange of Product data model) como um padrão adequado a troca de dados entre as empresas. Outra abordagem interessante seria a adoção dos conceitos de Engenharia Simultânea (ES), expandidos aos fornecedores da empresa. Geralmente os conceitos de ES limitam-se ao interior da empresa, desconsiderando necessidades específicas de cada fornecedor. Desse modo, tem-se a diminuição do ciclo de desenvolvimento de novos produtos, pois diversos fornecedores utilizam-se de um mesmo padrão (STEP) na troca de informações relativas a um projeto analisado simultaneamente por todos os envolvidos.

3.2 Consórcio Modular

O consórcio modular foi idealizado pela Volkswagen. Ele está em operação na fábrica de caminhões da empresa. Esta fábrica está instalada em Resende no estado do Rio de Janeiro. Neste sistema é feita uma organização produtiva que está um passo adiante do "keiratsu" japonês (Almeida, 1996). Neste sistema os fornecedores montam conjuntos completos dentro da própria empresa. Os fornecedores utilizam equipamentos e mão de obra próprios.

Desde o final da década de 80, outros fabricantes de veículos transferiram aos fornecedores a responsabilidade por módulos completos, como por exemplo freios e suspensão. Porém, no conceito do consórcio modular, centenas de fornecedores foram reduzidos a somente sete (7) montadores. Cada fornecedor é responsável por um único módulo (Woodruff, Katz e Naughton, 1996).

Em uma fábrica tradicional, os fornecedores entregam as peças e conjuntos na entrada da empresa ou ocasionalmente na linha de montagem. Porém, a montagem final é realizada pela mão de obra da própria empresa. No consórcio modular cada fornecedor é responsável pela montagem do conjunto completo diretamente no chassis do veículo.

Os grandes desafios relacionam-se a coordenação da entrega Just-In-Time e a garantia de fornecimento de peças com elevada qualidade. Em termo da coordenação da entrega Just-In-Time existe grande dificuldade em relação aos fornecedores de segundo e terceiro níveis. Esses fornecedores não tem experiência com o sistema JIT. Esse sistema requer um amplo esforço em termos de logística para que não ocorram atrasos ou se acumulem estoque de peças dentro da própria empresa.

Cada fornecedor é questionado a sugerir projetos que diminuam os custos e maximizem a produtividade. Dentro desse conceito, cabe aos fornecedores e a empresa, a implantação de um sistema integrado para projeto e gerenciamento das operações fabris.

Cabe a cada fornecedor tomar decisões que terão reflexos sobre o trabalho dos outros fornecedores e da empresa. A adoção de um sistema único ou de um padrão para projetos se torna fator de extrema importância.

O padrão único para a troca de dados entre os fornecedores e a empresa poderia conferir elevado desempenho aos participantes deste projeto. Seriam poupados tempo e recursos na troca de dados entre a empresa e seus fornecedores.

Outro fator a ser considerado corresponde a localização geográfica dentro de um mesmo galpão. A proximidade física é um fator que contribui muito para a diminuição do tempo total consumido no desempenho de um novo projeto, pois permite a interação entre as pessoas envolvidas. Redes de comunicação, e recentemente a INTERNET, constituem-se em recursos poderosos que maximizam o diálogo entre as empresas. Porém, em muitos casos, nada substitui o contato direto ou a necessidade de uma reunião para se discutir determinado projeto.

Desse modo, um ambiente único, no qual as pessoas pudessem trabalhar de modo integrado no desenvolvimento de novos projetos seria ideal. Principalmente quando se consideram as possibilidades dos fornecedores trabalharem conjuntamente em determinado produto, como é o caso das atividades do consórcio modular

4. STEP (STandard for the Exchange of Product data model)

Requer-se um padrão que permita a comunicação interna e externa, ou seja, dentro da organização e com seus clientes e fornecedores. O padrão deve permitir que os dados de engenharia gerados por determinado aplicativo sejam prontamente lidos por diferentes aplicativos.

Os problemas encontrados na adoção de determinado padrão geralmente estão relacionados a diferenças na funcionalidade do sistema, seja em termos da área (mecânica, elétrica, civil, etc), dimensões abrangidas pelo sistema (2D, 3D). Em se tratando de um sistema 3D ele pode trabalhar com "wireframes", superfícies ou sólidos. Além desses problemas, existem também outros de ordem comercial que não serão abordados por este trabalho.

O uso de tradutores ou formatos neutros, como por exemplo o IGES, VDA-FS, ou DXF se mostraram inadequados, pois constata-se a existência de um elevado custo para a manutenção de um grande número de programas ao longo do tempo.

O STEP surgiu como uma atividade da ISO (Intenational Standard Organization) para desenvolver um novo padrão de comunicação entre os dados de engenharia. Esse padrão é conhecido como ISO 10303. O STEP abrange todos os aspectos do ciclo de vida do produto, além de atender às necessidades de muitas indústrias. Em julho de 1984 é realizada a primeira

reunião em Washington onde é verificada a necessidade de um novo padrão para a representação de dados dos produtos. Em março de 1985 é realizada nova reunião em Paris, onde é decidido que os tradutores ou formatos neutros continuarão sendo utilizados até que a versão inicial do STEP se tornasse disponível, fato que ocorreu no inicio da década de 90. Em junho de 1990 é realizada nova reunião em Paris, onde são definidas as partes que comporão o STEP versão 1.0 (PDTAG-AM, 1997):

Parte	Assunto
1	Generalidades
11	EXPRESS
21	Arquivo Físico
31	Teste de Conformidade
41	Modelo Genérico de Dados do Produto
42	Representação em Perfil
46	Apresentação
101	Desenho

Figura 1 - Composição dos assuntos no STEP versão 1.0

Posteriormente ocorreram novas reuniões onde foram especificadas alterações que visavam corrigir deficiências.

5. ESTRATÉGIA DE FORNECEDORES EM AMBIENTE DE ENGENHARIA SIMULTÂNEA

A automação das empresas permite a obtenção de produtos com elevada qualidade e a preços competitivos. Neste caso, o desenvolvimento do produto utiliza sistemas CAD. Os sistemas CAD devem considerar as características de manufatura (ambiente CAM) como qualidade, processos, capacidade e outras (necessidades dos clientes, fornecedores, vendas, marketing, finanças, etc). Portanto, os problemas surgem previamente a manufatura. Em adição, alguns paradigmas são rompidos, como por exemplo as tarefas realizadas seqüencialmente. No ambiente de engenharia simultânea as tarefas são feitas em um processo paralelo.

O conceito de Engenharia Simultânea (ES) necessita do desenvolvimento e aplicação de uma estratégia. Esta estratégia definirá as melhores condições de produção, como por exemplo data de entrega e preço final, que maximizarão as características competitivas da empresa.

Atualmente o desenvolvimento do produto necessita de métodos que acelerem seu ciclo. Esses métodos são conhecidos como engenharia simultânea (ou engenharia concorrente, engenharia paralela, engenharia integrada, engenharia avançada, desenvolvimento integrado do produto, etc). Tipicamente a montagem é definida após o projeto do produto. De modo contrário, a ES inclui a montagem no projeto do produto.

O planejamento do processo é o elo de ligação entre o projeto e a manufatura. Um sistema CAPP (Computer Aided Process Planning) recebe as especificações do produto. Essas especificações são traduzidas para um plano de processos. Os planos de processo determinam material, ferramental, equipamentos, etc para produzir um produto. Essa seqüência de tarefas resulta em um produto inferior, pois alguns aspectos não são incluídos nas fases iniciais de desenvolvimento do produto. O engenheiro de manufatura fornece alguns detalhes específicos das necessidades dos clientes.

A participação dos fornecedores no desenvolvimento do projeto é importante, porque eles detém informações como qualidade, prazo de entrega e custo dos componentes.

A qualidade do produto e os custos são determinados pelas decisões relativas ao projeto e pelo planejamento. Uma pequena mudança na fase de projeto é mais valiosa para economizar recursos do que uma grande modificação realizada durante a produção. Aproximadamente 90% dos custos de um produto é definido durante a fase do projeto (Berliner e Brimson, 1992). Portanto, o planejamento é importante para minimizar erros.

Tradicionalmente, o projeto é desenvolvido somente pela companhia. Após isso, alguns componentes são fornecidos por outras empresas. Então, esses fornecedores necessitam adquirir recursos como equipamentos, materiais, mão de obra, etc implicando em um elevado tempo para sua obtenção. O tempo de fornecimento do produto ao mercado é prejudicado por essa condição.

O conceito de ES permite que os fornecedores iniciem sua participação durante a fase de projeto. Essa participação ocorre através da transferência de dados entre o sistema computacional da empresa e o sistema computacional de seus fornecedores. Os componentes manufaturados pela empresa apresentam know-how específico. Este know-how envolve a competência da empresa. Esses componentes são vitais para a empresa, pois um fornecedor atual pode se tornar um futuro concorrente da empresa, caso tenha acesso a esse conhecimento.

Os custos de Pesquisa e Desenvolvimento (P&D) são divididos entre os fornecedores. Cabe a empresa os custos de coordenação. Os custos de coordenação envolvem as atividades dos fornecedores, contratos, etc.

O sistema de comunicação de dados necessita de sistemas computacionais padronizados. Neste artigo faz-se uma abordagem ao STEP como um padrão importante no cumprimento dessa função.

Os fornecedores necessitam obter sinergia para que possam realizar o desenvolvimento do produto, a manufatura e a posterior entrega a empresa. A estratégia definida pela empresa tem a função de desenvolver a sinergia necessária aos fornecedores.

Os objetivos dessa estratégia são minimizar o tempo, os custos de P&D, os custos finais e avaliar alternativas de fornecimento (por exemplo, utilizar componentes padronizados, fabricados por outras empresas ou manufaturados pela empresa) de peças do produto com qualidade, tempo de entrega e custo equivalentes.

Portanto, uma empresa oferecerá um produto competitivo ao mercado. Um produto é considerado competitivo quando atende as necessidades dos clientes e tem performance superior quando comparado aos produtos fornecidos pelos concorrentes.

6. CONCLUSÃO

Atualmente as empresas brasileiras disputam o mercado com competidores globais. Esta disputa ocorre tanto no mercado local quanto no mercado global. O objetivo das empresas é maximizar suas vendas. A manufatura necessita fornecer uma grande variedade de itens. Paralelo a esses fatos, o ciclo do desenvolvimento de novos produtos tem diminuído.

Como forma de atender a esses itens, as empresas tem buscado soluções inovadoras em diversos campos, seja no projeto, na manufatura ou na qualidade oferecida por seus produtos.

Esse artigo fez uma análise de uma série da fatos que têm ocorrido ao longo dos últimos anos e destacou alguns tópicos considerados de extrema importância. O grande destaque do artigo foi dado a estrutura organizacional proposta pelo consórcio modular da VW e a necessidade de integração de informações. Essa necessidade é constatada mesmo no ambiente tradicional de manufatura. É realizada uma proposta em relação ao modo como as informações poderiam destacar uma empresa que opere no sistema de consórcio modular.

Propõe-se a adoção de um padrão, como por exemplo o STEP, que viria a contribuir para a circulação de informações no ambiente do consórcio modular. As empresas ali instaladas se

beneficiariam da proximidade física e de um padrão único na transferência de dados. Ressalta-se que a proximidade física contribui para a diminuição do tempo total consumido, pois permite a interação entre as pessoas envolvidas. Os únicos problemas remanescentes limitar-se-iam a coordenação das atividades JIT entre os fornecedores de segundo e terceiro escalão, os quais ainda não detém experiência em sistemas JIT.

7. REFERÊNCIAS

ALMEIDA, M. Cultura Regressista, *Exame*, p. 30, Novembro, 11, 1996.

BERLINER, C. e BRIMSON, J. A. Gerenciamento de Custos em Indústrias Avançadas, T.A. Queiroz, São Paulo, 1992.

CHAMBERLAIN, A. L. Total Product Development, In: *Seminário Internacional de Desenvolvimento Integrado de Produtos Manufaturados*, São Paulo, November, 1991.

FOREMAN, J. W. Gaining Competitive Advantage by using Simultaneous Engineering to Integrate your Engineering Design and Manufacturing Resources, In: *CASA/SME Autofact'89 Conference*, Detroit, October 30 - November 02, 1989.

GARRETT, R. W. Eight Steps to Simultaneous Engineering, *Manufacturing Engineering*, pp. 41-47, November, 1990.

HARTLEY, J. R. *Concurrent Engineering: Shortening Lead Times, Raising Quality, Lowering Costs*, John Willey, Cambridge, 1990.

HUNT, V. D. *Reengineering: Leveraging the Power of Integrated Product Development*, Oliver Wight Publications, Essex Junction, 1993.

McHUGH, P. & WILSON, P. M. Forward Engineering: Engineering Competition Devasting Performance, In: *IMP Conference*, Rome, September, 1989.

MOURÃO, A. & MACHADO, V. A. C. Simultaneous Engineering: An Implementation Model, *Proceedings of the Twelfth International Conference on CAD/CAM Robotics and Factories of the Future*, Middlesex University, London, 14-16 August, 975-980, 1996.

NORMAN, R. *Concurrent Product/Process Development (CP/CD): A Concurrent Design Methodology, Making it Happen*, International Techne Group Incorporated, 1990.

PDTAG-AM, Standardisation of Product Data Model and Associated Economic Benefits, Lisboa, Maio, 12 a 13, 1997

WOODRUFF, D., KATZ, I, e NAUGHTON, K., VW's Factory of the Future, *Business Week*, pp.18-19, Outubro, 7, 1996.

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB584

INDICADORES DO GRAU DE AUTOMAÇÃO DA MANUFATURA / *AUTOMATION MANUFACTURING FOREFINGERS*

Rogério Monteiro & Geraldo Nonato Telles
UNICAMP Faculdade de Engenharia Mecânica FEM - Departamento de Engenharia de Materiais. DEMA campus UNICAMP CP 6051 CEP 13083-970 Campinas - SP - Brasil
E-mail: monteiro@fem.unicamp.br

Abstract

The large technologic advance permitted at the enterprises to use recourses more developed strategies increasing the flow velocity in Manufacturing Systems. Nowadays, factories are gaining a profile very flexible..with capacity to produce greater variety of products as in little quantity, because the enterprise improves it's agility. We observe increase competition too, in the international market where small competition advantages are fundamental to insure the organization survive. This increase competition together with fast changes environment requiring the businessman to get the maxim information about process and as all organization. Actually, grow the interest by indicators capable to show the level of organization of enterprise, the degree of automation of activity and the level of flexibility the manufacturing systems. The objective this article is present various models of automation and to compare their characteristics and applicability in real environment.

Keywords

Manufacturing Flexible Systems, Indicators of Automation, Flexibility, Productivity.
Sistemas Flexiveis de Manufatura, Indicadores de Automação, Flexibilidade, Produtividade.

1. INTRODUÇÃO

O artigo apresenta um resumo de diversas técnicas atualmente utilizadas na quantificação através de indices de avaliação do Grau de Automação dos Sistemas de Manufatura, visando retratar o "estado-da-arte" deste assunto.

O avanço da tecnologia aplicada aos processos de fabricação trouxe consigo a necessidade de informações confiáveis relativas ao Sistema de Manufatura. Cresce a cada dia a importância de ferramentas como o *Benchmarket*, Planejamento Estratégico, Integração dos Recursos Produtivos, ente outras.

O ambiente extremamente competitivo impulsiona as empresas a utilizarem essas ferramentas avançadas as quais levam em conta as necessidades dos clientes, questões sobre metodologias de custeio ou mesmo redução de desperdícios.

Apresenta-se aqui resumos de artigos que tentam definir sistemas de medição que melhor representem o processo produtivo. Após esta apresentação, faz-se a escolha dos modelos a serem trabalhados com mais profundidade, analisando-os e propondo métodos para aquisição de dados na prática. Finalmente, após alguns modelamentos matemáticos, apresentaremos os resultados obtidos.

2. BIBLIOGRAFIA BÁSICA

Tendo em vista que pretende-se medir níveis de automação de sistemas produtivos, considera-se necessário expor primeiramente algumas definições.

Automação pode ser caracterizada como sendo uma forma de controle de algumas atividades particulares. É uma tecnologia destinada à substituição ou auxilio ao esforço mental humano. Exemplificando, os gabaritos que equipam os tornos copiadores substituem a decisão mental do homem de recuar as ferramentas de corte durante uma operação de torneamento.

Considerando que a automação substitui o esforço intelectual do homem, diminuindo sua participação na execução de uma determinada atividade, uma vez que aumenta a utilização de dispositivos ou aparelhos com conceitos de automação rigida, ou programável

Portanto, a ausência de automação é definida por ele como sendo a situação na qual o homem perfaz, com seus atributos intelectuais, completamente uma determinada atividade.

Com relação aos sistemas de manufatura neste artigo, procuraremos focalizar com maior intensidade os Sistemas Flexíveis de Manufatura (FMS).

Flexibilidade é a habilidade que um Sistema de Manufatura possui de dominar as mudanças efetivamente. Independentemente do tamanho, nível de automação ou outros fatores, um Sistema de Manufatura é considerado flexível somente quando um ou mais de seus componentes possuirem os atributos físicos desejáveis, como por exemplo, a habilidade de processar diferentes tipos de peças/componentes, respostas rápidas, múltiplas rotinas e variedade de controles.

A literatura também define um FMS como sendo um Sistema de Manufatura que apresenta um certo grau de flexibilidade nos seus processos. Esta flexibilidade é alcançada pelo uso de máquinas ferramenta a Controle Numérico Computadorizado (CNC) e de um Sistema de Transporte e Manuseio de Materiais Automatizado, sob a supervisão de um Sistema de Controle Computacional.

O termo FMS pode ser considerado antônimo de produção em massa, ou seja, caracterizado pelo alto "mix" de produto e baixo volume de produção.

3. BREVE HISTÓRICO

A literatura traz diversas tentativas ao longo dos anos de medir-se a performance dos Sistemas de Manufatura.

GUPTA (1993), divide os princípios fundamentais da flexibilidade e as dificuldades encontradas na medição em quatro níveis, são: Máquina, Célula, Planta e Corporação. O autor desenvolve um equacionamento matemático baseado em fatores como máquina (M), capacidade (Q), e flexibilidade (K), aplicando seu Modelo de Medição de Flexibilidade.

Com o objetivo de definir um parâmetro para análise e avaliação do desempenho do nível organizacional e tecnológico do parque fabril de empresas do setor metal mecânico, BATOCCHIO & AGOSTINHO (1995), analisam as atividades envolvidas na manufatura, as quais possibilitam a definição do Fator Caracteristico (Cs). As atividades consideradas foram: Transformação, Transporte externo e interno, Carga e Descarga, Estocagem e Suporte.

Os autores fazem uma série de considerações sobre questões de ordem organizacional e tecnológica, como por exemplo, quebra de máquina, falta de operador, falta de energia elétrica, troca de ferramenta, tipo de transporte utilizado, etc. O Fator Caracteristico do Sistema de Manufatura (Cs) é definido como sendo a relação entre a somatória dos tempos de carga e descarga, transporte, *setups* e de tempos improdutivos de um determinado Sistema de Manufatura e o Período correspondente à obtenção dos dados. Apresenta-se ainda os

resultados da aplicação do Fator Característico em uma empresa do setor automobilístico onde analisa-se os diversos sistemas especificados abaixo:

SFM Sistema de Manufatura Flexível
CMC Célula de Manufatura Convencional
CNC Torno a Comando Numérico
LTC Linha de Transferência Convencional
CFM Célula Flexível de Manufatura
LTS Linha Composta de Máquinas Semi Automáticas

Os autores mostram que o Fator Característico é menor para sistemas com maior nível de automação e organização, que têm boa adaptabilidade ao aumento do número de tipos de peças e são mais flexíveis. O Fator Característico do Sistema de Manufatura permite uma análise do complemento do sistema e pode ser utilizado como uma ferramenta gerencial para tomada de decisões relativas aos parâmetros que compõem este fator Cs.

LEBAS (1995) apresenta sua contribuição com uma medida de performance estruturada no sistema de Custeio Baseado em Atividades (ABC). O autor realiza várias considerações sobre "O Porque" e "O que" medir. Considera os dados como sendo um acumulado do passado. Estes dados somente tornam-se informação úteis quando utilizados na tomadas de decisões. O autor analisa as diversas visões do sistema ABC, entre elas: Lógica de Custeio, Lógica de Causa, Lógica de Coordenação, Lógica de Engenharia Organizacional, Lógica de Direção, e conclui que medição e gerenciamento não se separam. Tal como um *loop*, medição e gerenciamento acompanham uma a outra em um processo interativo.

Em seu trabalho, RON (1995) afirma que, apesar das medidas de enfoque econômico serem usadas para a descrição de sistemas de produção, elas resultam em conclusões errôneas. Por ser uma medida econômica, a produtividade não é uma medida ideal para determinar a performance dos Sistemas de Manufatura. O autor afirma que na prática, as medidas técnicas são inadequadas para determinar a performance técnica. Portanto, o autor introduz uma medida que considera nítida, oportuna e relevante para o Chão de Fábrica e operação dos departamentos, que poderá ser usada para comparar alternativas de projetos de sistemas de produção além de controle de projeto de produção.

Esta medida é denominada Fator de Transformação, é definida como sendo a proporção entre a média de produtos qualificados obtidos durante um considerado período T e a quantidade máxima de produtos com qualidade que pode ser produzida em uma situação ideal durante algum período. Apresentamos abaixo as características do Fator de Transformação:

1. Relação direta com a estratégia de produção;
2. Medida não financeira;
3. Simples e de fácil utilização, facilitando a monitoração e motivação de pessoas;
4. Rápido retorno das informações. Capaz de detectar e resolver rapidamente os problemas.

Além disso, o Fator de Transformação pode ser utilizado para comparar sistemas de manufatura, ferramenta conhecida como *benchmarking*.

DAS (1996), introduz o conceito de Níveis Múltiplos (Necessidade, Capacidade, Situação Atual, Inflexibilidade e Otimização) medidos para cada tipo de flexibilidade. Este conceito ajuda a separar as diferentes facetas da flexibilidade, e ainda pode ser usado para melhor retratar os objetivos do gerenciamento, controle da produção, projeto de sistemas e equipamento de manufatura. A medida proposta requer especificamente, na maior parte, dados facilmente encontrados em bancos de dados. No desenvolvimento das medidas de flexibilidade foram consideradas os seguintes parâmetros:

1. Esforço despendido na mudança;
2. Performance do sistema;
3. Uma escala geral da diferença entre os 2 estados;
4. A combinação da medida de todos os três itens anteriores.

Segundo o autor, várias experiências foram realizadas com Sistemas de Manufatura Flexível em processos rápidos, cosméticos, trabalhos em metal e indústria de mobília, concluindo-se que a medida proposta é aceita na maioria das aplicações.

AGOSTINHO (1995), propõe em seu trabalho um modelo que possa representar o Sistema de Manufatura em suas quatro atividades principais: Engenharia, Chão de Fábrica, Negócios e Suporte. Este método denominado Modelo de Integração Estrutural parte do princípio que a integração do Sistema de Manufatura representa um estado de organização, refletido na capacidade de transitar informações sinergéticamente entre suas atividades e subatividades, de acordo com os conceitos de automação, seja rígida ou programável.

AZZONE & RANGONE (1996) propõem a construção de um Índice de Competência de produção que considera explicitamente o potencial de manufatura para prover a performance da companhia. Este método utiliza-se de alguns conceitos do método de aproximação, lógica *fuzzy*. A aproximação é baseada na tese de que enquanto a curto prazo a competitividade de uma companhia depende do preço / performance dos atributos dos produtos correntes, a longo prazo a competitividade deriva da competência e recursos. De fato, se a competência e recursos são únicos e duráveis, eles produzem na companhia:

- Vantagem competitiva nos segmentos de mercado, através dos atributos preço e performance dos produtos correntes;
- Novos produtos com performance superior comparada aos competidores, entram em novos mercados e respondem pelas novas necessidades dos consumidores.

4. ESCOLHA DOS MODELOS E METODOLOGIA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

A escolha dos métodos a serem aplicados tiveram como base as seguintes diretrizes:

• *Aplicabilidade*: Considera-se que os modelos devem possuir fácil aplicabilidade a fim de obter-se dados de diversos tipos de processos.

•*Acessibilidade:* Devido a forte concorrência, muitas informações a respeito de processo de manufatura são considerados de ordem estratégica em determinadas empresas. Para obter-se uma aceitação maior, optou-se por modelos que utilizem dados mais genéricos, sem reduzir, no entanto, a idoneidade do indicador.

• *Flexibilidade do Índice:* A interação de indicadores de modelos diferentes se fez necessária neste artigo para tentar-se caracterizar melhor o ambiente mensurado.

Os modelos escolhidos foram: *Modelo de Integração Estrutural como Função de Automação* (AGOSTINHO, 1995) e *Fator de Transformação do Sistema Produtivo*, (RON 1995).

Reuniu-se todos os parâmetros especificados pelos autores em questionário distribuído às empresas alvo, buscando abranger o maior número de informações em cada questão a fim de coletar-se os dados necessários para a aplicação dos Modelos de Indicadores estudados. Foram realizadas pesquisas em uma empresa do setor metal mecânico, cuja principal atividade é a fabricação de fixadores, localizada na região de Campinas (Instalação A) e com os coordenadores do projeto PIPEFA - Plataforma Industrial para Pesquisa, Ensino e Formação em Automação (CAMPOS at al, 1996) destinada ao desenvolvimento de técnicas e metodologias em automação industrial para Pequenas e Médias Empresas (PME's). Esta plataforma está sendo implementada no Laboratório de Automação Integrada e Robótica da UNICAMP (Instalação B).

A tabela 1 relaciona as Atividades e suas respectivas Subatividades requeridas no Modelo de Integração Estrutural, além de apresentar os resultados obtidos nas pesquisas realizadas.

Tabela 1: Dados para o Modelo de Integração Estrutural

Atividade	Subatividade	Instalação A	Instalação B
CHÃO DE FÁBRICA	Transformação de forma e característica	70%	95%
	Fluxo de Materiais	30%	100%
	Gerenciamento/controle da informação	80%	100%
ENGENHARIA	Comunicação com o Chão de Fábrica	90%	100%
	Geração dos meios de manufatura	100%	100%
	Geração de Produto	100%	100%
NEGÓCIOS	Suprimento	80%	100%
	Planejamento	100%	100%
	Marketing	85%	100%
SUPORTE	Suporte à Operação	80%	75%
	Suporte às Facilidades (Instalações)	100%	85%
	Suporte à Qualidade	90%	70%

A integração do Sistema de Manufatura (SM) representa um estado de organização que é, refletido na capacidade de transitar informações sinergéticamente entre suas atividades e subatividades, de acordo com os conceitos de automação, seja rígida ou programável.

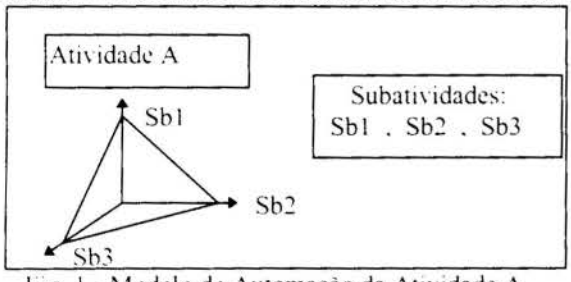


Fig. 1 - Modelo de Automação da Atividade A

Cada atividade será representada pôr 3 eixos triortogonais; cada eixo representa as respectivas subatividades. A automação será quantificada, para cada uma das subatividades, pelo valor do Índice de Automação. A origem dos eixos cartesianos representará automação nula, ou seja, as sub atividades são feitas pelo homem. Os valores de cada subatividade variam de zero a cem porcento e indicam o grau de Automação Flexível em que se encontram.

A análise dos dados, é realizada com auxílio de uma planilha *Excel* que calcula o desvio médio percentual para cada subatividade em relação ao valor médio da atividade, conforme o seguinte equacionamento:

$$MA = \sqrt[3]{\sum Bb_n} \qquad (1)$$

Onde MA é o Valor Médio de cada Atividade e $n \in N / 1 \leq n \leq 3$

O desvio médio de cada atividade (ΔA) será dado por:

$$\Delta A = \sum \frac{100 * (Sb_n - MA)}{MA} \qquad (2)$$

Aplicando-se as equações (1) e (2), encontramos os resultados a seguir:

Tabela 2: Resultados obtidos para o Modelo de Integração Estrutural

	F1	F2	F3	**F**	E1	E2	E3	**E**	N1	N2	N3	**N**	S1	S2	S3	**S**
Instalação A	70	30	80	**55**	90	100	100	**97**	80	100	85	**88**	80	100	90	**90**
%	27	-46	45	**26**	-7	4	4	**1**	-9	14	-3	**-2**	-11	12	0	**1**
Instalação B	95	100	100	**98**	100	100	100	**100**	100	100	100	**100**	75	85	70	**76**
%	-3	2	2	**1**	0	0	0	**0**	0	0	0	**0**	-2	11	-8	**1**

O Fator de Transformação é definido como o produto da **Eficácia** (E) com a **Produção Efetiva no Período** (ρ), conforme figura 2. A região característica pode ser indicada por diferentes circunstâncias de produção.

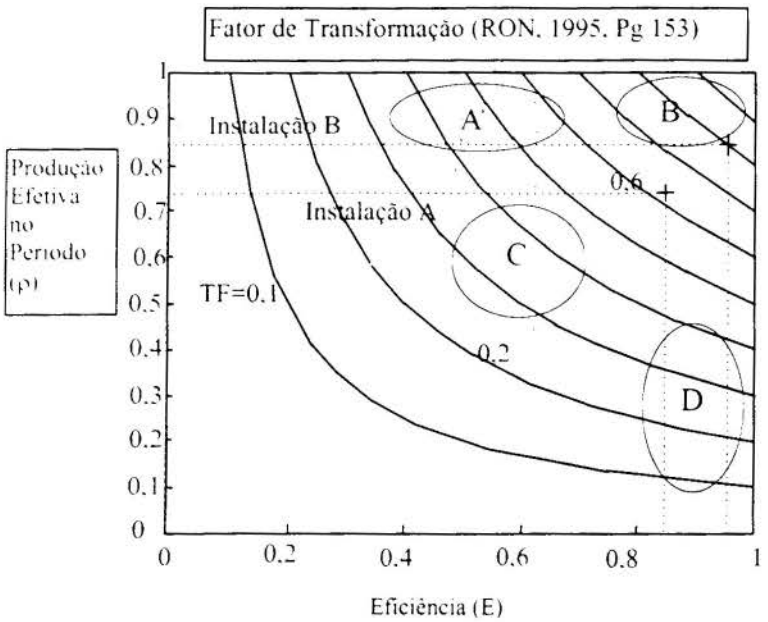
- O meio exterior determina os parâmetros de competitividade das empresas. Padrões esses que estão cada vez mais globalizados ,de caráter mundial.
- A integração estrutural, pré requisito para se prover os atributos de competitividade, representa um determinado estado de organização, caracterizado pela sinergia de fluxo das informações e pela capacidade de transitá-las em tempos adequados.

A tabela 3 mostra os dados obtidos para aplicação no modelo do Fator de Transformação

$$\text{Produção Efetiva no Período } \rho = 1 - \frac{\text{Total de Tempo Perdido}}{\text{Total de Horas úteis no Periodo}} \qquad (3)$$

Tabela 3: Dados para o Modelo do Fator de Transformação

	Instalação A	**Instalação B**
Total de Tempo Perdido	116,67 horas	20,2 horas
Periodo Considerado	Mês	Mês
Total de Horas Úteis no Periodo	450 horas	132 horas
Produção Efetiva (ρ)	0,741	0,847
Eficiência Média (E)	84 %	95 %
Fator de Transformação	**0,622**	**0,805**



A: Produção em massa, Único Produto, Baixa Qualidade

B: Produção em massa, Único produto, Alta Qualidade

C: Produção em Massa, Único Produto, Baixa Qualidade, Muitas Interrupções

D: Produção em Massa, Vários Produtos

Figura 2: Modelo do Fator de Transformação

5. ANÁLISE DOS RESULTADOS:

Analisando-se os dados obtidos nas tabelas 1 e 2, além do gráfico apresentado na figura 2, podemos realizar algumas considerações:

Tabela 3: Quadro comparativo dos resultados obtidos

Instalação A	Instalação B
Pouca integração nas atividades de Chão de Fabrica, apresentando um desvio de 26%.	Todas Atividades apresentam um grau elevado de integração.
Grau de automação da Atividade de Chão de Fábrica de apenas 55%, indicando que as máquinas trabalham de forma isolada, apesar da existência de Controle Numérico Computadorizado.	O Grau de automação da atividade de Suporte atinge 70%, o que aponta as dificuldades de investimentos na infra estrutura em que a plataforma se encontra.
Fator Caracteristico influenciado pelo grande numero de interrupções no processo associado a um alto indice de rejeição (16%).	O Fator Caracteristico aproxima-se da região B, que indica alta qualidade e poucas variações de produto.

6. CONCLUSÕES

Durante a visita à Instalação A, observou-se três gerações de máquinas sendo utilizadas na produção, sendo que as mais recentes utilizam recursos de CNC, respondendo por 20% da produção da empresa. Estas caracteristicas foram responsáveis pelo acentuado desvio encontrado na Atividade da Chão de Fábrica. Já o grande número de interrupções são conseqüência da constante troca de ferramentas associado aos elevados tempos de *set-up*.

A praticidade da aplicação dos modelos de indicadores escolhidos tem proporcionado resultados positivos quanto a aceitação por parte das empresas contatadas até o momento.

Ambos os indicadores escolhidos utilizam-se de informações a nivel estrutural da empresa, de modo a se completarem mutuamente.

A instalação B trata se de uma plataforma modelo que vem sendo desenvolvida no Laboratório de Automação Integrada e Robótica da UNICAMP, tendo portanto, grande parte de seus quesitos plenamente atingidos.

Para a coleta de dados faz-se necessário visita as instalações da empresa visando um estudo aprofundado em relação a cada item do questionário, ou seja, a aplicação dos indices dependem de um conjunto de dados que devem ser criteriosamente resgatados, sob o risco de se falsear os resultados obtidos.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGOSTINHO, Oswaldo L. Integração Estrutural dos Sistemas de Manufatura como Pré-Requisito de Competitividade. FEM, UNICAMP, 1995. Tese (Livre Docência) Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas,. p.81-146, Out. 1995.

AZZONE, G. & RANGONE, A. Measuring Manufacturing Competence: A Fuzzy Aprouch , *International Journal of Production Research*, vol.34, n.9, pp.2517-2532

BATOCCHIO, A. & AGOSTINHO, O. L. Modelo do Fator Característico do Sistema de Manufatura. *Revista Brasileira de Ciências Mecânicas*. Rio de Janeiro, v.16, n.2, pp.197-201, 1995.

CAMPOS, R. & ROSÁRIO, J. M. & CARVALHO, M. F. H. PIPEFA: Composição e Gestão da Produção, *I Simpósio de Automacao Inteligente*, Rio Claro 1993.

DAS, S. K. The Measurement of Flexibility in Manufacturing Systems. *International Journal of Flexible Manufacturing Systems*. Michigan, v.8, n.1, pp.67-93, 1996.

GUPTA, D. On Measurement and Valuation of Manufacturing Flexibility, *International Journal of Production Research*, vol.31, n.12, pp.2947-2958, 1996.

LEBAS, M. J. Performance Measurement and Performance Management, *International Journal Production Economics*, v.41, pp.23-35, 1995.

RON, A. J. Measure of Manufacturing Performance in Advanced Manufacturing Systems, *International Journal Production Economics*, v.41, pp.147-160, 1995.

UNESP

XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering
Obeid Plaza Hotel Convention Center - Bauru - SP/Brazil
December 08-12th 1997

PAPER CODE: COB603

APLICAÇÃO DE UM SISTEMA CAD PARA GERAÇÃO E SIMULAÇÃO DE PROGRAMAS PARA FRESADORAS CNC / *CAD SYSTEM GENERATION AND SIMULATION FOR CNC MILLING MACHINE PROGRAM*

Alexandre Dias da Silva, Fábio Manuel Sá Simões, Fábio Ferreira Guimarães & Alonso Andrade de Paula
Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia - UFU
CEP38400-902 Uberlândia -MG ;E-mail: fmssimoes@ufu.br ; adiassta ufu.br

Abstract

This work presents the development of a system that racionalizes the program generation for CNC Milling Machine, being capable of simulating the cutting process. The interface consist basicaly of routines elaborated with Autolisp language, utilizing a very popular CAD platform (Autocad). It is possible to integrate the project phase of a product with the automatic generation of the program for the machine in a single environment. By simulating the relative movement between the part and the cutting tool, it is possible to have a 3D visualization of generation of the projected elements solid model before its manufacturing.

Palavras Chaves

Integração CAD CAM; Máquinas CNC; Usinagem; Simulação 3D ' *CAD/CAM Integration; CNC Machine; Machining; 3D Simulation*

1. INTRODUÇÃO

No início do desenvolvimento das máquinas ferramentas, havia principalmente uma procura de soluções que permitissem aumentar a produtividade e a qualidade. Posteriormente, principalmente em função da redução do ciclo útil de vida dos produtos, surge a necessidade de se dispor de uma maior flexibilidade nesses equipamentos, necessária para a fabricação de peças com caracteristicas variadas e em pequenos lotes, além de geometrias complexas. Atualmente no parque industrial do setor metal-mecânico consegue-se aumento da flexibilidade e da produtividade com a implantação de tecnologias que incluem desde o Comando Numérico Computadorizado (CNC) até os modernos ambientes integrados CIM (*Computer Integrated Manufacturing*).

No processo de fabricação por usinagem, a sequência de operações para produção de peças em máquinas CNC, é obtida através de um programa-tarefa escrito em linguagem específica, que pode ser digitado diretamente no comando da máquina ou nele inseridos, através de dispositivos de entrada de dados. A obtenção desses programas pode ser feita por

programação manual ou gerados automaticamente, através de sistemas de integração CAD/CAM (*Computer Aided Design/Computer Aided Manufacturing*). Nesse último caso, predomina a utilização de técnicas para o desenvolvimento de sistemas computacionais que interpretam arquivos gerados no CAD e apresentam sofisticadas funções referentes ao planejamento do processo. Porém, para pequenas e médias empresas, onde equipamentos CNC são utilizados em ambientes não integrados, a subutilização desses sistemas pode não justificar a sua aquisição. Por outro lado, a programação manual implica na realização de testes para verificação da seqüência de operações diretamente no comando da máquina, reduzindo assim a produtividade do equipamento. Esse problema torna-se ainda maior, quanto maior for a complexidade da peça a ser produzida. Dessa forma, equipamentos CNC, podem se tornar pouco produtivos e muitas vezes não justificáveis, apesar de sua flexibilidade.

Com o objetivo de eliminar esse problema, é proposto neste trabalho uma metodologia para o desenvolvimento de sistemas que atendam necessidades específicas, implementados em microcomputadores de baixo custo, que não exigem mão de obra especializada nem grandes investimentos.

Nos próximos itens são apresentadas as funções para geração automática e simulação de programas-tarefa em código de máquina (programas CN), implementadas em um sistema CAD para microcomputadores. Esse trabalho apresenta uma metodologia para, de, permitindo a integração da fase de projeto e fabricação de um produto. A técnica proposta foi desenvolvida para o processo de fresamento considerando uma fresadora CNC de três eixos (ROMI, 1994).

2. RECURSOS DO CAD

Sistemas de integração CAD/CAM são concebidos de diferentes maneiras. Quando apressentados como um pacote completo, as mesmas técnicas aplicadas em sistemas CAD são utilizadas no módulo de definição das características geométricas do produto (Eastman, 1991). Ao módulo CAM cabe gerar informações necessárias a sua fabricação. Em uma outra linha de trabalho, a integração entre o projeto e a fabricação é feita a partir do arquivo de dados gerado no CAD pela definição do produto. Nesse caso, arquivos padronizados, como IGES e STEP, devem ser empregados. Uma terceira alternativa é usar recursos disponíveis nos próprios sistemas CAD para fazer esta integração. Um exemplo de aplicação dessa técnica são os sistemas baseados em *features* (Gupta, 1992). Nesse caso, características da fabricação são introduzidas no CAD. Assim, por exemplo, para definir um furo em uma peça, um bloco de dados específico no CAD deve ser acionado. Nesse bloco, além de informações parametrizadas sobre a geometria do furo, dados referentes a sua fabricação, como ferramentas possíveis para executa-lo e condições de corte recomendadas, devem estar incluído. Portanto, ao selecionar esse elemento no CAD para definir a peça, o usuário pode estar indiretamente gerando informações necessárias ao planejamento do processo (Leung, 1996).

Outra forma de realizar a integração utilizando recursos do CAD é através da possibilidade de desenvolvimento de aplicativos internos ao sistema. O trabalho proposto segue esta última filosofia e os meios utilizados para o seu desenvolvimento são descritos neste item.

Para implementação da proposta, foi selecionado o software AutoCAD (AutoDESK, 1994), que além de possuir ferramentas de computação gráfica necessárias para o desenvolvimento da parte de simulação, apresenta uma arquitetura semi-aberta, que possibilita o desenvolvimento de aplicativos dentro do seu próprio ambiente. Para isso, o sistema permite

ao usuário o pronto acesso para utilização de uma linguagem de programação própria e já incorporada, o AutoLisp (Kramer, 1995). Um dos recursos mais poderosos dessa linguagem é a habilidade de acessar informações específicas dentro da base de dados de desenho do AutoCad. Funções podem ser criadas para consultar e manipular diretamente os conteúdos de arquivos de desenhos. Além disso, a programação AutoLisp é o único meio de acessar o recurso de *dados estendidos* do AutoCad. Esses dados formam um método de associação de dados do aplicativo diretamente com uma entidade.

Outro recurso de interesse para o desenvolvimento do sistema é a possibilidade de definição de menus conforme a necessidade do usuário. Cada item de menu pode acessar diretamente um comando, uma sequência de comandos ou ativar um programa em AutoLISP.

O processo de acesso a dados de entidades estende-se a vários níveis de estrutura do banco de dados. Cada vez que um item (ou grupo de itens) é movido ou copiado no CAD, um *conjunto de seleção* está em operação. Esse conjunto é constituido por listas especiais que contém os nomes das entidades dos itens selecionados. *Conjunto de seleção* representa o primeiro nível, que contém listas de nomes de entidades. Esses nomes de entidades são ponteiros que identificam cada entidade específica dentro do desenho, gerada durante a sessão de trabalho. Em níveis inferiores, os dados de cada entidades se encontram também na forma listas. Essa hierarquia de dados fornece um mecanismo flexível para interfaceamento de aplicativos em AutoLisp com a base de dados de desenho do AutoCad.Quando os dados de entidades são passados para o ambiente do AutoLisp, as listas de entidades são tratadas como listas de associação normais.

Para demonstrar como uma lista de dados de entidades é estruturada, considere o seguinte exemplo: Se uma linha for desenhada a partir da coordenada (1,1) até (2,3) , expressões AutoLisp retornam a seguinte lista de dados:

((-1 . <Entity name x...x>) (0 . "LINE") (8 . "0") (10 1.0000 1.0000) (11 2.0000 3.0000))

Essa lista é constituída de um conjunto de sublistas, onde cada sublista é um conjunto de associação e o seu primeiro elemento corresponde a um código de identificação. Na lista apresentada, por exemplo, , o código 0 indica que esta entidade do CAD é do tipo "LINE" (linha). Da mesma forma, o código 10 indica as coordenadas do ponto inicial e o código 11 as do ponto final.

3. ESTRUTURA GERAL

Com as ferramentas citadas no item anterior, foi desenvolvido um aplicativo para o AutoCAD, onde funções para geração e simulação de programas CN ficam disponíveis ao usuário através de menus.

As características projetadas para implementação do sistema computacional, visam simplificar o trabalho em operações de entrada e saída de dados e facilitar a geração de programas referentes a geometria de peças a serem produzidas. As funções atribuídas ao sistema computacional são acessadas por meio de opções disponíveis em uma estrutura de menus que são organizados segundo o esquema apresentado na figura 1. Uma breve descrição é apresentada a

seguir, para cada opção do menu principal.

A opção "Arquivos" (figura 2) refere-se à manipulação de programas-tarefa da máquina-ferramenta, que são informações sequenciais relativas às condições de movimentos e respectiva geometria para execução de determinada operação. O sistema trabalha com programas-tarefa decodificados na forma de linguagem de programação manual de máquinas de Comando Numérico.

Programas CN gerados pelo sistema podem ser armazenados na forma de arquivos

texto ou transmitidos para o comando da máquina atravé de software especializado (Data Holder, 1996), que é executado de dentro do próprio sistema.

As opções de "Programação" e "Simulação" são funções do sistema que permitem gerar

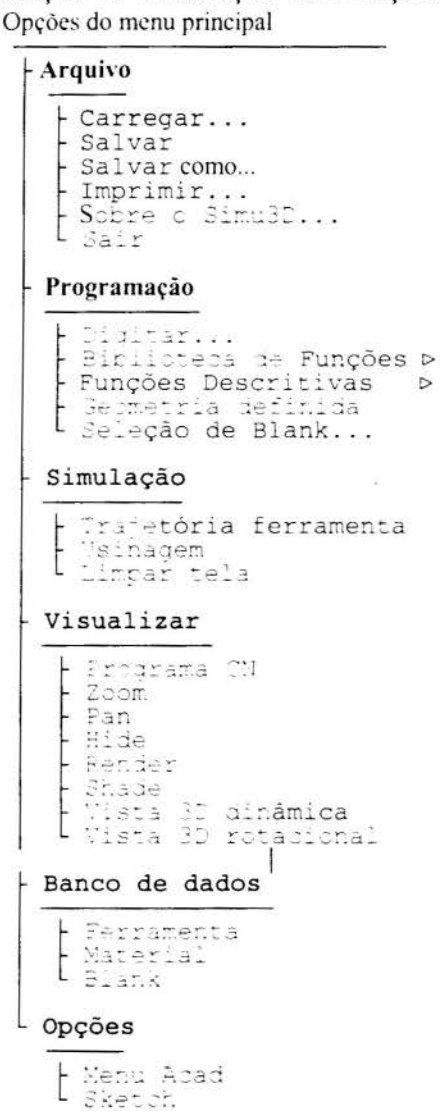


Figura 1 - Estrutura de menus

e analisar o programa CN e serão consideradas posteriormente. "Visualizar" permite ao usuário editar o programa CN através do editor de textos do sistema operacional, ou também utilizar diversos recursos de visualização do CAD para apresentar a geometria definida, ou definir formas de visualização da simulação.

A estrutura de listas associadas do AutoLISP também oferece ao programador a possibilidade de criaçao de banco de dados. Com este recurso é possível manipular dados referentes ao sistema produtivo. São informações necessárias para complementação do programa CN com dados tecnológicos. Através da opção "Banco de dados" é possível cadastrar ou consultar registros que incluem informações sobre ferramentas de corte, material da peça a ser usinada e condições de corte recomendadas. Também é possível definir, armazenar ou recuperar arquivos de desenho do CAD onde está definida a geometria da peça bruta (*Blank*). A utilização de quadros de diálogo possibilita a visualização da ferramenta ou *Blank* antes de se fazer uma escolha. Para maior comodidade, existe a possibilidade de

comutação entre o ambiente do AutoCAD e o sistema proposto ("Opções" no menu principal).

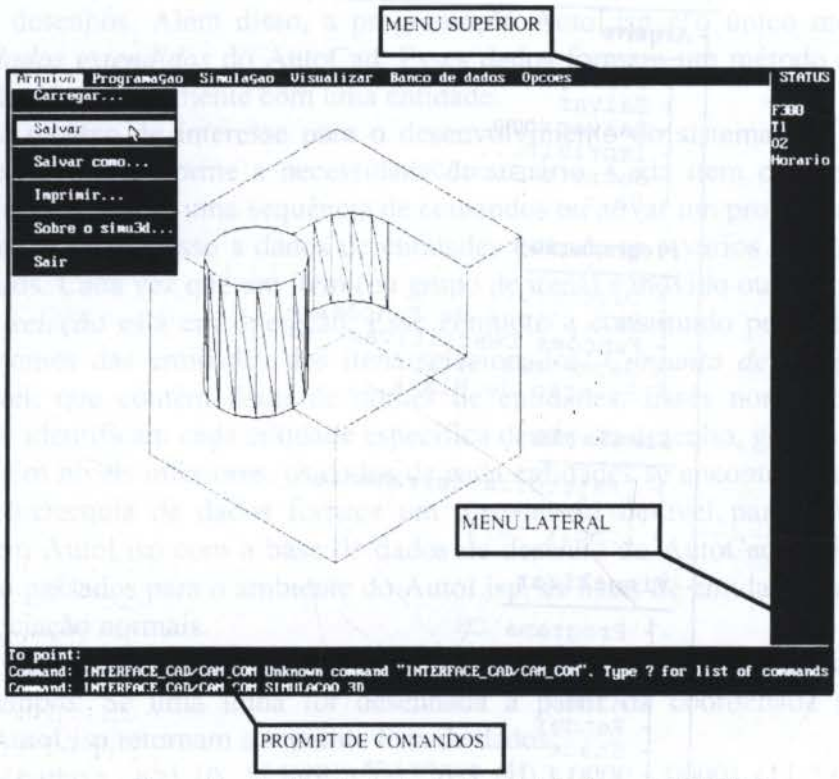


Figura 2 - Ambiente de trabalho da interface CAD/CAM

4. GERAÇÃO DO PROGRAMAMA CN

Nesse item, serão abordadas as três formas possíveis de geração do programa CN (figura 3). Com a finalidade de tornar a tarefa de elaboração do programa o mais amigável possivel, as opções disponiveis visam diferentes tipos de situações. São projetadas principalmente como função da complexidade da peça, da experiência do programador e das tarefas de usinagem desejadas. Como primeira opção, "Digitar" permite ao usuário, através da utilização de um editor de texto, a introdução direta dos códigos do programa. Isso é possivel graças a um arquivo temporário que existe sempre que o sistema estiver sendo utilizado.

Em "Biblioteca de funções" é possivel elaborar o programa a partir da seleção em uma lista de funções de programação. Caso a opção feita seja referente a movimentos da ferramenta, a trajetória da mesma pode ser visualizada simultaneamente. Funções referentes a informações para a usinagem, como avanços, velocidades, ferramenta utilizadas, são indicadas no menu lateral após sua definição. Parte da biblioteca de funções pode ser vista na figura 3. Os comandos utilizados para a formação da biblioteca são baseados nos manuais de programação do CNC.

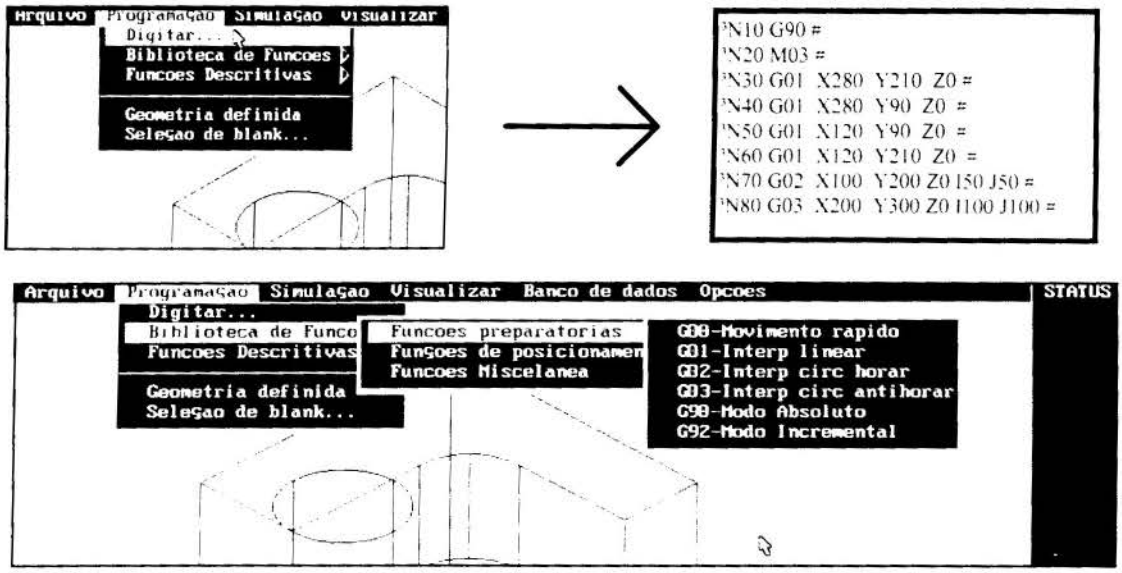


Figura 3 - Formas de geração do programa CN

Além da possibilidade de entrada de dados do programa na forma de códigos de funções de programação, também pode-se gerar o programa-tarefa de maneira descritiva, ou seja, o programador seleciona as funções de programação que são a ele apresentadas de forma explicativa. O conjunto de menus contendo a descrição das operações da máquina são acessados pela opção "Funções descritivas". Desta forma, o operador pode imaginar a sequência de operações e transcrevê-la através dos menus. Durante o desenvolvimento do programa CN, por exemplo, se o operador deseja o deslocamento retilíneo da ferramenta, deve acessar no menu a opção correspondente e então são solicitados os parâmetros da função de interpolação linear. Desta forma, mesmo que o usuário não tenha conhecimento do código e formato desta função, ela será introduzida no programa em desenvolvimento. Essa é uma facilidade do sistema que visa principalmente programadores com pouca experiência em programação.

5. GERAÇÃO AUTOMÁTICA DO PROGRAMA CN

Como observado nos itens anteriores, a entrada de dados do sistema consiste na leitura direta de arquivos texto contendo os códigos do programa CN ou definindo-se diretamente a sequência destes códigos através das funções de programação disponíveis. Neste item descreve-se a geração automática do programa a partir de uma geometria definida com os recursos do próprio CAD ou importadas de outros sistemas por meio de arquivos normalizados (DXF ou IGES). A partir desse arquivo de desenho, através da opção "Geometria definida", gera-se a seqüência que determina o movimento da ferramenta de corte.

O princípio de funcionamento para esse módulo é acessar o banco de dados do desenho atual no AutoCAD através de rotinas desenvolvidas em AutoLISP. A definição da sequência de usinagem é feita pela seleção das entidade do desenho que definem a trajetória da ferramenta e dos pontos iniciais e finais da usinagem

A rotina opera em três partes distintas:

a) Ordenação das Entidades: Após a seleção dos elementos que definirão a trajetória da ferramenta, o campo "Entity Name" das entidades correspondentes, são armazenados em uma lista. Entretanto, nessa lista, a ordem das entidades pode não corresponder à sequência lógica de usinagem. Isso deve-se à possibilidade de seleção de forma aleatória dos elementos do

desenho. A ordenação dessa lista é feita pela procura de entidades adjacentes, identificadas pela coincidência entre dois de seus pontos extremos. O procedimento é inicializado através da entrada do ponto que define o começo da operação de usinagem.

b) Verificação do Sentido de Usinagem: Com a lista de "Entity Name" ordenadas , é necessário colocar de maneira seqüencial os pontos inicias e finais de cada entidade, ou seja, o ponto final de cada entidade deve coincidir com o inicial da entidade adjacente.

Essa etapa é necessária devido a ordem em que cada entidade foi definida no desenho, eliminando-se a necessidade de que o desenho seja realizado na mesma seqüência em que será feita a usinagem.

c) Geração do Programa CN: Esse módulo consiste em criar um bloco do programa CN para cada entidade da lista ordenada. A função de programação contida no bloco depende do tipo de entidade (reta ou arco de círculo). Esses códigos são sequencialmente adicionados ao arquivo texto que contém o programa completo, podendo posteriormente ser trabalhado em um editor de texto. Dessa forma, também as informações tecnológicas necessárias para a usinagem, que são fornecidas através de quadros de diálogos ou consulta ao banco de dados, podem ser acessados a qualquer instante para eventuais modificações.

6. SIMULAÇÃO

Antes da transferência do programa para a máquina é necessário a simulação da seqüência gerada para identificar possíveis falhas, afim de garantir a perfeita operação de usinagem da peça desejada. Essa simulação começa com a escolha de um sólido que representa a peça bruta (*Blank*) cujas formas padronizadas estão definidas numa biblioteca do sistema. Esse sólido pode ter as mesmas características da peça real a ser usinada.

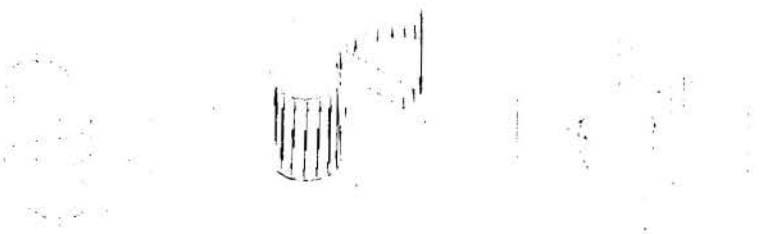


Figura 4 - Simulação da usinagem

A função preparada em AutoLISP para a simulação, interpreta o arquivo texto em código CN, tal como a máquina, e reproduz as operações planejadas executando a fabricação virtual da peça a partir do *Blank* previamente escolhido.

A técnica utilizada na simulação consiste em executar operações lógicas entre um modelo sólido que representa o *Blank* a ser usinado e o modelo que representa o volume varrido pela ferramenta de corte (figura 4). Esse último é composto por um sólido formado a partir da posição inicial e final de cada movimento. A rotina de simulação explora a função existente no AutoCAD que executa subtrações de sólidos. Um exemplo da sequência de subtrações entre esses volumes pode ser visto na figura ?, onde os volumes correspondentes a movimentos de interpolação linear e circular podem ser observados.

7. CONCLUSÃO

A metodologia proposta para o procedimento da simulação considera somente os pontos iniciais e finais de cada movimento da ferramenta de corte. Embora dessa forma não exista uma visualização integral da trajetória percorrida pela ferramenta, essa técnica minimiza o problema da deficiência de microcomputadores de suprirem velocidade de processamento adequado para simulações do processo de usinagem.

A rotina para geometrias definidas, soluciona a geração de programas para formas complexas, pois facilita a criação da seqüência para o CNC a partir de desenhos gerados em CAD com recursos disponíveis nesses sistemas.

Quando a seqüência de operações é obtida pela definição de códigos, o programa CN pode ser elaborado com maior eficiência, visto que elimina, na maioria dos casos, a necessidade de consulta a manuais por parte do programador.

A seqüência lógica de operações gerada para a máquina pode ser garantida, pois a simulação possibilita a visualização do processo antes que esse aconteça.

Considerando a constante queda dos preços de microcomputadores, a configuração exigida, caracteriza-se por um baixo custo, quando se fala em implantação de sistemas CAD/CAM.

Conclui-se finalmente que a metodologia utilizada é uma opção para pequenas e médias empresas que não dispõem de recursos e mão de obra especializada para operar com sistemas mais complexos.

8. REFERÊNCIAS

AUTODESK. Inc; *AutoCAD Reference Manual - Release 13;* 1995.

DATA HOLDER V5.2, *Manual de Utilização, ROMI Ind*, 1996.

EASTMAN, C. M., *Contribution of Data Modeling to the Future Development of CAD/CAM*, Engineering Databases, ASME, p 49-54, 1991

GRUTA, S. K., et al., *Development of a CAPP system for prismatic Parts using feature based design concepts*, Int. Journal of Advanced Manufacturing Technology, pp. 306-313,

KRAMMER, W; *Programando em AutoLISP*; Ed Makron Books; 1995.

LEUNG, H. C., *Annotated Bibliography on Computer-Aided Process Planning*, Int. Journal of Advanced Manufacturing Technology, pp.1996

1992.

ROMI, Ind; *Manual de Programação MACH5*, 1994.