

## **ANÁLISE DINÂMICA DE SISTEMAS DE FIXAÇÃO DE PEÇAS EMPREGANDO POSICIONADORES FLEXÍVEIS**

**Joel Martins Crichigno Filho, crichigno@joinville.udesc.br**

Universidade do Estado de Santa Catarina  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Campus Universitário – Bom Retiro  
89233-100 Joinville, SC, Brazil

**Resumo:** *Um sistema de fixação tem como principal objetivo posicionar as peças de forma exata e precisa. Além disso, deve absorver o peso da peça, as forças de fixação, de usinagem e de montagem, impedindo que a peça se mova ou deforme. Estima-se que uma grande parcela do erro de fabricação é decorrentes de um sistema de fixação mal projetado. Geralmente, a escolha de um sistema de fixação está relacionada à experiência do processista ou através do método de tentativa e erro. Uma vez que vários fatores influem na fixação das peças, durante a usinagem ou a medição de um lote de peças, a precisão de posicionamento não é garantida. A utilização de um sistema mais preciso muitas vezes não é o suficiente para aumentar a precisão de posicionamento, devendo ser levado em conta outros fatores inerentes ao sistema. Fatores como atrito, rigidez de contato normal e tangencial, bem como rugosidade fazem com que a precisão dos sistemas de fixação de peças seja difícil de ser alcançada. O emprego de fixadores e localizadores empregando elementos flexíveis tem como objetivo aumentar a precisão de sistemas de fixação de peças. Entretanto, a rigidez dinâmica do sistema pode ser influenciada, afetando a precisão na usinagem com força de corte intermitente. Por isso, o objetivo deste trabalho é avaliar a rigidez dinâmica de um sistema de fixação de peças para a usinagem, empregando sistemas flexíveis. Para tal, é analisado um sistema clássico de fixação conhecido como 3-2-1 empregando elementos tradicionais e elementos flexíveis. Os dois são comparados em termos de deslocamento da peça e estabilidade.*

**Palavras-chave:** *sistemas de fixação, usinagem, vibração regenerativa*

### **1. INTRODUÇÃO**

A fabricação de peças com tolerâncias cada vez mais apertadas em sistemas produtivos onde atuam vários fatores causadores de distúrbios é problemática, necessitando, com isso, que todos os fatores inerentes ao processo sejam conhecidos e controlados. Vários fatores influenciam na fabricação de peças com elevada precisão, como por exemplo, deformações devido às forças de usinagem, desgaste da ferramenta de corte, deformações devido a carregamentos, deformações térmicas, precisão geométrica da máquina-ferramenta, precisão do sistema de fixação, etc.

Os sistemas de fixação são de fundamental importância em sistemas produtivos, pois são meios especiais de fabricação com o objetivo principal de sustentar peças em uma posição pré-determinada. Eles são empregados principalmente na usinagem, em sistemas de medição e na montagem. Para que a peça não se mova durante a usinagem, medição ou montagem, fixadores aplicam uma força empurrando-a contra os localizadores. A exatidão e precisão de posicionamento de peças em sistemas de fixação dependem de uma série de fatores. Alguns trabalhos foram realizados no intuito de determinar a posição e a tolerância dos posicionadores no projeto de sistemas de fixação (Choudhuri; 1999; Rong, 2001; Wang, 2002). Outros analisaram a deflexão da peça, do sistema de fixação em função da posição de aplicação e magnitude das forças de fixação, empregando, por exemplo, o método dos elementos finitos (De Meter, 1988; Li, 1999; Gene Liao, 2000). Alguns autores desenvolveram algoritmos computacionais para determinar o melhor posicionamento dos localizadores e fixadores (Liu 2003; Wu, 1998; Ding, 2001).

Do ponto de vista prático é sabido que a precisão no posicionamento de peças em sistemas de fixação é problemática. Ou seja, tentar colocar a peça numa mesma posição, de maneira exata, sob as mesmas condições, repetindo várias vezes o mesmo procedimento é uma tarefa difícil. Um estudo da precisão de posicionamento para diferentes tipos de acoplamentos é apresentado por Li (2000). Ele observou que, montando e desmontando duas peças várias vezes, a posição relativa entre elas, como é de se esperar, varia segundo uma distribuição normal. Segundo Nakazawa (1994) quando se deseja usinar elementos de uma peça com tolerâncias estreitas uma em relação à outra, deve-se usiná-las, mantendo a peça na mesma fixação, sem reposicioná-la.

A determinação das forças de fixação e as consequentes reações nos posicionadores também é alvo de interesse por parte dos pesquisadores. Forças de fixação demasiadas podem levar à deformação elástica e plástica da peça. Entretanto, se a magnitude da força for menor do que as forças externas, por exemplo, na usinagem, a peça pode se deslocar no sistema de fixação (Fronober, 1992). Para o cálculo das forças de reação é usual desprezar o efeito do atrito no contato entre peça e os elementos de fixação (Asada, 1985 apud Xiongand, 2003). Este procedimento simplifica consideravelmente os cálculos, uma vez que as forças de contato não podem ser determinadas diretamente através da equação de equilíbrio, ou seja, o sistema de equações é indeterminado. Um método mais complexo, mas que leva em consideração as forças de contato normais e tangenciais, bem como as deformações nos contatos, em sistemas de fixação de peças é proposta por Hurtado (1998).

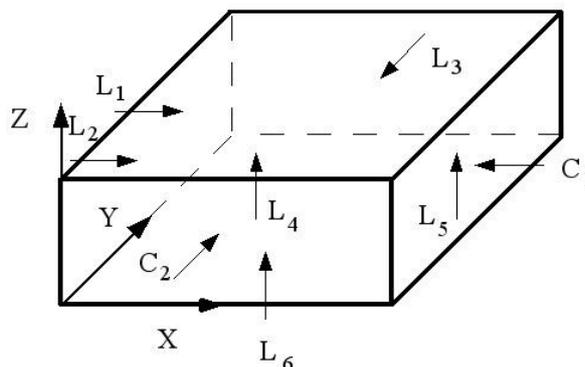
De um modo geral, um sistema de fixação convencional tem influência na rigidez na direção tangencial no contato com a peça. Apesar deste fato aumentar a rigidez total do sistema, contribui para a piora da precisão de posicionamento quando da existência de um erro inicial de posição da peça. A rigidez de contato tangencial é função da força normal aplicada no elemento do sistema de fixação e do deslocamento. Slocum (1992) vem pesquisando elementos flexíveis em sistemas de posicionamento de alta-precisão. Estes elementos tem como principal característica a minimização da rigidez na direção tangencial ao esforço, mantendo o máximo possível na direção normal. Isso pode ser feito, por exemplo, usinando um rebaixo, ou entalhe em um elemento cilíndrico. Portanto, a idéia da aplicação de elementos flexíveis está no fato de que a rigidez de contato na direção tangencial irá permanecer constante, contribuindo assim, para a precisão de posicionamento, como foi visto em Crichigno Filho (2006). Entretanto a questão é qual a sua influência na característica dinâmica do sistema de fixação. Apesar da ferramenta no fresamento ser um fator de grande importância na questão da vibração regenerativa, por ser uma das partes mais flexíveis. Deste trabalho, será considerado que ela é rígida o suficiente, não tendo influência no surgimento da vibração. Deste modo, este trabalho tem como objetivo simular a influência do sistema de fixação empregando elementos flexíveis na estabilidade do processo de fresamento de topo.

## 2. MÉTODO

### 2.1. Sistemas de fixação de peças

Um sistema de fixação preciso, conhecido como 3-2-1, foi escolhido para o estudo, pois é o que apresenta menores pontos de contato com a peça, necessários para fixá-la. Como não existem superfícies perfeitas, quanto maior a área de contato, maior a influência dos erros de forma das superfícies de contato e da rugosidade no erro de posição da peças. O sistema de fixação 3-2-1 apresenta apenas seis pontos para localizar a peça e mais dois para dar o aperto. Em contra partida, a área de contato não pode ser muito pequena, pois quanto menor a área maior será a pressão de contato, podendo o sistema penetrar na peça, prejudicando a precisão de posicionamento e a superfície da peça.

Este sistema possui, geralmente, dois fixadores, que atuam sobre a peça empurrando contra os localizadores, com uma força de apertos pré-determinada. Três localizadores situam-se na parte inferior da peça posicionando-a na horizontal. Dois situam-se em uma das laterais, evitando assim a rotação e o deslocamento numa determinada direção ortogonal ao plano da base. Por último, um localizador, ortogonal ao plano da base e ao plano lateral, impede que a peça se desloque e gire ortogonalmente a estes planos. A figura 1 ilustra o princípio do sistema 3-2-1 para peças prismáticas.



**Figura 1. Exemplos de atuação de 6 localizadores e 2 fixadores em uma peça prismática. L-localizadores, C-fixadores**

Em um sistema de fixação, as forças de contato devem ser determinadas. Se elas forem demasiadamente grandes, podem produzir deformações plásticas nas regiões de contato da peça, por outro lado, se forem insuficientes, a peça pode deslizar ou até mesmo separe-se dos localizadores durante o processo.

**2.2. Determinação da equação de movimento**

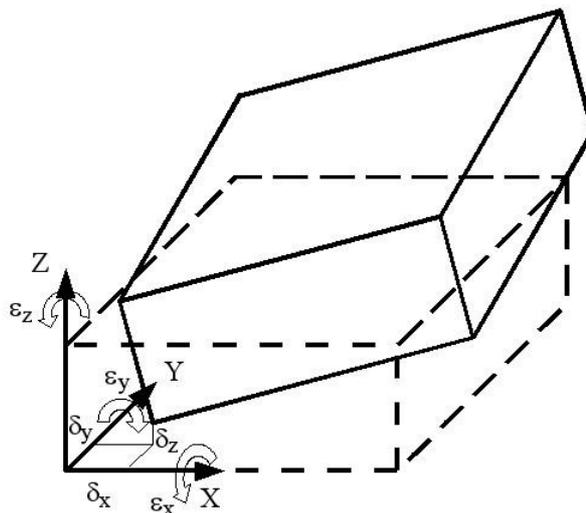
No fresamento, a remoção de material ocorre de maneira intermitente, e portanto, a força de usinagem é periódica. Essa excitação periódica leva à vibração forçada da peça presa ao sistema de fixação. A variação do posicionamento relativo entre peça e ferramenta vai depender da característica dinâmica do sistema e da força de corte. Para determinar o deslocamento da peça será empregada a relação:

$$[M]\ddot{q} + [C]\dot{q} + [K]q = F_c(t) \tag{1}$$

onde  $q = [x \ y \ z \ \alpha \ \beta \ \gamma]^T \in R^6$  representa o movimento de corpo rígido da peça (Figura 2);  $[M]$  a matriz inercial;  $[C]$  a matriz de amortecimento;  $[K]$  a matriz de rigidez e  $F_c(t)$  as forças de corte.

A formulação das equações do movimento para um sistema dinâmico é possível usando o princípio de D'Alembert. As forças elásticas que se opõem aos deslocamentos assim como também as forças viscosas que se opõem às velocidades podem ser facilmente incluídas nesta formulação das equações do movimento, permitindo levar em consideração a elasticidade e o amortecimento do movimento, como descrito em Gash (1989). Deste modo, a formulação para a determinação das matrizes de rigidez e amortecimento é apresentada por:

$$\delta q^T \cdot (M \ddot{q} + C \dot{q} + Kq - F(t)) = 0 \tag{2}$$



**Figura 2. Deslocamento e rotação da peça devido à deformação do sistema de fixação**

Analisando o deslocamento em cada contato, nas 3 direções (Figura 3), pode-se escrever as deformações em função do deslocamento e rotação da peça, conforme:

$$q_1 = u - a \cdot \phi \tag{3}$$

analogamente, para os deslocamentos virtuais:

$$\delta q_1 = \delta u - a \cdot \delta \phi \quad (4)$$

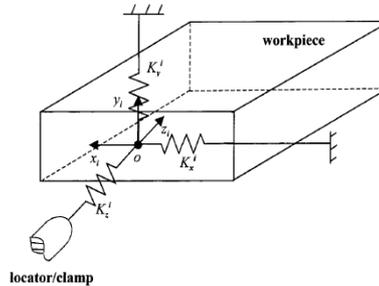


Figura 3. Modelo de contato entre o elemento e a peça.

onde  $\delta u$  é o deslocamento virtual,  $\delta \phi$  é a rotação virtual da peça e  $a$  é a coordenada do elemento. As equações 3 e 4 são introduzidas na equação 2. Por exemplo, para obter a equação de movimentação resultante na direção do eixo X, substitui-se os deslocamentos e as rotações virtuais conforme:

$$\delta u_x = 1, \delta u_y = 0, \delta u_z = 0, \delta \alpha = 0, \delta \beta = 0, \delta \gamma = 0$$

O mesmo procedimento acima é feito para obter a equação nas outras direções. Com isso é possível obter a matriz de rigidez e amortecimento para as 6 variáveis. A posição relativa da peça em relação à ferramenta foi feita simulando a movimentação da peça no domínio do tempo. Para tal, a aceleração no instante  $t$  é calculada pela seguinte equação diferencial:

$$\ddot{q}(t) = M^{-1} \cdot (F(t) - C \dot{q}(t) - K q(t)) \quad (5)$$

a velocidade é calculada em cada instante  $t$ , considera-se os valores no instante anterior  $\Delta t$ :

$$\dot{q}(t) = \dot{q}(t - \Delta t) + \ddot{q}(t - \Delta t) \cdot \Delta t \quad (6)$$

e a posição da mesma forma:

$$q(t) = q(t - \Delta t) + \dot{q}(t - \Delta t) \cdot \Delta t \quad (7)$$

onde as condições iniciais são

$$\dot{q}(0) = 0 \text{ e } q(0) = 0$$

Portanto, em função das condições iniciais é possível determinar a posição e rotação da peça em cada instante de tempo  $t$ . Neste trabalho, para efeito de simplificação, as forças de contato serão constantes. Nos dois casos de simulação, serão considerados elementos de fixação com um determinado raio de ponta  $R$ .

Considerando os elementos flexíveis, a rigidez na direção tangencial será o caso de uma viga engastada, obedecendo a relação:

$$K_t = \frac{3 \cdot E \cdot I}{l^3} \quad (8)$$

sendo  $E$  o módulo de elasticidade do material do elemento do sistema de fixação,  $I$  o momento de inércia e  $l$  o comprimento do elemento.

Para uma seção transversal circular,

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (9)$$

onde  $d$  é o diâmetro do elemento.

Para sistemas de fixação com fixadores e localizadores convencionais, a rigidez na direção tangencial é determinada segundo a relação:

$$K_t = 8 \cdot a \cdot \left( \frac{2 - \nu_w}{G_w} + \frac{2 - \nu_f}{G_f} \right) \quad (10)$$

onde  $a$  é o raio da seção de contato, dado pela relação:

$$a = \left( \frac{3 F_n \cdot R}{4 \cdot E_e} \right)^{(1/3)} \quad (11)$$

$\nu_w$  e  $\nu_f$  são os coeficientes de poisson e  $G_w$ ,  $G_f$  é o módulo de elasticidade transversal.

Segundo Jonhson (1987) e Li (1999), a rigidez na direção normal pode ser aproximada pela relação:

$$K_n = \left( \frac{16 \cdot R \cdot E_e^2}{9} \right) \cdot F_n^{(1/3)} \quad (12)$$

onde o módulo de elasticidade equivalente  $E_e$  é dado pela relação:

$$E_e = \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_f^2}{E_f} \right)^{-1} \quad (13)$$

sendo,  $\nu_p$ ,  $\nu_f$ ,  $E_p$  e  $E_f$  são o coeficiente de poisson e o módulo de elasticidade do material do posicionador e do fixador respectivamente.  $R_p$  é o raio do localizador ou fixador e  $F_n$  a força normal.

Com relação aos coeficientes de amortecimento na direção normal e tangencial, estes são de grande importância na estabilidade do processo de usinagem. A determinação destes fatores não é uma tarefa fácil, e por isso, vários trabalhos têm sido conduzidos no intuito de determiná-los, tanto do ponto de vista teórico quanto experimental. Fang (2002) desenvolveu um modelo dinâmico que considera a vibração da peça e dos elementos de fixação com o objetivo de determinar precisamente o amortecimento de atrito sobre uma ampla faixa da força de aperto. Entretanto, uma vez que na direção tangencial o elemento de fixação deve se deslocar, sem deslizamento, o coeficiente de atrito não será considerado neste trabalho. Os coeficientes de amortecimento a serem considerados na simulação serão os inerentes dos próprios materiais da peça e dos elementos de fixação.

### 2.3. Modelamento das forças no fresamento

Em detrimento do engajamento da ferramenta na peça, uma força se opondo à penetração da ferramenta é produzida. Existem vários modelos empregados para simular a força de usinagem (Araújo 1999). Um modelo amplamente empregado é o empírico, baseado na seguinte relação (Tlustý 1999):

$$F_c = K_s \cdot A \quad (14)$$

onde,  $K_s$  é a pressão específica de usinagem e  $A$  é a área da seção de corte transversal, definida por:

$$A = b \cdot h \quad (15)$$

sendo  $b$  o comprimento de usinagem.  $h$  é a espessura de usinagem. O coeficiente  $K_s$  depende, basicamente, do par material da peça/ da ferramenta e é determinado experimentalmente. O comprimento de usinagem  $b$ , depende, no caso do fresamento da profundidade de corte  $a_p$ . Já a espessura da seção transversal do cavaco, no caso do fresamento, depende do avanço da ferramenta da posição angular da ferramenta na região de corte. Em detrimento da característica dinâmica do processo de fresamento, a espessura de usinagem varia. Essa variação pode levar ao efeito conhecido como vibração regenerativa, desestabilizando o processo. Deste modo,

$$h(t) = c \sin \phi - v(t) + v(t-T) \quad (16)$$

onde  $c$  é o avanço da ferramenta,  $\phi$  o ângulo de imersão e  $z$  é o deslocamento radial da ferramenta no instante  $t$  e no período anterior  $t-T$ , conforme apresentado na Figura 4.

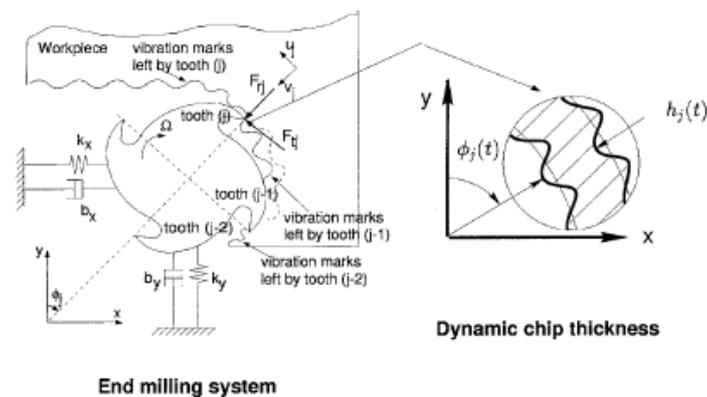


Figura 4. Espessura do cavaco devido à dinâmica do processo segundo Altintas (2000).

### 3. CONDIÇÕES DE SIMULAÇÃO

Para análise da influência dos elementos flexíveis nos sistemas de fixação, uma peça será utilizada na simulação. A Figura 5 apresenta um desenho da peça, do sistema de fixação, ferramenta e os aplicadores de força.

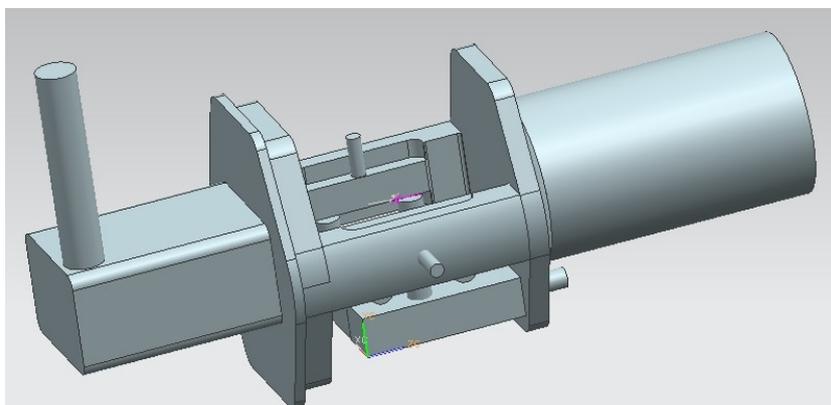


Figura 5. Modelo da peça, sistema de fixação e ferramenta utilizada na simulação.

A peça utilizada como exemplo apresenta algumas características peculiares. As superfícies empregadas para a sua localização estão na sua parte central. Portanto, nessas superfícies atuam os localizadores com o objetivo de restringir a movimentação da peça. Os fixadores, por sua vez, aplicam a força para prender a peça e atuam nas partes externa, conforme mostra a Figura 5. Na figura à esquerda é mostrada a ferramenta de corte, modelada como um cilindro.

A Figura 6 apresenta a configuração dos localizadores do sistema de fixação. Este é composto por 3 localizadores no plano X-Z, 2 no plano Y-Z e 1 no plano X-Y.

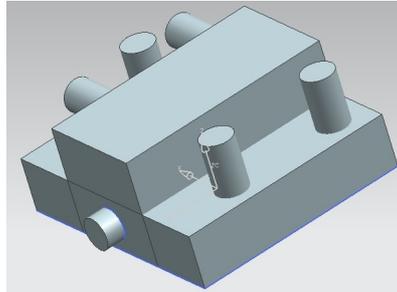


Figura 6. Configuração dos localizadores da peça.

As coordenadas das faces dos localizadores, assim como dos fixadores é apresentada na Tabela 1.

Tabela 1. Coordenadas do localizadores e fixadores.

Loca/ fixadores	X	Y	Z
L1	-19,5	5,0	-43,5
L2	-39,8	20,0	-24,0
L3	-39,8	20,0	-6,0
L4	-1,0	15,0	-6,0
L5	-1,0	15,0	-27,0
L6	-5,0	20,0	-16,5
F1	+5,5	24,0	-16,3
F2	-24,0	28,0	-16,3
F3	+4,0	23,6	-47,0

As coordenadas dos localizadores  $L$  e dos fixadores  $F$  é apresentada em relação ao sistema de referência do sistema de fixação. A posição da referência do sistema de fixação ao centro de massa da peça é  $X=17,6$ ;  $Y=-8,6$  e  $Z=30,5$  mm. Com relação às características dos fixadores e localizadores flexíveis, estes têm o diâmetro de 1 mm e comprimento de 5 mm. É considerado o caso do fresamento, conforme as características semelhantes apresentadas em Tlustý (1999), ou seja, que empregou na simulação de vibração regenerativa no utilizou uma fresa de 8 gumes de canais retos. Neste trabalho, é utilizado uma fresa com um diâmetro de 10 mm que estará fresando a peça nas coordenadas  $X=15,7$ ;  $Y=37,0$  e  $Z=61,8$  mm em relação ao sistema de fixação (Figura 5).

O material da peça é alumínio, assumindo, um coeficiente de pressão específica  $K_s$  de  $850 \text{ N/mm}^2$ . O material dos localizadores e fixadores é o aço com módulo de elasticidade  $E$  de 200 MPa. A força de aperto aplicada na peça, para mantê-la contra os localizadores é de 40 N. É desprezando o amortecimento devido ao atrito de contato, sendo considerado somente o coeficiente de amortecimento viscoso do material. Para o caso de metais, o fator de amortecimento  $\xi$  está abaixo de 0,01.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A seguir serão apresentados os resultados de simulação do deslocamento da peça. A análise foi feita considerando somente o deslocamento na direção X, uma vez que a vibração nessa direção irá influenciar a formação da superfície da peça. Em todos os casos foi considerado a imersão total da ferramenta, ou seja, a ferramenta penetra com uma penetração de trabalho  $a_e$  igual a seu diâmetro.

##### 4.1. Comparação em termos de amplitude da vibrações forçadas

Para a análise do deslocamento da peça em relação ao sistema de fixação devido a vibração forçada, foi simulado um caso onde considerou-se as forças normais em cada elemento em tona de 60 N. A profundidade de corte  $a_p$  igual a 1 mm. O número de ciclos foi de 9000.

A Figura 7 apresenta os resultados de simulação no domínio do tempo. Tanto empregando elementos flexíveis, quanto rígidos, o processo apresentou-se estável.

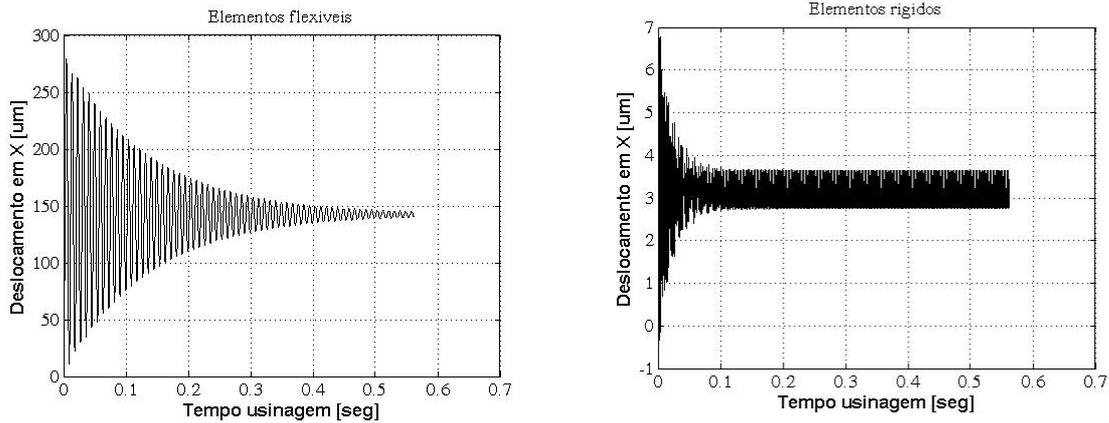


Figura 7. Resultado de deslocamento da peça empregando elementos flexíveis e elementos rígidos.

Quando se analisa a amplitude do deslocamento, em decorrência da vibração forçada, é visto que no emprego dos elementos rígido, o mesmo foi de aproximadamente  $0,8 \mu\text{m}$  enquanto no caso dos elementos flexíveis o valor se estabilizou em torno de  $1 \mu\text{m}$ . Com relação ao erro sistemático, a peça deslocou-se na direção X cerca de  $143 \mu\text{m}$ , enquanto no emprego de elementos rígidos, o deslocamento foi de  $3,2 \mu\text{m}$ .

#### 4.2. Comparação em termos do surgimento de vibração regenerativa

Quando a questão é com relação à questão de estabilidade, o emprego dos elementos rígidos é mais vantajoso. Simulando o deslocamento para uma profundidade de corte  $a_p$  de 2 mm, observou-se a aparição de vibração regenerativa, caracterizada pelo crescimento acentuado da amplitude de vibração depois de um determinado tempo de usinagem, como pode ser visto na Figura 8. Já empregando-se elementos rígidos, a simulação mostrou-se estável.

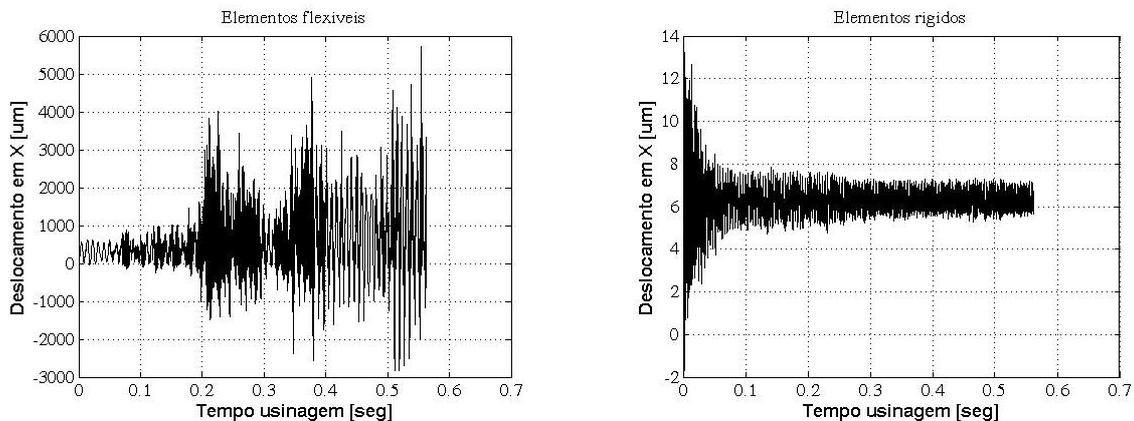


Figura 8. Resultado de deslocamento da peça empregando elementos flexíveis e elementos rígidos.

### 5. CONCLUSÕES

Este trabalho teve como objetivo comparar o emprego elementos flexíveis com os elementos tradicionais rígidos sob o ponto de vista da característica dinâmica da movimentação da peça no caso de fresamento de topo.

Sob o ponto de vista de precisão de posicionamento, os elementos flexíveis se mostram mais promissores, pois além de minimizar a rigidez de contato tangencial, este não irá depender da magnitude da força normal. Deste modo, os elementos flexíveis tendem a minimizar o erro de posicionamento inicial da peça. Contudo, uma questão importante é quanto a influência destes elementos tanto do ponto de vista do deslocamento da peça sob carregamento cíclico (vibração forçada), quanto à estabilidade (vibração regenerativa).

Para realizar essa análise, uma simulação numérica foi realizada. O modelo empregado é o da equação de movimento de um corpo rígido. As matrizes de rigidez e amortecimento foram determinadas empregando o princípio de trabalho virtuais. Como elementos flexíveis, utilizou-se cilindros com diâmetro de 1 mm e comprimento de 5.

Com relação à análise do ponto de vista da vibração forçada, observou-se que, para as condições simuladas, os valores de variação de deslocamento na direção de X ficaram muito próximos. Entretanto, a magnitude do deslocamento na direção X foi bem maior no caso do emprego de elementos flexíveis. Entretanto, este erro sistemático, pode ser corrigido, dependendo é claro, da resolução de posicionamento da máquina-ferramenta empregada. A simulação numérica pode ser empregada para determinar a profundidade de corte ideal sem que ocorra o efeito de vibração regenerativa.

## 6. AGRADECIMENTOS

O autor gostaria de agradecer à FAPESC pelo apoio financeiro no escopo do projeto de pesquisa Jovem Pesquisador 2007.

## 7. REFERÊNCIAS

- Altintas, Y. 2000 “Manufacturing Automation – Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations and CNC Design.” Cambridge University Press, 286 p.
- Araújo, A.C., Silveira, J.L., 1999, Models for prediction of instantaneous cutting forces in end milling, in: Proceedings of the 15th Brazilian Congress of Mechanical Engineering. November 22-26, São Paulo, Brazil.
- Asada, H., By, A.B, 1985, “Kinematic Analysis of Workpart Fixture for Flexible Assembly with Automatically Reconfigurable Fixture”, IEEE Trans. Robotics and Automat, Vol. 1, no.2, pp. 86-93.
- Choudhuri, S.A., De Meter, E. C., 1999, “Tolerance Analysis of Machining Fixture Locators. Journal of Manufacturing Science and Engineering”, Vol. 121, pp. 273-281.
- Crichigno Filho, J. M., 2006 Estudo dos Erros de Usinagem em Decorrência das Forças de Reação em Sistemas de Fixação. IV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. 22 a 25 de Agosto 2006, Recife-PE. CD-ROM
- De Meter, E. C., 1988, “Fast support optimization. International Journal of Machine Tools and Manufacture”, Vol. 38, pp. 1221-1239.
- Ding, D., Liu, Y. H., Wang, M. Y. and Wang, S., 2001, “Automatic Selection of Fixture Surfaces and Fixturing Points for Polyhedral Workpieces”, IEEE Transactions on Robotics and Automation, Vol. 17, No. 6, pp. 833-841.
- Fang, B., DeVor, R.E., Kapoor S.G. 2002, Influence of Friction Damping on Workpiece-Fixture System Dynamics and Machining Stability. Transactions of the ASME. Vol. 124, 226-233.
- Fronober, M., 1992, “Vorrichtungen: Gestalten, Bemessen, Bewerten.” Verl. Technik, Berlin, Germany, 320 p.
- Gash, R. und Knothe K., “Strukturdynamik – Band 1 Diskrete Systeme”. Springer-Verlag, Berli, Alemanha, 447 p.
- Gene Liao, Y.J. and Hu, S. J., 2000, “Flexible multibody dynamics based fixture-workpiece analysis model for fixturing stability”, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 40, pp. 343-362.
- Huang, X., Gu, P., 1994, “Tolerance Analysis in Setup Fixture Planning for Precision Machining”, IEEE, 298-305.
- Hurtado, J. H., Melkote, S. N., 1998, “A Model for the Prediction of Reaction Forces in a 3-2-1 Machining Fixture”, Transactions of NAMRI/SME, Vol. XXVI, pp. 335-340.
- Johnson, K.L., 1987, “Contact Mechanics”, Cambridge University Press, Cambridge, USA, 464 p.
- Li, B and Melkote S.N., 1999, “Improved workpiece location accuracy through fixture layout optimization”, International Journal of Machine Tools and Manufacturing, Vol. 39, pp. 871-883.
- Li, H, Landers, R. and Kota, S., 2000, “A Review of Feasible Joining Methods for Reconfigurable Machine Tool Components”, Japan-USA Symposium on Flexible Automation, Ann Arbor. Michigan.
- Liu, T. and Wang, M. Y., 2003, “An Approximate Quadratic Analysis of Fixture Locating Schemes”, Automation Sep. 12-14, National Chung Chng University, Chia-Yi, Taiwan.
- Nakazawa, H., 1994, “Principles of Precision Engineering”, Oxford University Press, New York, USA, 267 p.
- Rong, Y., Hu, W., Kang, Y., Zhang, Y. and Yen, D. W., 2001, “Locating error analysis and tolerance for computer-aided fixture design”, International Journal of Production Research, Vol. 39, No. 15, pp. 3529-3545.

- Slocum, A.H., 1992, "Precision Machine Design", Prentice Hall, New Jersey, 800p.
- Thusty J. 1999, "Manufacturing Processes and Equipment" Prentice Hall, 928 p.
- Wang, M.Y., 2002, "Tolerance analysis for fixture layout design", Assembly Automation, Vol. 22. Number 2. pp. 153-162.
- Wu, Y., Rong, Y. Ma, W. and LeClair, S.R., 1998, "Automated modular fixture planning: Accuracy, clamping, and accessibility analyses", Robotic and Computer-Integrated Manufacturing.. Vol. 14. pp. 17-26.
- Xiongand, C.-H., Xiong, Y.-L. and Wang, M. Y., 2003, "On Prediction of Passive Contact Forces of Workpiece-Fixture Systems", Proceedings of DETC.03 ASME 2003, Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference Chicago, Illinois, USA.. September 2-6.

## 8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

# DYNAMIC ANALYSIS OF FIXTURES USING FLEXURES ELEMENTS

**Joel Martins Crichigno Filho, crichigno@joinville.udesc.br**

Universidade do Estado de Santa Catarina  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Campus Universitário – Bom Retiro  
89233-100 Joinville, SC, Brazil

***Abstract.** A fixture has as a main goal the correct positioning of a workpiece . Furthermore it must absorb the forces due to the weight of the workpiece, the applied forces by the clamps and the cutting forces. At the same time the workpiece can't move or be deformed. The selection of a fixture configuration is related to the engineer experience or owing to the try and error procedure. In the machining a great number of factors has influence on the process. Factors like friction, surface roughness and contact rigidity decrease the accuracy and repeatability of the workpiece positioning. The using of fixture with high accuracy elements is not enough to diminish these problems. Therefore, when the elements of the fixture that are in contact with the workpiece are flexible in the tangential direction, the influence of the factors described about can be minimized. However, the use of flexures can lead to decrease of dynamic stiffness and hence chatter vibration can take place. For that reason, in this work the dynamic stability of a 3-2-1 fixture using flexures is simulated. The results are compared with rigid elements*

***Keywords:** Fixture, machining, chatter vibrations*