

# **COMPARAÇÃO ENTRE O FRESAMENTO DO AÇO ABNT 1020 E O FERRO FUNDIDO GH 190 QUANTO AO APARECIMENTO DE VIBRAÇÕES “CHATTER”**

**Vinícius Torres Lima**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Av. João Naves de Ávila 2121, CEP: 38400-902, Uberlândia – MG, Brasil. E-mail: [vtlima@mecanica.ufu.br](mailto:vtlima@mecanica.ufu.br)

**Helder Barbieri Lacerda**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Av. João Naves de Ávila 2121, CEP: 38400-902, Uberlândia – MG, Brasil. E-mail: [helder@mecanica.ufu.br](mailto:helder@mecanica.ufu.br)

**Resumo.** A predição de vibrações “chatter” entre a ferramenta de corte e a peça é de grande importância, pois permite a seleção de parâmetros ótimos de usinagem, resultando em uma taxa máxima de remoção de cavaco, sem o inconveniente causado pelo excesso de vibrações. Neste trabalho é feita uma comparação entre o fresamento do aço ABNT 1020 e o FoFo GH 190 quanto ao aparecimento de vibrações “chatter”, através de um método analítico, que é utilizado para predição deste fenômeno. As forças de usinagem, na zona de contato peça-ferramenta durante o corte são medidas experimentalmente e avaliadas através de um modelo matemático da operação de fresamento, sendo este modelo implementado em um algoritmo. O resultado obtido com o algoritmo depende das propriedades mecânicas do material da peça e da geometria da ferramenta de corte. Os parâmetros modais (freqüência natural, amortecimento e resíduos) do par ferramenta de corte – peça, também foram experimentalmente medidos. A partir de então, torna-se possível a obtenção dos diagramas de estabilidade para o sistema dinâmico descrito. Estes diagramas são curvas que relacionam a velocidade de rotação do eixo árvore com a profundidade de corte axial máxima, distinguindo regiões estáveis e instáveis. Os testes experimentais tanto para o Aço ABNT 1020 quanto para o FoFo GH 190 foram realizados em uma fresadora vertical. Os resultados finais, mostram uma excelente concordância com as curvas de predição obtidas.

**Palavras-chave:** Fresamento, forças de corte, “chatter”, vibrações.

## **1. INTRODUÇÃO**

O fresamento é um processo de corte intermitente que utiliza uma ferramenta de corte rotativa, com um ou mais dentes, gerando cavacos de espessura variável e de maneira periódica. Os pontos mais críticos desta operação estão relacionados com a entrada e a saída do dente no corte. Durante o ciclo ativo de corte, ou seja, quando o dente encontra-se removendo material, ele é altamente tensionado e aquecido. Logo após, durante o ciclo inativo (período em que o dente não está cortando) ocorre o resfriamento do mesmo. As consequências são fadiga térmica e mecânica do material e vibrações, que podem ser de 2 tipos: vibrações forçadas, causadas pelas forças de corte periódicas que agem na estrutura da máquina-ferramenta e vibrações “chatter” que podem ser explicadas por 2 mecanismos distintos, o acoplamento de modos e o mecanismo regenerativo, descrito por Tobias (1965), Koenigsberger & Tlusty (1967) e Budak & Altintas (1998).

O acoplamento de modos ocorre quando vibrações forçadas estão presentes em duas direções no plano de corte. O “chatter” regenerativo decorre de um mecanismo de auto-excitação, associado a uma diferença de fase entre as marcas de vibração (ondulações) deixadas na peça pela sucessiva

passagem dos dentes pela região de corte. O mecanismo regenerativo sempre ocorre antes do acoplamento de modos, por isso é considerado como a principal causa do aparecimento de vibrações “chatter” em operações de fresamento, como descrito em Smith & Tlusty (1990) e Altintas (2000).

No fresamento, um dos modos estruturais do sistema ferramenta-peça é inicialmente excitado pelas forças de corte. A superfície ondulada, deixada pela passagem de um dente pela região do corte, é posteriormente removida pela passagem do dente subsequente, o qual deixa novas marcas na superfície da peça. As forças de usinagem oscilam no fresamento e sua magnitude depende diretamente da espessura instantânea do cavaco sendo removido e da diferença de fase entre as sucessivas ondulações deixadas na peça pela passagem dos dentes. Dependendo da diferença de fase entre estas ondulações e da profundidade de corte utilizada, estas forças podem crescer excessivamente, tornando o sistema altamente instável, ocasionando o aparecimento de vibrações “chatter”, que têm os inconvenientes de produzir um pobre acabamento superficial, elevado nível de ruído e reduzir a vida útil da ferramenta de corte.

As variações na força de corte, devido à espessura de corte variável e a característica intermitente do processo de fresamento, dificultam o uso da teoria de “chatter” ortogonal para este processo quando comparado ao torneamento. Neste trabalho, é utilizada uma teoria analítica de predição do “chatter”, desenvolvida por Budak & Altintas (1998), como ferramenta para a obtenção das curvas de estabilidade para uma fresadora vertical (ROMI® Interact 4), com a finalidade de predizer a ocorrência do fenômeno “chatter”, durante a usinagem de dois materiais diferentes: Aço ABNT 1020 e FoFo GH 190.

## 2. VIBRAÇÕES “CHATTER” NO FRESAMENTO

Considere um fresa com 2 GDL (graus de liberdade), número de dentes  $N$  e com ângulo de hélice igual a zero, como mostrado na Fig. (1).

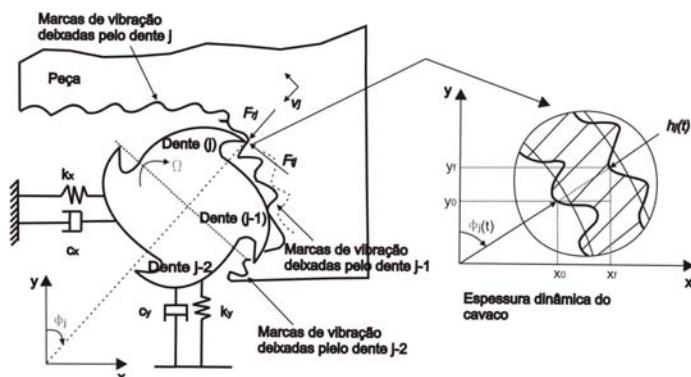


Figura 1. Fresamento (2 GDL), com vibrações auto-excitadas.

As forças de corte excitam a estrutura na direção de avanço X e normal Y, causando deslocamentos dinâmicos em  $x$  e  $y$ , respectivamente. Estes deslocamentos dinâmicos envolvem todos os dentes girantes ( $j$ ), com a seguinte transformação de coordenadas:

$$v_j = -x \cdot \sin\phi_j - y \cos\phi_j, \quad (1)$$

em que  $\phi_j$  é a posição angular instantânea do dente  $j$  medida no sentido horário a partir do eixo normal Y. Se o eixo árvore gira a uma velocidade angular  $\Omega$  (rad/s), a posição angular varia com o tempo  $\phi_j(t) = \Omega \cdot t$ , em que o passo angular da fresa é  $\phi_p = 2\pi/N$ .

A espessura resultante do cavaco consiste de uma parte estática ( $s_t \cdot \sin\phi$ ), própria do movimento de corpo rígido da fresa e uma componente dinâmica, causada pelas vibrações da ferramenta, nos períodos anterior e atual de revolução do dente, como descrito na Eq. (2).

$$h(\phi_j) = [s_t \cdot \sin \phi_j + (v_{j,0} - v_j)] \cdot g(\phi_j) \quad (2)$$

Onde  $s_t$  é a taxa de avanço por dente e  $v_{j,0}$ ,  $v_j$  são os deslocamentos dinâmicos da fresa nos períodos anterior e atual do dente. A função  $g(\phi_j)$  é uma função passo unitário que apenas indica se o dente está ou não engajado no corte, e assume valor 0 ou 1.

Os ângulos  $\phi_{st}$  e  $\phi_{ex}$  representam a entrada e a saída do dente no corte. A componente estática da espessura do cavaco ( $s_t \cdot \sin \phi$ ) é desconsiderada, pois não contribui para o mecanismo dinâmico de formação do cavaco. Então, a expressão que representa os deslocamentos dinâmicos da estrutura da ferramenta, nos períodos anterior e atual de revolução do dente, pode ser expressa pela Eq. (3).

$$\begin{aligned} h(\phi_j) &= [\Delta x \cdot \sin \phi_j + \Delta y \cdot \cos(\phi_j)] \cdot g(\phi_j) \\ \Delta x &= x - x_0 \quad ; \quad \Delta y = y - y_0 \end{aligned} \quad (3)$$

As forças exercidas sobre a ferramenta podem agora ser calculadas. A força tangencial  $F_{tj}$  é considerada proporcional à espessura do cavaco e à profundidade de corte axial  $a$ . A força radial  $F_{rj}$  é proporcional a  $F_{tj}$ .

$$F_{tj} = K_t \cdot a \cdot h(\phi_j); \quad F_{rj} = K_r \cdot F_{tj} \quad (4)$$

Em que os coeficientes de corte  $K_t$  e  $K_r$  são constantes. Resolvendo as forças de corte para todos os dentes nas direções  $x$  e  $y$ , tem-se:

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \sum_{j=0}^{N-1} \begin{bmatrix} -\cos \phi_j & -\sin \phi_j \\ \sin \phi_j & -\cos \phi_j \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_{tj} \\ F_{rj} \end{Bmatrix} \quad (5)$$

Substituindo a espessura de corte Eq. (3) e a expressão para as forças tangencial e radial nos dentes Eq. (4) na Eq. (5) e re-arranjando adequadamente, tem-se:

$$\begin{Bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot K_t \cdot \begin{bmatrix} \alpha_{xx}(t) & \alpha_{xy}(t) \\ \alpha_{yx}(t) & \alpha_{yy}(t) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \Delta x(t) \\ \Delta y(t) \end{Bmatrix} \quad (6)$$

Como no fresamento a ferramenta gira, os fatores direcionais variam no tempo. Entretanto, a matriz destes fatores é periódica na frequência da passagem dos dentes ( $\omega = N \cdot \Omega$ ) e esta pode ser expandida em série de *Fourier*, resultando nos componentes da matriz dinâmica direcional de forças no fresamento.

$$\begin{aligned} \alpha_{xx} &= \frac{1}{2} \cdot [\cos 2\phi - 2K_r \phi + K_r \sin 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} & \alpha_{xy} &= \frac{1}{2} \cdot [-\sin 2\phi - 2\phi + K_r \cos 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \\ \alpha_{yx} &= \frac{1}{2} \cdot [-\sin 2\phi + 2\phi + K_r \cos 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} & \alpha_{yy} &= \frac{1}{2} \cdot [-\cos 2\phi - 2K_r \phi - K_r \sin 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \end{aligned} \quad (7)$$

As forças dinâmicas no fresamento se reduzem então a:

$$\begin{Bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot K_t \cdot [A_0] \cdot \begin{Bmatrix} \Delta x(t) \\ \Delta y(t) \end{Bmatrix} \quad (8)$$

### 3. TEORIA DE ESTABILIDADE LINEAR

O primeiro passo para se obter as curvas de estabilidade é identificar experimentalmente a matriz função de transferência, que relaciona forças e deslocamentos, na região de contato ferramenta-peça.

$$[\Phi(i\omega)] = \begin{bmatrix} \Phi_{xx}(i\omega) & \Phi_{xy}(i\omega) \\ \Phi_{yx}(i\omega) & \Phi_{yy}(i\omega) \end{bmatrix} \quad (9)$$

Na Eq. (9),  $\Phi_{xx}(i\omega)$  e  $\Phi_{yy}(i\omega)$  são as funções de transferência direta nas direções  $x$  e  $y$ , e  $\Phi_{xy}(i\omega)$  e  $\Phi_{yx}(i\omega)$  são as funções de transferência cruzadas. O segundo passo é calcular os coeficientes dinâmicos de corte, a partir da Eq. (10), para uma determinada ferramenta, material da peça e percurso de corte.

$$\begin{aligned} a_0 &= \Phi_{xx}(i\omega_c) \cdot \Phi_{yy}(i\omega_c) \cdot (\alpha_{xx} \cdot \alpha_{yy} - \alpha_{xy} \alpha_{yx}) \\ a_1 &= \alpha_{xx} \cdot \Phi_{xy}(i\omega_c) + \alpha_{yy} \cdot \Phi_{yx}(i\omega_c) \end{aligned} \quad (10)$$

Então, a freqüência de “chatter” pode ser identificada a partir das funções de transferência ao redor do modo dominante, para isto a seguinte equação quadrática deve ser resolvida:

$$a_0 \cdot \lambda^2 + a_1 \cdot \lambda + 1 = 0 \quad (11)$$

O autovalor  $\lambda$  é obtido através de:

$$\lambda = -\frac{1}{2a_0} \cdot \left( a_1 \pm \sqrt{a_1^2 - 4a_0} \right) \quad (12)$$

A profundidade de corte crítica é obtida a partir das partes real e imaginária do autovalor:

$$a_{\text{lim}} = -\frac{2\pi \cdot \lambda_R}{N \cdot K_t} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{\lambda_I}{\lambda_R} \right)^2 \right] \quad (13)$$

## 4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

O procedimento experimental utilizado para obtenção das curvas de estabilidade para os dois materiais analisados (Aço ABNT 1020 e FoFo GH-190) será agora descrito. Os testes experimentais consistiram em 3 etapas: 1) identificação da pressão específica de corte de ambos materiais (1020, GH-190) e da constante geométrica da ferramenta; 2) identificação dos parâmetros dinâmicos da máquina-ferramenta; 3) testes de usinagem para averiguação das curvas de estabilidade obtidas.

### 4.1. Identificação das Constantes: $K_t$ e $K_r$

Em primeiro lugar, as forças de corte durante os fresamentos concordante e discordante de ambos os materiais foram medidas com um dinamômetro Kistler®. Então, a espessura média de cavaco foi avaliada para cada teste através da Eq. (3). Finalmente, a pressão específica de corte  $K_t$  e a constante geométrica da ferramenta  $K_r$  foram calculadas, usando a Eq. (4) e a Eq. (8). A foto da Fig. (2) mostra o aparato experimental utilizado nesta parte do trabalho.

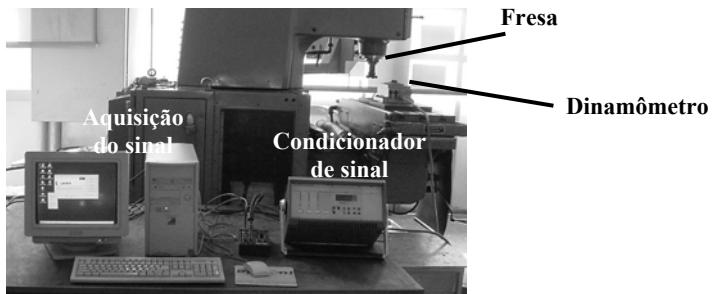


Figura 2. Aparato experimental para identificação de  $K_t$  e  $K_r$ .

Para simplificar as análises e o cálculo das constantes, o experimento foi realizado de forma que apenas 1 dente estivesse cortando por vez. Como a fresa utilizada tinha um diâmetro de 63 mm e 5 dentes, então o espaçamento angular utilizado foi de  $72^\circ$ , o que implicou em uma imersão (profundidade de trabalho) da ferramenta no material de 21,74 mm. Os parâmetros de usinagem utilizados nos testes são dados na Tab. (1). Uma descrição detalhada deste procedimento pode ser encontrada em Lima (2003).

A pressão específica de corte ( $K_t$ ) não é constante durante uma operação de fresamento e sim varia com as forças de usinagem, as quais são função da posição angular do dente no corte. A dureza do material sendo usinado é outro fator que influí no valor de  $K_t$ . Entretanto, o erro que se comete ao se considerar  $K_t$  constante é pequeno segundo Smith & Tlusty (1990). Neste trabalho utilizou-se um valor médio para  $K_t$  calculado para as posições angulares de força máxima nos 2 tipos de fresamento utilizados.

Como ilustração, a Fig.(3) mostra um exemplo das forças de usinagem medidas experimentalmente e a Tab. (2) mostra os valores de  $K_t$  e  $K_r$  obtidos nos testes.

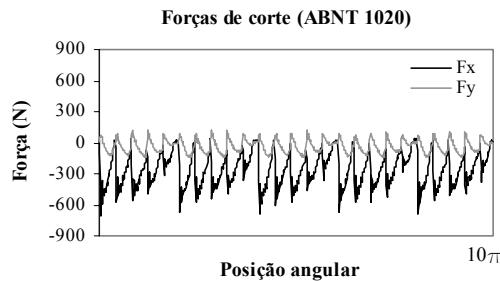


Figura 3. Forças de usinagem para o fresamento concordante do Aço ABNT 1020, durante 5 rotações da ferramenta.

Tabela 1. Parâmetros de usinagem utilizados.

Parâmetros	Concordante	Discordante
Rotação [rpm]	1000	1000
Avanço [mm/min]	250	250
Profundidade de corte [mm]	0,5 / 1,0 / 1,5	0,5 / 1,0 / 1,5
Ângulo de entrada	18	270
Ângulo de saída	90	342

Tabela 2. Variação de  $K_t$  e  $K_r$  para as diferentes profundidades de corte utilizadas.

	Material		Profundidade de corte [mm]			Média
			0,5	1,0	1,5	
C O N C	GH 190	$K_t$ [MPa]	4337	3789	4077	<b>4068</b>
		$K_r$ [ad]	0,53	0,53	0,53	<b>0,53</b>
	ABNT 1020	$K_t$ [MPa]	3579	3305	3410	<b>3431</b>
		$K_r$ [ad]	0,54	0,53	0,52	<b>0,53</b>
D I S C	GH 190	$K_t$ [MPa]	2421	2547	2505	<b>2491</b>
		$K_r$ [ad]	1,14	1,08	1,11	<b>1,11</b>
	ABNT 1020	$K_t$ [MPa]	2379	2105	2119	<b>2201</b>
		$K_r$ [ad]	1,07	1,14	1,09	<b>1,10</b>

#### 4.2. Identificação dos Parâmetros Dinâmicos do Sistema

As funções de transferência que relacionam deslocamentos e forças aplicados nas direções X e Y devem ser obtidas. Para isso, a estrutura foi excitada em 2 diferentes pontos (fresa e mancal do eixo árvore) como pode ser observado na Fig. (4a e 4b), utilizando um martelo de impacto instrumentado com um transdutor piezoeétrico de força. O impacto do martelo tem uma duração muito curta e pode ser considerado como um pulso, como mostra a Fig. (5a). Um acelerômetro foi posicionado alternadamente nos 2 pontos descritos. Os sinais do transdutor de força e do

acelerômetro (Fig. 5b) foram adquiridos através de um sistema de aquisição de dados. Maiores detalhes sobre este procedimento podem ser encontrados em Lima (2003).

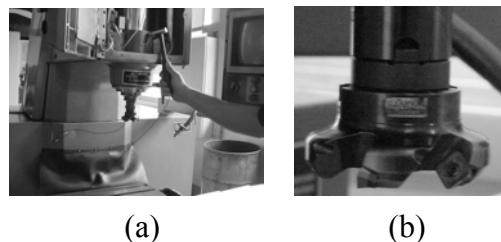


Figura 4. Identificação dos parâmetros modais do sistema. (a) Impacto no mancal do eixo árvore com acelerômetro posicionado na fresa. (b) Detalhe da fresa utilizada.

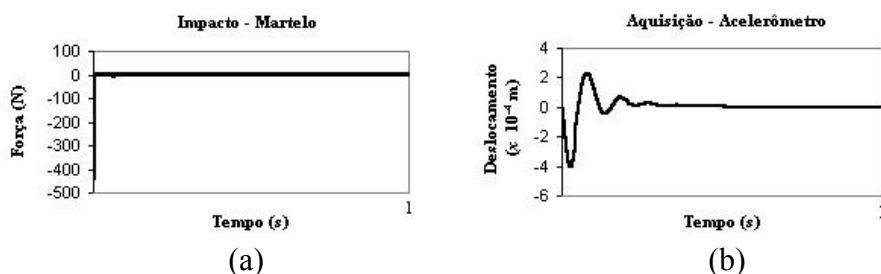


Figura 5. (a) Pulso de força gerado pelo martelo de impacto. (b) Sinal adquirido pelo acelerômetro.

Por fim, foi utilizado o software Matlab® para o cálculo das funções de transferência, a partir das quais podem ser obtidos os parâmetros modais do sistema, vistos na Tab. (3).

Tabela 3. Parâmetros modais do sistema.

Modo	$\omega_n$ [rad/s]	$\xi_n$	Resíduos [m/N]
1	1822	0.1420	-2.8526E-13 - 1.8809E-12i
2	1976	0.0454	-8.8800E-13 - 2.1866E-14i
3	2856	0.0468	2.2093E-13 - 6.9740E-13i
4	3721	0.0980	-2.3216E-13 + 2.3364E-13i

### 4.3. Curvas de Predição Contra a Vibração “Chatter”: Construção e Validação

Como dito anteriormente, diagramas de estabilidade relacionam a rotação do eixo árvore com a profundidade de corte máxima. Cada diagrama de estabilidade é específico para o par ferramenta de corte-peça utilizado, bem como para o tipo de fresamento utilizado.

A área abaixo das curvas representa a região estável, ou seja, livre da vibração “chatter”, enquanto a área acima das curvas representa a região de corte instável, onde as vibrações “chatter” ocorrem. A validação das curvas obtidas foi feita experimentalmente, selecionando combinações de rotação do eixo árvore e profundidade de corte em regiões acima e abaixo das mesmas.

A ocorrência de vibrações “chatter” se caracteriza por produzir marcas características na superfície da peça usinada, bem como um ruído característico. Em virtude de limitações de espaço, o resultado de apenas 2 testes serão mostrados aqui: fresamentos concordantes do Aço ABNT 1020 e do FoFo GH 190. Maiores detalhes e outros resultados podem ser encontrados em Lima (2003).

#### 4.3.1. Fresamento Concordante do Aço ABNT 1020

A curva de estabilidade para o fresamento concordante do Aço ABNT 1020 é mostrada na Fig. (6). Os treze pontos mostrados representam os testes realizados para vários pares de rotação do eixo árvore [RPM] e profundidade de corte [mm]. O avanço foi mantido constante em todos os testes ( $f = 0,25$  mm/rot).

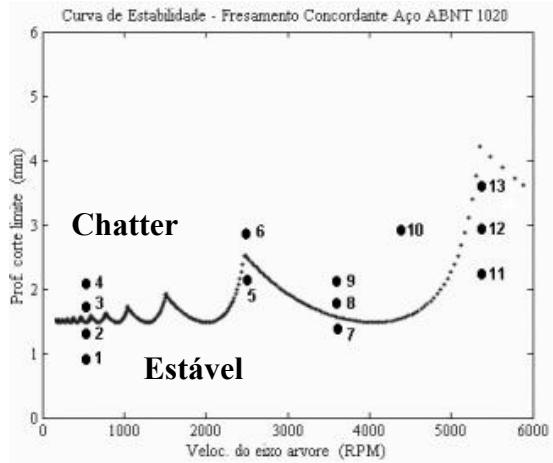


Figura 6. Curva de estabilidade para o fresamento concordante do aço ABNT 1020.

A Fig. (7) mostra os níveis de vibração obtidos para alguns dos pontos medidos. A Fig. (8) mostra a média RMS para todos os pontos.

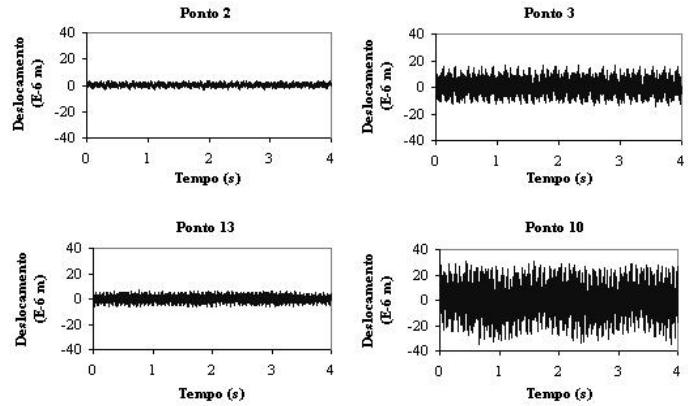


Figura 7. Níveis de vibração obtidos para o aço ABNT 1020, pontos (2, 3, 10, 13).

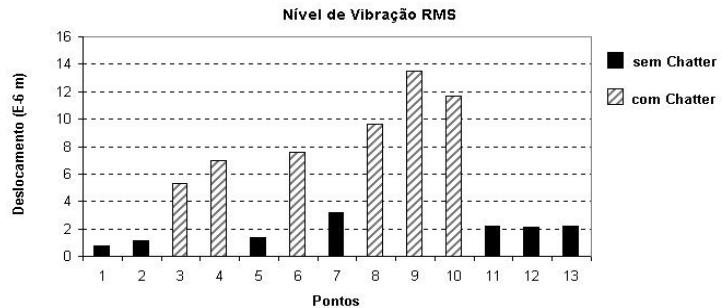


Figura 8. Nível RMS para todos os pontos testados no fresamento concordante do aço ABNT 1020.

A Fig. (7) e a Fig. (8) mostram a inteira concordância da curva de estabilidade obtida para o aço ABNT 1020 com os testes experimentais de validação realizados, com grande aumento da amplitude de vibração para os pontos (3, 4, 6, 8, 9, 10) ensaiados na região de ocorrência de “chatter”.

#### 4.3.2. Fresamento Concordante do FoFo GH 190

A Fig. (9) mostra os 10 pontos testados para a curva de estabilidade obtida para o fresamento concordante do FoFo GH 190. Em todos os testes o avanço foi mantido constante ( $f = 0,25 \text{ mm/rot}$ ).

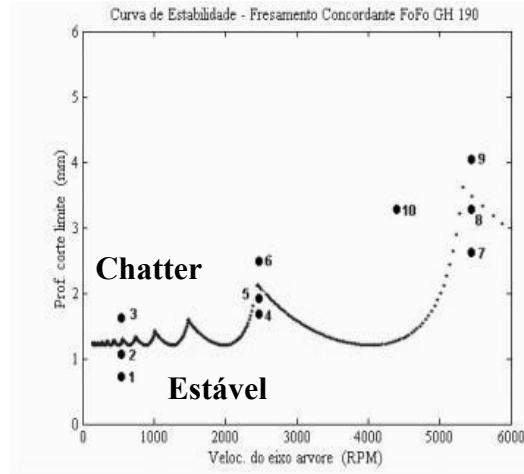


Figura 9. Curva de estabilidade para o fresamento concordante do FoFo GH 190.

A Fig. (10) mostra a amplitude de vibração para alguns dos pontos testados no fresamento concordante do FoFo GH 190 e a Fig. (11) mostra o nível RMS obtido para todos os pontos.

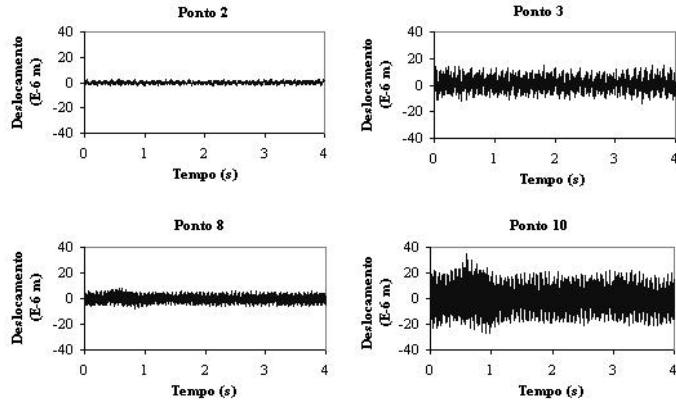


Figura 10. Níveis de vibração obtidos para o FoFo GH190, pontos (2, 3, 8, 10).

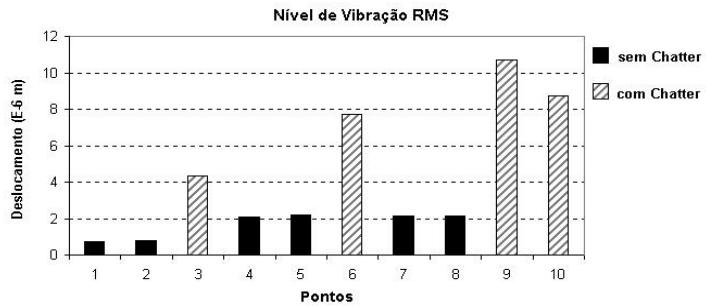


Figura 11. Nível RMS para todos os pontos testados no fresamento concordante do FoFo GH 190.

Para o diagrama de estabilidade do FoFo GH 190, também houve plena concordância entre os pontos testados para a validação do mesmo e o nível de vibração obtido em cada um deles, distinguindo-se com eficiência e precisão, regiões de corte estável e instável

#### 4.4. Comparação Entre as Curvas de Estabilidade Aço ABNT 1020 x FoFo GH 190.

Uma análise importante que deve ser feita em relação as curvas de estabilidade tanto para o Aço quanto para o FoFo é que as maiores profundidades de corte que podem ser utilizadas, sem a ocorrência de “chatter”, se dão exatamente na faixa de velocidades em que a freqüência de impacto dos dentes no corte se aproxima de uma das freqüências naturais do sistema, como observado por

Smith & Tlusty (1990), Budak & Altintas (1998). No caso em estudo, esta análise pode ser feita para as duas primeiras freqüências naturais do sistema encontradas, que foram 1822 e 1976 *rad/s*. Elas equivalem respectivamente a 290 e 314,5 *Hz*. Analisando a Fig. (6) e a Fig. (9), observa-se que a faixa de velocidades ótima para utilização da fresadora nos casos em estudo, está entre 3600 e 4000 *rpm*. Como a fresa utilizada tinha 5 dentes, para esta faixa de velocidades ótima (3600 – 4000 *rpm*) a freqüências de impacto dos dentes na peça está entre 300 e 333,5 *Hz*, ou seja, por estes resultados comprova-se que a faixa ótima de utilização da máquina, realmente ocorre próxima das freqüências naturais do sistema (290 e 314,5 *Hz*), confirmando o que já era esperado pelos resultados constantes na literatura especializada.

Como a ferramenta de corte (fresa) utilizada nos dois casos foi a mesma, isto explica o fato dos diagramas de estabilidade para o Aço ABNT 1020 e o FoFo GH 190 serem extremamente parecidas. As curvas para os dois materiais só diferem em termos da profundidade axial de corte máxima que pode ser utilizada a cada valor de rotação do eixo árvore, em função da diferença de propriedades mecânicas entre os dois materiais, especialmente a diferença de dureza, ver Tab. (4).

Tabela 4. Especificações do Aço ABNT 1020 e do FoFo GH 190

FoFo GH 190 – Segundo Norma FIAT S/A de 1991					Aço ABNT 1020										
Composição	C	Si	Cr	S	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cu	Cr	Mo	Al	
Química [%]	3,2 – 3,5	2,0 – 2,5	≤ 0,20	≤ 0,15	≤ 0,10	0,205	0,030	0,439	0,009	0,011	0,079	0,013	0,121	0,010	0,153
Matriz perlítica lamelar com máximo de 5% de ferrita. Grafita tipos B e D. Cementita e carbono livre: máximo 1%. Dureza (HB): 190. Extraído de Lima (2003).															
Dureza (HB): 160															

## 5. CONCLUSÕES

A principal vantagem da predição de vibrações “chatter” via diagramas de estabilidade é a possibilidade de maximização da taxa de remoção de material, evitando ao mesmo tempo os efeitos adversos da ocorrência deste tipo de fenômeno como: pobre acabamento superficial, ruído elevado, quebra da ferramenta ou mesmo de alguma parte da máquina-ferramenta.

O método analítico de predição do “chatter” no fresamento, apresentado por Budak & Altintas (1998), foi utilizado neste trabalho para a predição deste fenômeno em uma fresadora vertical, utilizada na usinagem de 2 materiais diferentes (ABNT 1020 e GH 190).

O método utilizado não é simples nem direto e sua implementação prática depende de testes experimentais, que requerem o uso de equipamentos sofisticados, raramente encontrados em um ambiente industrial, por exemplo.

Como mostrado no corpo do trabalho, a profundidade de corte ( $a_p$ ) é o parâmetro de usinagem de maior influência no aparecimento do fenômeno “chatter”. Selecionando uma velocidade de rotação do eixo árvore e aumentando-se  $a_p$ , a partir de um determinado valor de  $a_p$  o nível de vibração do sistema aumentará muito caracterizando o início do fenômeno “chatter”. A taxa de avanço ( $f$ ), como mostrado em Altintas (2000), está relacionada apenas com a componente estática da espessura do cavaco, devido a isso ela não contribui para o mecanismo dinâmico de geração do cavaco e consequentemente para o mecanismo regenerativo, que é a principal causa do surgimento do fenômeno “chatter”.

A pressão específica de corte ( $K_t$ ) do material usinado também influi diretamente no diagrama de estabilidade, tornando-o mais ou menos conservativo em relação à profundidade de corte axial máxima que pode ser utilizada. Assim sendo, quanto maior o valor de  $K_t$ , logicamente menores valores de  $a_p$  serão possíveis para que o sistema permaneça estável. Isto é confirmado neste trabalho quando se comparam as curvas de estabilidade obtidas para o Aço ABNT 1020 e para FoFo GH 190.

## 6. REFERÊNCIAS

- Altintas, Y., 2000, “Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design”, 1<sup>a</sup> ed., Ed. Cambridge University Press, NY, USA.

- Altintas, Y. and P. Lee, 1996, "A General Mechanics and Dynamics Model for Helical End Mills, Annals of the CIRP, Vol. 45/1.
- Budak, E. et al., 1996, "Prediction of Milling Force Coefficients From Orthogonal Cutting Data", Transactions of the ASME, Vol. 118.
- Budak, E. and Y. Altintas, 1998, "Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling, Part I: General Formulation", ASME Journal of Dynamics Systems, Measurements, and Control, Vol. 120.
- Budak, E. and Y. Altintas, 1998, "Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling, Part II: Application of General Formulation to Common Milling Systems", ASME Journal of Dynamics Systems, Meas., and Control, Vol. 120.
- Koenigsberger, F. and J. Tlusty, 1967, "Machine Tool Structures – Vol. I: Stability Against Chatter", Pergamon Press.
- Lima, V.T., 2003, "Análise e Predição de Vibrações tipo Chatter em Operações de Fresamento", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia – Uberlândia, MG, Brasil.
- Minis, I. and R. Yanushevsky, 1993, "A New Theoretical Approach for the Prediction of Machine Tool Chatter in Milling", Journal of Engineering for Industry, Vol. 115.
- Normazione FIAT Auto S.P.A, 1991, "Ghsa Grigia", Norma Materiali 52205, pp 1-6.
- Smith, S. and J. Tlusty, 1990, "Update on High Speed Dynamics", Transactions of the ASME, Vol. 112.
- Souza, M. M. de, 1998, "Utilizando a Vibração Mecânica para Monitorar o Desgaste das Ferramentas de Corte e Acabamento Superficial no Processo de Fresamento". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia – Uberlândia, MG, Brasil.
- Tobias, S. A., 1965, "Machine Tool Vibrations", Blackie and Sons Ltd.

## 7. DIREITOS AUTORAIS

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

## COMPARING THE AISI 1020 STEEL AND GH 190 CAST IRON IN RELATION TO THE CHATTER VIBRATION OCCURRENCE

**Vinícius Torres Lima**  
**Helder Bardieri Lacerda**

Federal University of Uberlândia – School of Mechanical Engineering, Av. João Naves de Ávila 2121, PO. Box: 38400-902, Uberlândia – MG, Brazil. E-mail: [vtlima@mecanica.ufu.br](mailto:vtlima@mecanica.ufu.br), [helder@mecanica.ufu.br](mailto:helder@mecanica.ufu.br)

**Abstract.** The prediction of chatter vibrations between the cutter and workpiece is important as a guidance to the machine tool user for an optimal selection of depth of cut and spindle rotation, resulting in maximum chip removal rate without this undesirable vibration. This work presents a comparison between ABNT 1020 steel and GH 190 cast iron in relation to the chatter vibration occurrence, using an analytical method which is applied to predict these vibrations. An algorithm using a mathematical model derived from experimental tests evaluates the forces in the cutter-workpiece contact zone during the cut. The algorithm results depend of the mechanical properties of the workpiece material and the cutter geometry. The modal parameters of the machine-workpiece-tool system like natural frequencies, damping and residues must also be identified experimentally. At this point, it is possible to plot the stability lobes to this dynamic system. These curves relate the spindle speed with axial depth of cut, separating stable and unstable areas. Experimental face milling tests were performed in a knee-type machine, using a five inserts cutter. The results showed perfect agreement between chatter prediction and experimental tests.

**Keywords:** Milling, cutting forces, chatter, vibration.