

Análise de vibrações na caracterização dinâmica do conjunto eixo árvore de máquinas-ferramenta

Bruno Rossi de Meneses Vargas (Universidade Federal de Minas Gerais) brmv@ufmg.br

Alexandre Mendes Abrão (Universidade Federal de Minas Gerais) abrao@ufmg.br

Marco Túlio Correa de Faria (Universidade Federal de Minas Gerais) mtfaria@demec.ufmg.br

Túlio Brasil Martins de Souza tuliobrasilms@gmail.com

Resumo:

Vibrações de máquinas-ferramenta são um dos principais fatores que afetam a qualidade de componentes usinados, o que pode implicar em elevado custo de etapas posteriores de acabamento ou até mesmo na rejeição do componente. Tendo em mente a influência das vibrações na qualidade superficial, existe uma preocupação com os níveis de vibração do conjunto. Todavia, mais que estimar a amplitude máxima das vibrações, é importante determinar as frequências naturais do conjunto eixo árvore, as quais podem ser excitadas por fatores inerentes ao próprio processo de usinagem. No presente trabalho é implementado um procedimento de elementos finitos para cálculo das frequências naturais do conjunto eixo árvore, visando o desenvolvimento de uma ferramenta de livre acesso desenvolvida em um software gratuito para assistir o projeto de máquinas ferramenta. Para validar a rotina, a solução numérica de um problema conhecido é comparada com a solução analítica, apresentando erro inferior a 4% para as quatro primeiras frequências naturais. Em seguida, são medidas as vibrações de um centro de usinagem em diferentes rotações e gerados os respectivos espectros de frequência por meio da transformada rápida de Fourier (FFT). Os ensaios são divididos em dois blocos: rotação livre e fresamento. Nos espectros do primeiro bloco, é possível identificar os picos referentes à excitação síncrona e às frequências naturais, sendo que a resposta síncrona ao desbalanceamento predomina sobre as demais frequências. No segundo bloco, o efeito do desbalanceamento passa a ser desprezível e a excitação do segundo modo de vibração predomina sobre as demais frequências.

Palavras chave: Máquina-ferramenta, vibrações, eixo árvore, MEF.

Vibration analysis for dynamic characterization of machine-tool spindle

Abstract

Machine tool vibrations are one of the most important factors that affect surface quality of machined components. As a consequence of high level of vibrations, the costs associated to subsequent steps of finishing are usually high and it can lead to the components refurbishment. Considering the influence of vibrations on surface quality, there is a general concern about the spindle dynamics. More important than evaluating the vibration level is to determine the natural frequencies of the spindle system, which can be excited by sources inherent to the machining process.

In this work, a finite elements procedure for calculation of natural frequencies is implemented, aiming at the development of a free access computational tool to assist machine tool design. In order to validate the procedure, the numerical solution of a known problem is compared to its analytical solution, presenting less than 2% error for the four first natural frequencies. In the next step, machine tool vibrations are measured for different rotations and the frequency spectra are generated using the fast Fourier transform (FFT). The tests are divided into two blocks: free rotation and milling operation. In the first block, it is possible to accurately identify the peaks of natural frequencies and synchronous response to vibration. In this case, the frequency associated with the synchronous response to

unbalance prevails over the others. In the second block, the unbalance effect almost disappears in comparison to the other frequencies. In this latter case, the excitation of the second natural frequency prevails over the others.

Key-words: Machine tool vibrations, spindle dynamics, FEM.

1. Introdução

A qualidade do componente usinado é diretamente afetada pelas vibrações de máquinas ferramentas. Estas vibrações dão origem a ondulações na superfície usinada, consequência da variação da secção de usinagem, que gera variações na força de corte, as quais prejudicam a vida da ferramenta e da máquina (KOENIGSBERG e TLUSTY, 1970).

No que diz respeito aos parâmetros que influenciam as vibrações do conjunto, estes podem ser inerentes à própria máquina ferramenta e seus componentes, ao processo de usinagem e ao posicionamento/ orientação do processo com relação ao sistema vibratório da máquina (KOENIGSBERG e TLUSTY, 1970; STOETERAU, 2004).

Tendo em mente a influência das vibrações na qualidade superficial, existe uma preocupação com os níveis de vibração do conjunto. Todavia, mais que estimar a amplitude máxima das vibrações, é importante determinar as frequências naturais do conjunto eixo árvore, as quais podem ser excitadas por fatores inerentes ao próprio processo de usinagem. Segundo Weck (2006), as frequências naturais da estrutura da máquina se situam na faixa de 20 a 200 Hz enquanto as frequências do conjunto eixo árvore cheguem a 800 Hz. Embora as frequências naturais da estrutura da máquina como um todo sejam menores que as do conjunto eixo árvore, elas não representam um problema tão grande no que diz respeito às vibrações uma vez que é necessária uma quantidade de energia muito grande para excitar os modos correspondentes. Além disto, quanto mais distante da base no diagrama de força situa-se o componente em questão, isto é, quanto mais próximo da região de trabalho, mais importante torna-se atingir rigidez suficiente em uma construção leve (WECK, 2006). Desta maneira, assumem maior importância as vibrações do eixo árvore, que além de serem excitadas por fontes de menor energia estão mais próximas da ferramenta e transmitem portanto maiores amplitudes de vibração.

Rantatalo et al. (2007) apresentaram uma metodologia para análise de vibrações laterais de uma máquina ferramenta de alta velocidade (*High speed machining* – HSM) que inclui a modelagem em elementos finitos, excitação magnética e medição da resposta vibratória por meio de sensores indutivos de proximidade. Nesse trabalho, mostram que o momento giroscópico e a variação da rigidez dos mancais de rolamento modificam as frequências naturais em altas velocidades, sendo maior a influência da variação da rigidez.

Gagnol et al. (2011) descrevem um procedimento experimental que permite identificar as frequências naturais do eixo-árvore durante operação, por meio de uma montagem de sensores associada a um robusto procedimento de identificação (análise no domínio da frequência modificada). Os resultados das medições foram comparados com um modelo computacional baseado em dinâmica de rotores e verifica-se boa concordância entre eles. Em um trabalho anterior, Gagnol et al. (2007) demonstraram que o efeito giroscópico e o efeito de *spin softening* influenciam significativamente o comportamento do cabeçote, efeito também confirmado por Shuyun e Shufei (2010). Outros métodos de caracterização das propriedades dinâmicas se baseiam em uma abordagem experimental. Normalmente são medidas as vibrações de partes estacionárias, como no trabalho de Zaghbany e Songmene (2009), no qual foram instalados acelerômetros na peça usinada e na parte livre não rotativa do cabeçote.

2. Dinâmica do eixo árvore

A equação de movimento do sistema pode ser escrita na forma matricial:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{Q(t)\} \quad (\text{Equação 1})$$

onde $\{u\}$ e $\{Q(t)\}$ são os vetores de deslocamentos nodais e de forças externas, respectivamente. A matriz de inércia $[M]$ é simétrica, enquanto as matrizes de amortecimentos $[C]$ e de rigidez $[K]$ são assimétricas. As assimetrias devem-se aos mancais e aos momentos giroscópicos, que adicionam uma componente antissimétrica.

A equação de movimento para um referencial fixo desprezando-se o a matriz de amortecimento pode ser escrita da seguinte forma:

$$[M]\{\ddot{u}\} - \Omega[G]\{\dot{u}^s\} + [K]\{u\} = \{Q\} \quad (\text{Equação 2})$$

onde $[M]$, $[G]$ e $[K]$ são as matrizes globais de inércia, momento giroscópico e rigidez.

Por razões computacionais, esta equação pode ser reescrita da seguinte maneira (PRZEMIENIECKI, 1968):

$$\begin{bmatrix} [0] & [M^s] \\ [M^s] & -\Omega[G^s] \end{bmatrix} \{\dot{h}\} + \begin{bmatrix} -[M^s] & [0] \\ [0] & [K^s] \end{bmatrix} \{h\} = \{H\} \quad (\text{Equação 3})$$

onde

$$\{h\} = \begin{bmatrix} \{\dot{u}^s\} \\ \{u^s\} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \{0\} \\ \{Q^s\} \end{bmatrix} \quad (\text{Equação 4})$$

Considerando-se uma solução do tipo:

$$\{h\} = \{h_0\}e^{at} \quad (\text{Equação 5})$$

O problema de autovalor do sistema considerando-se a parcela homogênea é dado por:

$$\begin{bmatrix} [0] & [I] \\ -[K]^{-1}[M] & \Omega[K]^{-1}[G] \end{bmatrix} \{h_0\} = \frac{1}{\alpha} * \{h_0\} \quad (\text{Equação 6})$$

Os n autovalores calculados pelo procedimento anteriormente descrito correspondem às frequências naturais ω_n associadas aos n primeiros modos de vibração do conjunto.

Observe as instruções e formate seu artigo de acordo com este padrão. Recomenda-se, para isso, o uso dos estilos de formatação pré-definidos que constam deste documento. Para tanto, basta copiar e colar os textos do original diretamente em uma cópia deste documento.

Lembre-se que uma formatação correta é essencial para uma boa avaliação do seu trabalho. Artigos fora da formatação serão retirados do processo de avaliação.

3. Metodologia

Neste trabalho é desenvolvida uma ferramenta computacional para auxiliar no dimensionamento de máquinas-ferramentas, baseada no modelo de elementos finitos proposto por Nelson (1977). O procedimento de elementos finitos implementado no “GNU Octave 4.0.0” permite calcular as frequências naturais do conjunto eixo árvore considerando-se o efeito giroscópico e a variação da rigidez dos mancais, assumindo ambas especial importância em altas velocidades.

Conforme demonstrado por Rantatalo et al (2007), a rigidez dos mancais decresce com o aumento da velocidade de operação. Todavia, abaixo de 7.500rpm a variação da rigidez é menor que 2,5% e portanto este efeito pode ser desprezado em rotações inferiores à máxima do centro de usinagem analisado. Pela mesma razão, no presente trabalho é desprezado o efeito giroscópico.

3.1. Validação do modelo

Para validar o modelo, compara-se a solução numérica do problema de uma viga de seção circular vazada bi-apoiada com a analítica disponível na literatura (viga de Rayleigh). Considera-se uma viga de seção circular vazada com diâmetros interno e externo $d_i = 60$ mm e $d_e = 30$ mm, comprimento $L = 500$ mm, módulo de elasticidade $E = 200$ GPa e densidade $\rho = 7850$ kg/m³, apoiada em dois mancais de rigidez $k = 1015$ N/m (apoios rígidos). No cálculo numérico a malha utiliza 59 elementos de viga no plano e 60 nós.

ω_n	Numérica	Analítica	Δ [%]
ω_1 [Hz]	530	529	0,1
ω_2 [Hz]	2092	2.082	0,5
ω_3 [Hz]	4.612	4.564	1,0
ω_4 [Hz]	7.979	7.842	1,7
ω_5 [Hz]	12.063	11.764	2,5

Tabela 1 – Validação do procedimento de elementos finitos: dados do problema.

Os resultados dispostos na tabela 1 indicam que o modelo numérico é capaz de fornecer uma solução suficientemente precisa. O erro aumenta com a frequência, sendo este inferior a 2% no cálculo das quatro primeiras frequências.

3.2. Cálculo das frequências naturais

Conforme discutido anteriormente, no cálculo das frequências naturais não são considerados o efeito giroscópico e a variação da rigidez dos mancais.

O eixo foi modelado utilizando-se elementos de viga de Timoshenko com oito graus de

liberdade, quatro em cada nó. O eixo é discretizado em 59 elementos e 60 nós, conforme ilustrado na figura 1.

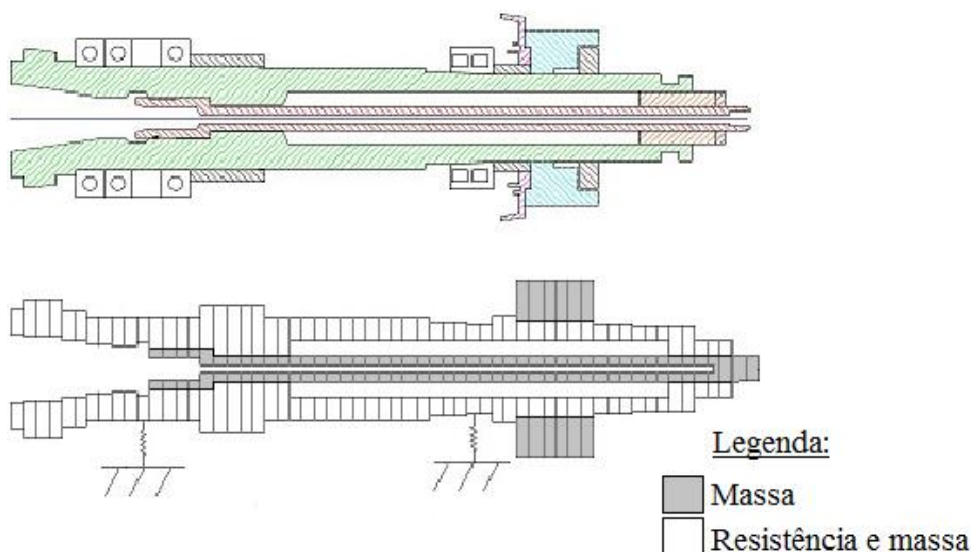


Figura 1 – Discretização do conjunto eixo árvore.

Cada um dos nós de um elemento possui dois graus de liberdade translacionais (u^1 e u^5 representam as translações em Y dos nós 1 e 2, respectivamente; u^2 e u^6 representam as translações em Z dos nós 1 e 2, respectivamente) e dois graus de liberdade rotacionais (u^3 e u^7 representam as rotações em torno de Y dos nós 1 e 2; u^4 e u^8 representam as rotações em torno de Z dos nós 1 e 2). Todos elementos contribuem integralmente com massa, todavia considera-se que uma parcela dos elementos não contribui integralmente resistindo à flexão e cisalhamento (ex.: componentes acoplados).

Para o cálculo da rigidez de um mancal de rolamentos em função da carga, primeiramente é necessário determinar a distribuição de carga nas esferas e em seguida relacionar a máxima carga da esfera com a carga aplicada (HARRIS e KOTZALAS, 2007). Consideram-se nos cálculos os dados do mancal de rolamento de esferas de contato angular NSK 7013 A5 e do mancal de rolamento de rolos cilíndricos NSK NN3011, as configurações geométricas e a pré carga disponibilizadas em catálogos e informadas pelo fabricante.

3.3. Procedimento experimental

Os ensaios são conduzidos no Laboratório de Usinagem e Automação da UFMG com o objetivo de levantar o espectro de frequências do centro de usinagem Romi Discovery 560 (potência principal de 9 kW, rotação programável de 7 a 7.500 rpm, equipado com comando numérico Siemens 810D) em diferentes rotações em duas diferentes condições: rotação livre (ferramenta rotacionando “em vazio”) e fresamento.

Para medir as vibrações é utilizado um acelerômetro PCB Modelo 353B34 fixo na parte estacionária do eixo e conectado a uma placa de aquisição de dados National Instruments PXI 4462 com quatro canais independentes.

Fixa no conjunto eixo-árvore é utilizada uma fresa de topo Sandvik Coromant modelo CoroMill R390-016A16L-11L com dois insertos intercambiáveis de metal duro revestidos R390-11T312E-PM GC1010, diâmetro 16 mm e comprimento livre 80 mm. Para realização dos testes de fresamento é utilizado um bloco de aço ABNT D2 com dureza média de 190 HV.



Figura 2 – Montagem experimental.

Os ensaios são divididos dois blocos, decritos na tabela 2, e para cada condição são realizadas 5 medições. As vibrações do conjunto são medidas pelo acelerômetro fixo na parte estacionária adotando-se o tempo amostral de 1s e a frequência de aquisição de 200 kHz. O processamento do sinal para análise no domínio da frequência é realizado a transformada rápida de Fourier (FFT).

Bloco de ensaios	Descrição	ω [rpm]
Bloco 1	Rotação livre	1194
		1875
		2388
		3750
		5625
		7500
Bloco 2	Fresamento (esforços de usinagem)	1194
		1875
		2388

Tabela 2 – Organização dos ensaios: condições operacionais.

Nos ensaios do bloco 2 são adotadas as seguintes condições de usinagem: profundidade de corte $a_p = 2$ mm, penetração de trabalho $a_e = 8$ mm e avanço $f_z = 0,05$ mm/dente.

4. Resultados

4.1. Cálculo computacional

Na tabela 3 são comparados os valores de frequência natural calculados utilizando-se o procedimento de elementos finitos e os valores aproximados medidos experimentalmente.

Descrição	Numérico	Experimental	Δ [%]
ω_1 [Hz]	1023	1024	0,2%
ω_2 [Hz]	1607	1703	5,6%
ω_3 [Hz]	2308	2322	0,6%
ω_4 [Hz]	4834	4825	0,2%

Tabela 3 – Comparação das frequências naturais calculadas e medidas.

Com base nos resultados apresentados na tabela 3 é possível afirmar que o procedimento computacional de elementos finitos apresentado é capaz de calcular as frequências naturais com boa precisão.

4.2. Bloco 1 – Rotação livre

No caso da rotação livre, o desbalanceamento atua como principal fonte de excitação do sistema. Verifica-se nos gráficos (figuras 3 a 5) que esta fonte tem como principal consequência a excitação da vibração síncrona, de forma que a frequência correspondente à rotação do conjunto predomina sobre as demais no espectro da frequência. Além da vibração síncrona, é possível identificar no gráfico picos associados às frequências naturais e seus múltiplos.

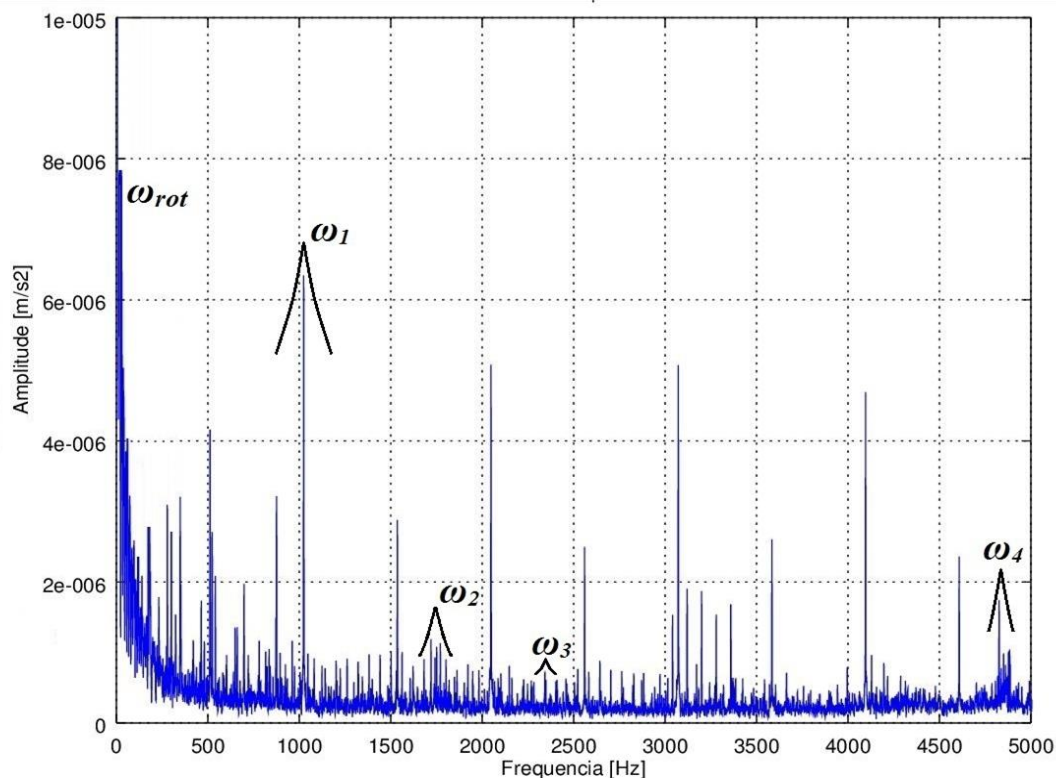


Figura 3 – Espectro de frequências, $\omega = 1194$ rpm, rotação livre.

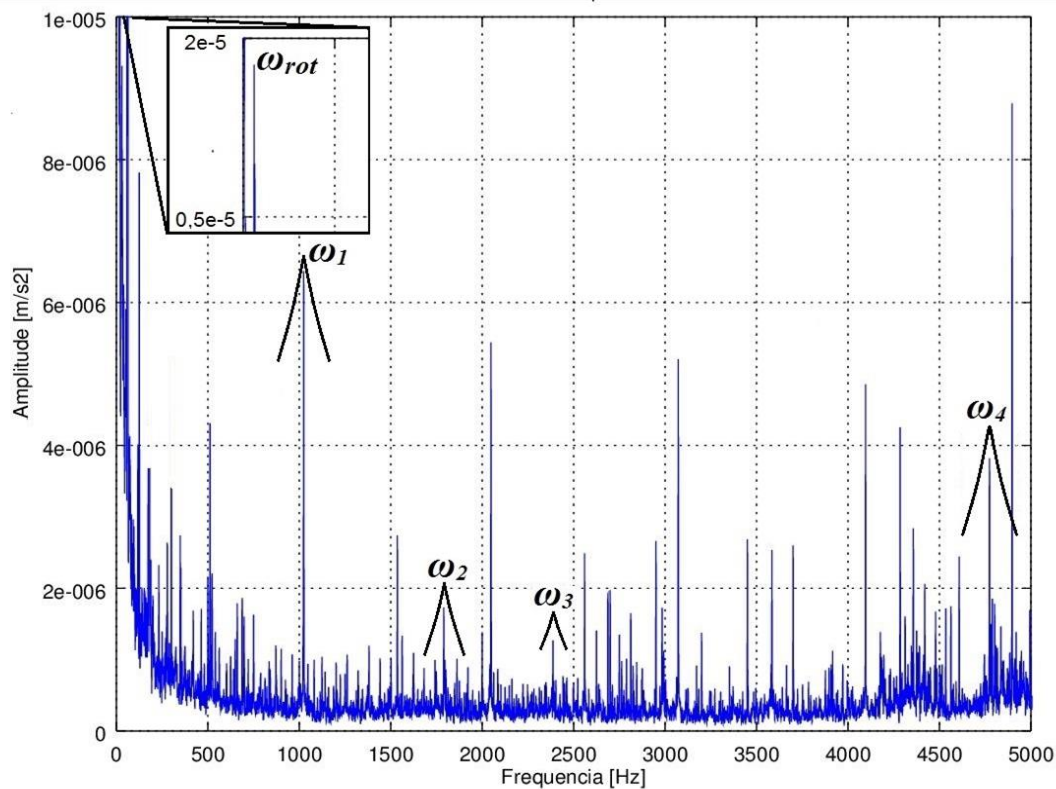


Figura 4 – Espectro de frequências, $\omega = 3750$ rpm, rotação livre.

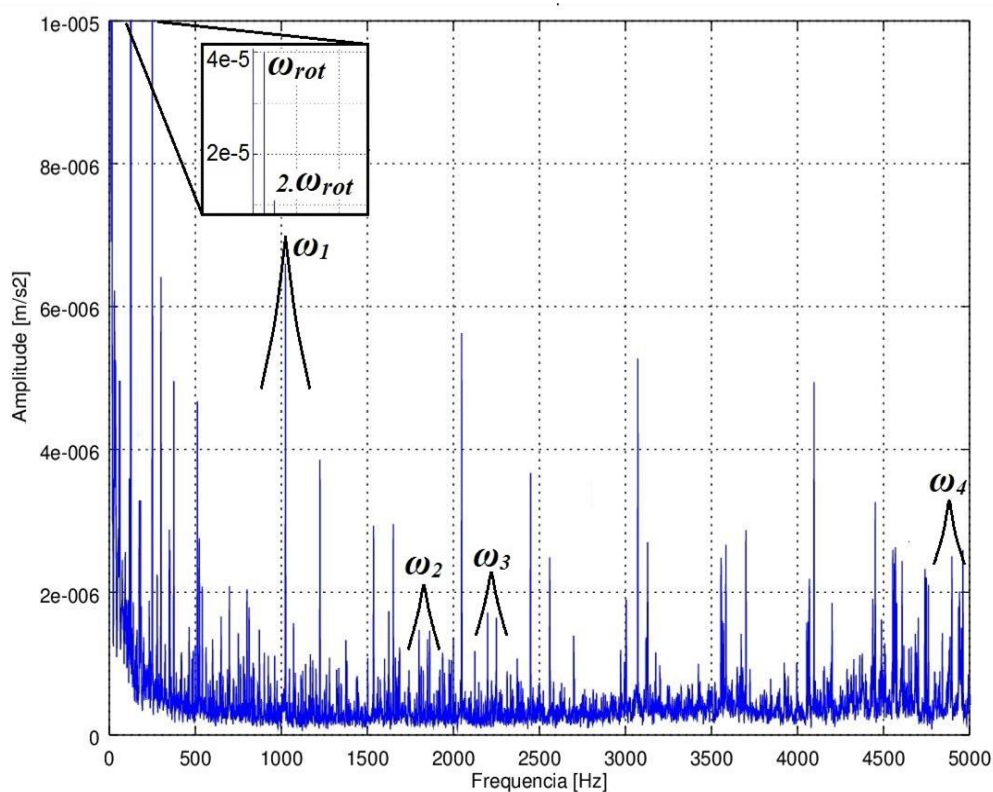


Figura 5 – Espectro de frequências, $\omega = 7500$ rpm, rotação livre.

Os resultados experimentais indicam que a variação das frequências naturais com a rotação são imperceptíveis na faixa de rotações da máquina estudada.

Na figura 6 são representadas graficamente as amplitudes dos picos de frequência referentes a cada rotação.

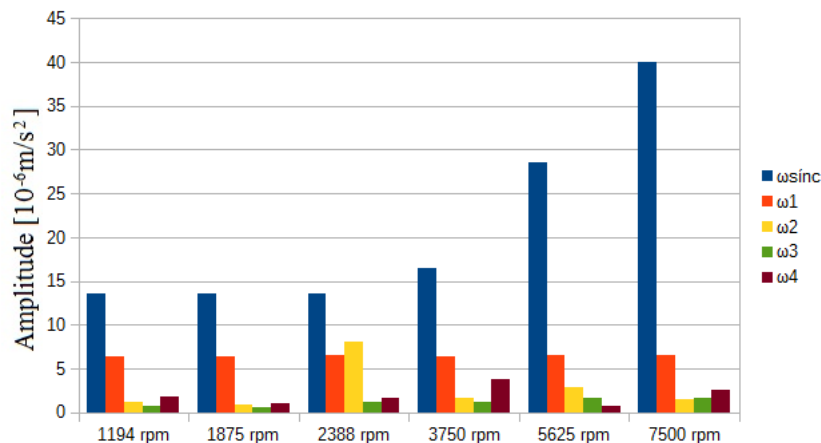


Figura 6 – Picos de frequência, rotação livre.

Observa-se claramente no gráfico da figura 6 que a amplitude referente à frequência síncrona ω_{sinc} cresce com o aumento da velocidade, uma vez que a força centrípeta associada ao desbalanceamento é proporcional ao quadrado da velocidade. Além disto, neste caso a vibração síncrona prevalece sobre as frequências naturais.

4.3. Bloco 2 – Fresamento

No bloco de ensaios 2, os esforços de usinagem inerentes à operação de fresamento funcionam como fonte de excitação do conjunto. Observa-se que a vibração síncrona já não mais predomina a resposta, sendo a amplitude dos picos de frequência associados às frequências naturais superior (figura 7).

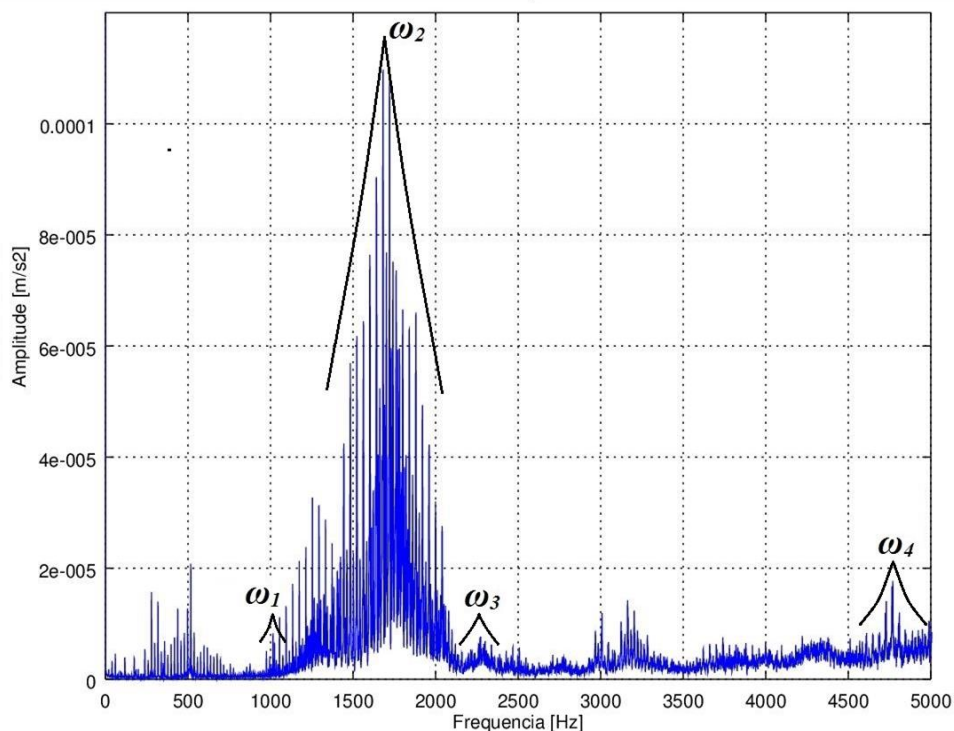


Figura 7 – Espectro de frequências, $\omega = 1194$ rpm, fresamento.

Na figura 8 são representadas graficamente as amplitudes dos picos de frequência referentes a cada rotação.

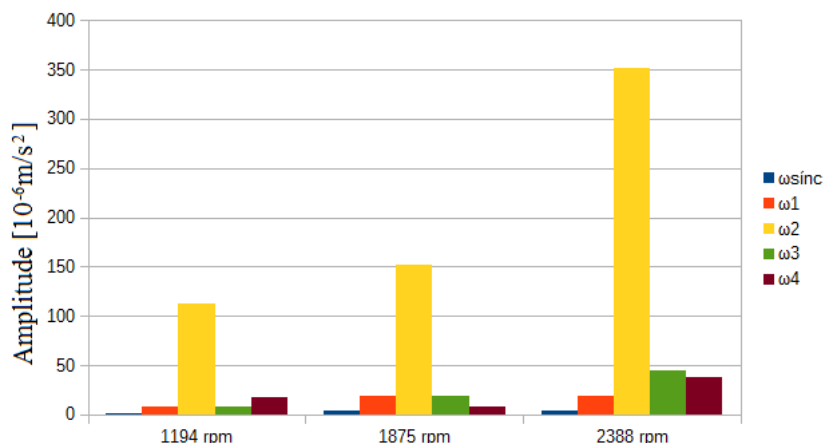


Figura 8 – Picos de frequência, fresamento.

Dentre os picos associados às frequências naturais, aquela que claramente predomina a resposta é a frequência correspondente ao segundo modo de vibração. Conforme discutido por Rantatalo et al. (2007), o segundo modo de vibração está associado ao mancal anterior. Esta região é próxima ao ponto de fixação dos acelerômetros, sendo esta uma das prováveis razões pela qual esta frequência predomina na resposta. Além disto, ao se aplicar uma carga lateral na ferramenta, a solicitação deste mancal é maior que a do traseiro, sendo portanto o modo de vibração associado a ele mais excitado.

Outro fator que pode contribuir para a maior excitação do segundo modo é frequência natural da fresa utilizada. Considerando-se que a ferramenta utilizada é um elemento muito mais flexível que o restante do conjunto, sua frequência natural pode ser calculada utilizando-se a analogia de uma “viga engastada”. A frequência natural calculada pela teoria de Euler-Bernouli é de $\omega_{fresa} = 1765$ Hz. A energia necessária para se excitar este modo é relativamente pequena e a ferramenta, que vibra com uma frequência próxima à segunda frequência natural do conjunto eixo-árvore, tende a funcionar como fonte de excitação.

5. Conclusões

O procedimento de elementos finitos desenvolvido no presente trabalho é capaz de calcular as frequências naturais do conjunto eixo-árvore com boa precisão. As quatro primeiras frequências naturais foram calculadas com erro máximo de 5,6% em relação aos valores medidos experimentalmente. As principais fontes de incerteza da medição são as rigidez dos mancais, as propriedades dos materiais, vibrações de outras partes da máquina, amortecimento e deflexão de outros componentes não considerados, temperatura. Além disto, a baixa transmissão de vibrações da parte rotacionária à estacionária nos pontos de medição dificultam a análise do sinal, que contém essencialmente muito ruído. É importante lembrar que, embora desprezados no presente trabalho, a variação da rigidez dos mancais e o efeito giroscópico possuem grande influência no comportamento dinâmico de máquinas em altas velocidades de operação.

Na rotação livre do eixo árvore é possível identificar a resposta síncrona, as frequências naturais do conjunto e seus múltiplos. Neste caso, a resposta síncrona predomina sobre as demais frequências e sua magnitude cresce a medida que a rotação aumenta, uma vez que a fonte de excitação é o desbalanceamento e a força centrípeta é proporcional ao quadrado da velocidade.

Nos ensaios de fresamento, a vibração síncrona deixa de predominar a resposta, sendo mais significativos os picos de frequência associados às frequências naturais. Nos ensaios de fresamento há predominância do sinal correspondente à segunda frequência natural, a qual pode ser associada ao mancal anterior (Rantatalo et al., 2007). O mancal anterior fica em uma região próxima ao ponto de fixação dos acelerômetros, sendo esta uma das prováveis razões pela qual esta frequência predomina na resposta. Outro fator que pode contribuir para a maior excitação do segundo modo é frequência natural da fresa utilizada. A energia necessária para se excitar o modo fundamental da ferramenta é relativamente pequena e, ao vibrar com uma frequência próxima à segunda frequência natural do conjunto eixo árvore, tende a excitar o modo correspondente.

Referências

- GAGNOL, V.; BOUZGARROU, C.B.; RAY, P.; BARRA, C.** *Stability-based spindle design optimization*. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering 129, p. 407-415, 2007.
- GAGNOL, V.; LE, T.P.; RAY, P.** *Modal Identification of Spindle-tool Unit in High-speed Machining*. Mechanical Systems and Signal Processing 25, p. 2388-2398, 2011.
- HARRIS, T.A.; KOTZALAS, M.N.** *Essential concepts of bearing technology*. Nova York: CRC Press, 2007.
- KOENIGSBERG, F.; TLUSTY, J.** *Machine Tool Structures*. Pergamon Press, 1970.
- NELSON, H.D.** *A Finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory*. Engineering Research Center Report ERC-R-77023, Arizona State University, p.61, 1977.
- PRZEMIENIECKI, J.S.** *Theory of Matrix Structural Analysis*. 1 ed. Dover Publications, 1968. Report ERC-R-77023, Arizona State University, p.61, 1977.
- RANTATALO, J.M.; AIDANPÄÄ, J.; GÖRANSSON, B.; NORMAN, P.** *Milling Machine Spindle Analysis Using FEM and Non-contact Spindle Excitation and Response Measurement*. International Journal of Machine Tools and Manufacture 47, p.1034-1045. 2007.
- SHUYUN, J.; SHUFEI, Z.** *A Modeling Approach for Analysis and Improvement of Spindle-drawbar-bearing Assembly Dynamics*. International Journal of Machine tool and Manufacture 50, p. 131-142, 2010.
- STOETERAU, R.L.** *Introdução ao Projeto de Máquina-Ferramentas Modernas*. Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.
- WECK, M.** *Werkzeugmaschinen – Untersuchung und Beurteilung*. 5o vol. 7ªed. Aachen: Springer-Verlag 2006.
- ZAGHBANY, I.; SONGMENE, V.** *Estimation of Machine-tool Dynamic Parameters During Machining Operation Through Operational Modal Analysis*. International Journal of Machine Tools and Manufacture 49, p. 947-957. 2009.