

# DIAGNÓSTICO DE FALHAS EM MÁQUINAS ROTATIVAS ATRAVÉS DA ANÁLISE DA VIBRAÇÃO TORCIONAL

Evaldo Khater, Dr. - Departamento de Engenharia Mecânica  
FUNREI - São João del Rei/MG khater@funrei.br

## RESUMO

*Os eixos, quando transmitem torque, agem como molas torcionais, além da flexão. Quando há variação cíclica no torque transmitido podem aparecer vibrações torcionais forçadas, que dependendo das frequências naturais do sistema poderão causar ressonância, caso em que o eixo poderá oscilar em amplitudes suficientemente elevadas para produzir falhas. O presente trabalho apresenta técnicas de medição e análise de vibração torcional em máquinas rotativas, visando melhor desempenho da manutenção preditiva e da produção.*

## 1 - Introdução

A partir dos anos 80 a pesquisa em sistemas rotativos tornou-se, no meio acadêmico, uma preocupação. Até então esta era tratada somente em motores alternativos e eixos de navios através de otimizações empíricas dos parâmetros no sentido de atenuar ou eliminar excitações vibratórias torcionais. Estas técnicas são hoje conhecidas por controle passivo. As máquinas eram de grande porte, pesadas, lentas e exigiam alterações no projeto para a adaptação da nova forma que na maioria das vezes adicionara massas ou inércias ao sistema original, ou ainda impunham um superdimensionamento aos eixos que transmitem torque tornando-as ainda mais pesadas e lentas, comprometendo assim o rendimento e a qualidade das máquinas com conseqüente aumento dos custos operacionais e queda da produtividade.

A nova preocupação acadêmica surgiu em virtude da exigência de uma tecnologia moderna, com o advento da informática propiciando enormes e rápidos avanços nos diversos segmentos tecnológicos tais como periféricos da indústria informática, aero-espacial e comunicações. Estes avanços provocaram praticamente uma avalanche de desenvolvimento das demais áreas, alterando inclusive o perfil tradicional da Mecânica o que, aliado aos conhecimentos de outras áreas como por exemplo a eletrônica, definiu uma nova linha para a Mecânica hoje denominada Mecatrônica.

Esta evolução imediatamente contribuiu com o aperfeiçoamento do desempenho de equipamentos originalmente puramente mecânicos como, nas aplicações automotivas, transmissões inteligentes ou suspensões ativas, que hoje são bastante conhecidas apesar de ainda não serem encontradas nos veículos de uso cotidiano. Outros novos sistemas começam a surgir como as estruturas inteligentes que envolvem o uso de atuadores piezoelétricos ou sistemas eletro-magnéticos. Os novos conhecimentos da Mecânica trouxeram grandes benefícios no aperfeiçoamento dos sistemas mecânicos assegurando melhor desempenho, com sistemas mais leves e maiores velocidades, desenvolvendo sistemas controlados eletronicamente com a denominação de controles ativos. A evolução das sub-áreas no entanto não se faz por igual, dependendo muitas vezes da atração que determinadas linhas de pesquisas exercem sobre as instituições.

A análise e o controle de vibrações torcionais em sistemas rotativos encontram-se nesse meio. Apesar de representar uma importante ferramenta para a análise e diagnósticos de sistemas rotativos, a vibração torcional constitui uma linha ainda praticamente não explorada, tanto no país como no exterior, onde todo o trabalho de viabilidade das soluções técnicas ainda necessita ser feito.

Dentre as pesquisas realizadas a partir da década de 80 é marcante a participação de pesquisadores japoneses no sentido de atender às necessidades tecnológicas da indústria local, principalmente nos setores siderúrgico e automobilístico. Contudo, em geral as pesquisas têm desenvolvimentos isolados, isto é, estudos de casos específicos e sem continuidade. O avanço lento das pesquisas em vibrações torcionais se dá principalmente pelas dificuldades de transmissão e coleta dos sinais próprios de eixos girantes devido à deficiência de instrumentação até o momento desenvolvida.

## **2 - Histórico sobre vibração torcional**

Os conceitos fundamentais sobre vibração torcional não serão apresentados neste trabalho, podendo ser encontrado com detalhes em Khater, 1992.

Anteriormente à década de 60 surgiram tentativas de controle com elementos passivos em eixos de navios e motores de combustão interna (motores diesel). A medição da vibração torcional era feita, principalmente, através de extensômetros elétricos e telemetria. Durante os anos 60 alguns trabalhos foram acrescentados, atendendo às necessidades da indústria metalúrgica com monitoramento em laminadores de aço, através da medição de torque, utilizando as mesmas técnicas de medição referidas acima (Thomas, 1969).

Nos anos 70 deu-se algum avanço, atendendo às necessidades da indústria com o desenvolvimento de máquinas mais leves e velozes, exigindo uma melhor análise e controle da vibração torcional. Dentre os principais trabalhos podem ser citados: medida de torque em laminadores incluindo o “encoder” como sensor (Kashay , 1972); análise de vibração torcional na velocidade crítica (Yanabe, 1979); prevenção de vibração torcional em eixos de ventiladores através de análise em frequência (Fujisawa, 1979); modelagem das equações dinâmicas incluindo os efeitos da variação de inércias em motores alternativos (Pasricha, 1979).

Nos anos 80 os principais trabalhos foram: análise de vibração torcional em trens de engrenagens (Furuya, 1980); análise de vibração torcional na velocidade crítica (Yanabe, 1980); pesquisas com a variação de inércia (Indústria Marinha) (Pasricha, 1981); estimação de impacto (variação de torque) em laminadores siderúrgicos (Takeshita, 1981); vibração torcional não linear (“back-lash”) em motores de acionamento síncrono (Inoue, 1981); controle de posição angular em servomecanismo usando tacogerador (Nagaya, 1985); métodos de avaliação do amortecimento interno de vibração torcional em eixos de máquinas diesel (Kashiwagi, 1985) ; controle de vibração torcional em partidas e paradas de motores elétricos usando extensômetros elétricos e controle ótimo (Nonami, 1985); estudos incluindo observador de estado para redução de vibração torcional usando encoder e microprocessador baseado em sistema de controle de velocidade (Ohmae, 1987).

Nos anos 90 um moderno medidor de vibração torcional, utilizando raios laser, surgiu no mercado e, ao nível de pesquisa, um acelerômetro angular com o circuito eletrônico embarcado (Khater, 1992), para medir vibração torcional, usando extensômetro elétrico como sensor. Foi desenvolvida uma modelagem contínua de vibração torcional de eixos com variação de inércia (Koser, 1995); redução de vibração torcional em motores alternativos, com controle de torque usando máquina elétrica (Kadomukai, 1995); efeitos não lineares da

dinâmica torcional em controle de gerador (Allen, 1996); controle ativo de vibração torcional em máquinas rotativas usando o método do Regulador Linear Quadrático (Khater, 1996); controle ativo de vibração torcional em sistemas rotativos usando redes neurais multicamadas (khater, 1998); Controle ativo de vibração torcional em máquinas rotativas (Khater, 1998).

### **3 - Comportamento Dinâmico das Máquinas**

O desenvolvimento do projeto de uma máquina inclui, além do dimensionamento e determinação dos materiais, cuidados que venham a garantir o desempenho esperado, que estão relacionados com o seu comportamento dinâmico quando em operação. Lembrando que a máquina desenvolve determinada potência líquida que requer a recepção, transformação e fornecimento de energia, o tamanho, forma e material dos órgãos das máquinas, devem ser tais que possam resistir às solicitações impostas, ou seja, as forças internas devem ter uma razoável distribuição, de modo a apresentar equilíbrio durante sua operação.

Além dos esforços inerentes a essa manipulação de energia, desenvolvem-se também esforços dinâmicos de origem inercial, devido a acelerações envolvidas na cinemática dos mecanismos (exemplos, rotação com desbalanceamento e movimento alternativo).

A existência de elementos vibratórios em uma máquina produz efeitos indesejáveis tais como: desconforto humano, falha da estrutura e falhas prematuras de peças vitais. As peças móveis de todas as máquinas são produtoras inerentes de vibração e, por esta razão deve-se utilizar durante o projeto de análise, na antecipação de problemas vibratórios e na diminuição de seus efeitos indesejáveis. Mesmo após a observância de tais precauções, convivemos comumente em ambiente industrial, com os problemas vibratórios inesperados, os quais devem-se descobrir a fonte e aplicar as medidas corretivas pois, além dos efeitos já citados, há também perdas de energia e a redução na performance que acompanha a vibração.

De acordo com a resposta dinâmica gerada nos diversos mecanismos, que apresenta características próprias para cada sistema, é definida a atenção que se deve dispensar ao controle de vibrações, enfatizando os sistemas que apresentam significativas variações de torque, velocidades elevadas e mudanças na direção do movimento.

### **4 - Análise de Vibrações e Diagnóstico**

O estabelecimento de um diagnóstico das condições de funcionamento de uma máquina a partir de parâmetros medidos (vibrações, temperaturas, ruído, potência absorvida, entre outros), vem se tornando mais importante, à medida em que aumentam as exigências quanto ao seu desempenho (velocidades de rotação mais elevadas, esforços dinâmicos mais importantes, etc.) e, ao mesmo tempo, almeja-se uma economia sempre maior de materiais de construção mecânica. Tal diagnóstico visa permitir a previsão de paneis ou funcionamento precário da máquina e, assim, contribuir decisivamente para a otimização de novos projetos e das atividades de manutenção.

Uma máquina em funcionamento emite numerosos sinais sintomáticos de suas condições funcionais e o problema consiste em, a partir destes sinais, estabelecer um diagnóstico.

Entre as informações fornecidas por uma máquina, as vibrações são de grande interesse, pois são diretamente ligadas aos movimentos da máquina, são localizáveis e se transmitem rapidamente.

O método mais rudimentar de verificação do comportamento dinâmico de uma máquina consiste em medir o valor eficaz (RMS) do sinal proveniente de um transdutor. O nível obtido numa leitura é comparado a determinados padrões normalizados em função do tipo de máquina.

As limitações das tentativas de normalização dos padrões vibratórios estão implicitamente ligadas ao tipo de máquinas envolvidas, condições de parâmetros pesquisados, qualidade técnica dos instrumentos e até mesmo avaliações subjetivas de técnicos com experiência de campo. Contudo, a análise dos sinais vibratórios vem apresentando uma evolução importante a partir da utilização da análise espectral através da “Transformada Rápida de Fourier” (FFT).

O estudo de um problema de vibrações mecânicas pode ser feito por um enfoque de sistema ou impedância mecânica, sendo a resposta do sistema a convolução da excitação com a função de resposta impulsional ou, no domínio das frequências, o produto da transformada de Fourier da excitação pela função resposta em frequência. Quando a excitação é a força  $f(t)$  e a resposta a velocidade  $v(t)$ , a função de resposta em frequência é a mobilidade  $M(f)$  e seu inverso a impedância  $Z(f)$  do sistema.

Experimentalmente, a impedância de um sistema mecânico pode ser obtida de três maneiras diferentes, em função do tipo de excitação utilizada: quando  $f(t)$  é um sinal transitório tem-se a excitação dita impulsional, que pode ser realizada por um martelo munido de um transdutor de força piezoelétrico; quando  $f(t)$  é senoidal de frequência variável, tem-se a excitação, ou seja, o método denominado “varredura”, que é realizado por um excitador eletrodinâmico (shaker) comandado por um gerador de frequências; quando  $f(t)$  é aleatório, geralmente do tipo “ruído branco”, surge a excitação aleatória que é praticamente da mesma maneira que a “varredura”, substituindo-se o gerador de funções por um gerador de ruído.

A tendência atual é para uma ênfase cada vez maior na obtenção da impedância através da excitação aleatória. Isto porque, com este tipo de excitação pode-se obter a curva de impedância com pequenos níveis de excitação, que está mais de acordo com a aproximação linear feita. A excitação aleatória permite ainda a utilização da função de coerência que estabelece a relação causa/efeito entre excitação e resposta.

Outros métodos de análise podem ser citados como a análise de órbita através da trajetografia Lissajous; o método da limpeza de assinaturas e o método da análise estatística global. O fato é que a análise dos sinais vibratórios já é instrumento indispensável e insubstituível na atividade de manutenção. O advento dos analisadores de espectro, a rápida evolução dos microprocessadores e os avanços realizados na tecnologia dos transdutores tornam mais rápida e precisa a análise, ao mesmo tempo em que diminuem os custos e facilitam sua utilização.

Após esta exposição pode-se imaginar que conhecidos os diversos métodos de análise das vibrações tem-se todos os recursos para sanar ou minimizar os problemas dinâmicos, se não fossem as dificuldades das próprias medições que envolvem questões como: quais informações se deseja obter; onde captar estas informações; como obtê-las; como condicioná-las convenientemente; como apresentar os resultados; como interpretá-los.

Um exemplo típico são as grandes dificuldades de monitoração em máquinas rotativas. O desenvolvimento tecnológico da medição de vibração torcional em sistemas dinâmicos tem sido lento apesar de há décadas ser reconhecida a sua importância em monitoração e diagnóstico de falhas. Esta dificuldade provém da carência de métodos e instrumentação até agora desenvolvidos, dada a dificuldade de alimentação e coleta dos sinais de eixos sob rotação.

## 5 - Técnicas de Medição de Vibração Torcional

As técnicas de medição da vibração torcional podem ser através da monitoração direta do eixo ou utilizando instrumentação específica para aferição da deformação do eixo.

No primeiro caso utilizam-se extensômetros elétricos instalados no eixo da máquina e o sinal é transmitido por contato (pistas e escovas) ou por telemetria, ambos monitorando diretamente o eixo da máquina, implicam em paralizações de equipamentos, acarretando perdas apreciáveis de produção e assistência de pessoal especializado em instrumentação, onerando assim, os custos do diagnóstico. Além disso o inconveniente mais importante são os ruídos gerados pela variação das resistências de contato que, sendo quase periódicos, podem ser confundidos com fontes cujas frequências traduzem o comportamento dinâmico do sistema.

A transmissão sem contato se dá através de uma unidade controladora embarcada no eixo da máquina que permite a transmissão de um transdutor passivo em arranjo de ponte para uma seção de medição estacionária, através de bobinas de transmissão e recepção (transmissão indutiva). Pode-se também obter a medição por telemetria, tecnicamente semelhante ao indutivo, porém utilizando o sinal para a modulação em frequência de um oscilador portador em rádio frequência, cujas frequências centrais estão na faixa de rádio transmissão em FM. Como principais desvantagens tem-se a indução eletromagnética por ruído na frequência da rede elétrica; o inconveniente do desequilíbrio de massa devido ao sistema embarcado, quando se trata de média e alta velocidade; trocas frequentes de baterias para monitoração contínua e constantes paralisações do equipamento de produção para intervenção no sistema de monitoração.

O vibrômetro torcional de deslocamento de fase consiste de uma roda delgada com grande número de dentes igualmente espaçados montada no eixo rotativo. Uma sonda de um eletromagneto é colocada próximo da roda dentada. Os dentes que passam excitam uma voltagem alternada com frequência de passagem dos dentes na bobina (sonda). Esta frequência é constante apenas se o eixo gira uniformemente; se o eixo executa uma vibração torcional, o registro da corrente apresenta flutuações alternadas. Esta corrente de frequência variável é combinada com uma corrente de frequência constante de valor gerada por um oscilador. Assim, as duas correntes terão um ângulo de fase variando constantemente.

O vibrômetro torcional a laser mede deslocamento e velocidade angulares através da emissão de um raio laser, dividido em dois de iguais intensidades, paralelos, com uma geometria ótica utilizada sobre um eixo de seção transversal arbitrária. A frequência da luz deste laser submete-se a um efeito Doppler quando refletida pela superfície. Quando os raios refletidos atingem a superfície de um fotodetector, a corrente de saída é modulada produzindo batimentos numa frequência que é diretamente proporcional à velocidade angular.

O Acelerômetro angular, desenvolvido pelo autor do presente trabalho (Khater, 1992), apresenta uma versão intermediária entre as citadas acima. Consiste de um transdutor de vibração torcional de baixo custo em relação à monitoração convencional, com o circuito eletrônico embarcado minimizando as dificuldades de condicionamento do sinal em eixos girantes. O acelerômetro angular, deve ser fixado a uma ponta de eixo disponível ou volante através de um flange, baseado na medição através de extensômetros elétricos, do torque transmitido a um volante amortecido, através de um eixo elástico. O circuito de alimentação da ponte e de amplificação do sinal gira solidário com o instrumento.

## 6 - Modelo experimental utilizando a técnica do Acelerômetro Angular

A bancada experimental é formada essencialmente por um motor de corrente contínua com ímã permanente, que por meio de uma correia traciona duas polias conectadas por um eixo elástico. A alimentação do motor é fornecida por um circuito configurado como fonte controlada de corrente, possibilitando a determinação da corrente aplicada ao sistema. A corrente é monitorada por meio da queda de tensão em um sensor resistivo (shunt) ligado em série com o motor. Uma ponte de extensômetros elétricos permite medir a oscilação torcional do eixo flexível. A velocidade do eixo é monitorada através de um “encoder” posicionado na extremidade do eixo ligado ao rotor R1.

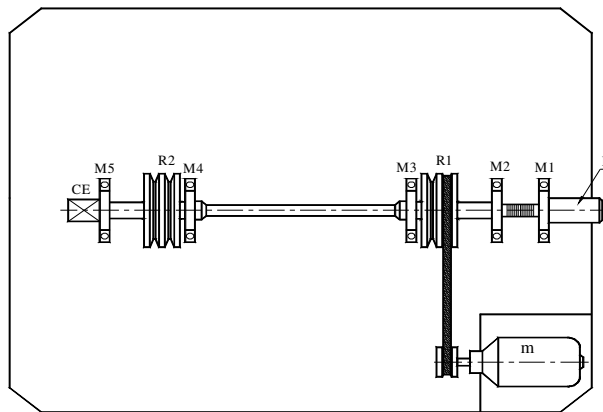


Figura 6.1 - Montagem da Bancada Experimental

### Legenda:

m: motor elétrico CC; E: encoder  
R1 e R2: rotores; CE: circuito eletrônico embarcado  
M1, M2, M3, M4 e M5: mancais de rolamentos

O modelo analítico da bancada é um modelo de estado considerado linear de sexta ordem incluindo a equação elétrica do motor, apesar de a bancada apresentar características não lineares devido a folgas nos mancais e elasticidade da correia de transmissão. Um ajuste do modelo foi feito com base nos dados experimentais.

O modelo pode então ser representado pelo seguinte conjunto de equações diferenciais:

$$\Delta I + \frac{k_b}{L} (\Delta \theta_m + w_0) + \frac{R}{L} (\Delta I + I_0) = \frac{1}{L} V_a$$

$$\Delta \theta_m + \frac{C_e}{j_m} (\Delta \theta_m + w_0) + \frac{k_c}{j_m} \theta_c = \frac{k_a}{j_m} (\Delta I + I_0)$$

$$\theta_c + \frac{(n^2 j_m + j_1) k_c}{j_m j_1} \theta_c - \frac{(n-2) k_t}{j_1} \theta_t + \frac{C_e}{j_m} (\Delta \theta_m + w_0) = \frac{k_a}{j_m} (\Delta I + I_0)$$

$$\theta_t + \frac{2k_t}{j_1} \theta_t - \frac{nk_c}{j_1} \theta_c = 0$$

**onde:**

$\Delta I$ : oscilação da corrente elétrica

$I_0$ : corrente do motor em regime

$k_b$ : constante de força contra-eletromotriz

$k_a$ : constante da armadura do motor

$L$ : indutância do motor

$\Delta \theta_m$ : oscilação do deslocamento angular do motor

$w_0$ : velocidade angular do motor em regime

$R$ : resistência da armadura do motor

$V_a$ : tensão da armadura do motor

$C_e$ : coeficiente de amortecimento viscoso equivalente

$j_m$ : momento de inércia do rotor do motor

$j_1$ : momento de inércia do rotor da planta

$k_c$ : constante de rigidez torcional da correia

$k_t$ : constante de rigidez torcional do eixo flexível

$\theta_c$ : deslocamento torcional da correia

$\theta_t$ : deslocamento torcional do eixo flexível

$n$ : relação de transmissão

Para a instrumentação foram utilizados quatro extensômetros elétricos instalados no eixo flexível em arranjo de ponte completa de Wheatstone, de modo que dois extensômetros opostos sofrem tração e, os outros dois sofrem compressão.

A ponte de extensômetros localizada no meio do eixo tem o sinal elétrico associado à torção e amplificado antes da transmissão. Isso se dá através da utilização do amplificador de instrumentação montado no circuito embarcado localizado na extremidade do eixo. O sinal é transmitido por meio de anéis e escovas e após passar pelo amplificador é enviado para a placa de aquisição que digitaliza o sinal já multiplicado por um ganho 1000.

A frequência natural do modelo foi calculada e encontrado o valor de 60,36 Hz.

## 7 - Resultados Experimentais

Inicialmente o teste foi feito com a montagem do eixo1 excitando-o com um impacto, de modo que o sistema vibrasse livremente somente pela atuação do impulso.

O ensaio realizado mediu a deformação torcional (deslocamento angular) do eixo através da ponte de extensômetros, cujo sinal amplificado (ganho 1000) em um circuito eletrônico solidário ao eixo, foi transmitido para o sistema de aquisição de dados contendo uma placa AD/DA e a resposta adquirida a uma frequência de amostragem 1500 Hz por canal com 1024 pontos. O sinal registrado é apresentado a seguir.

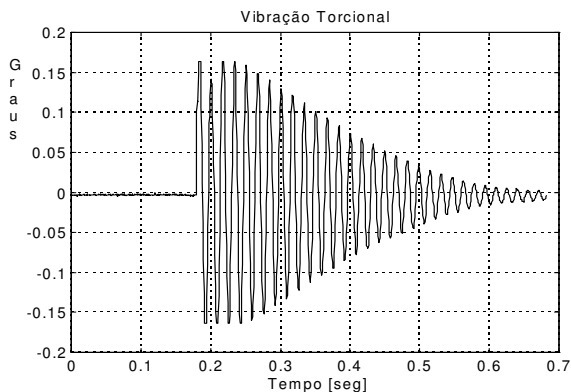


Figura 7.1 – Vibração livre com o eixo 1

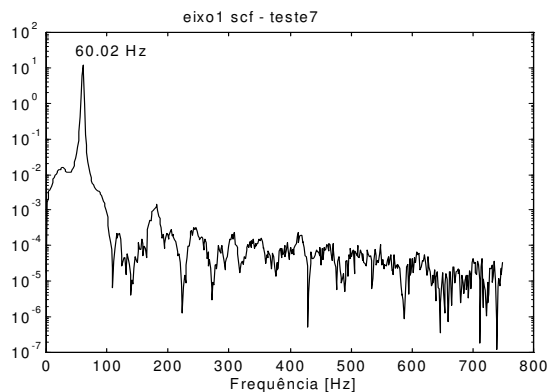


Figura 7.2 – Resposta livre com o eixo 1

O resultado adquirido não só demonstrou uma boa confiabilidade da instrumentação, como também uma ótima aproximação dos dados de projeto, uma vez que o erro apresentado foi de apenas 0,56% com base na diferença entre as frequências naturais projetada e experimental, conforme comparação abaixo.

elemento	freq. natural do projeto	freq. natural experimental	erro
eixo	60,36 Hz	60,02 Hz	0,56%

Um segundo teste foi realizado, agora com um outro eixo (eixo2) que apresenta uma rigidez torcional mais elevada e frequência natural de 112,65 Hz. O teste foi realizado em condições semelhantes ao do eixo1, com exceção da frequência de amostragem, que foi de 2000 Hz. Os resultados são apresentados a seguir.

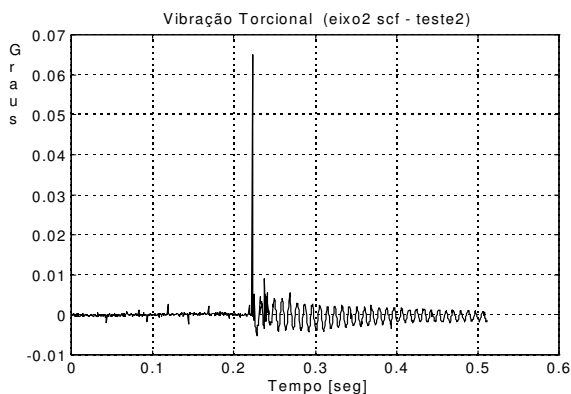


Figura 7.3 – Vibração livre com o eixo 2

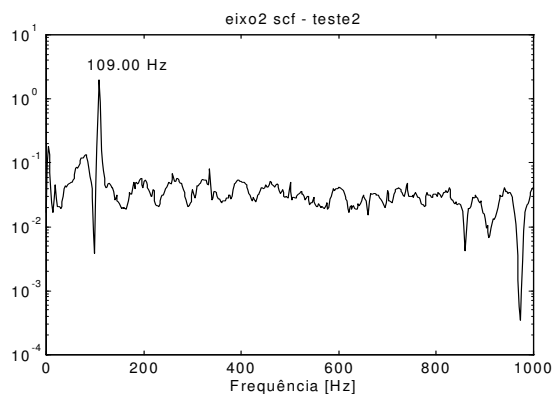


Figura 7.4 – Resposta livre com o eixo 2

O experimento apresentou para o eixo2 um erro maior em relação ao do eixo1, isto é, 3,24% comparado com os dados do projeto. Esta diferença pode ser atribuída a uma elevada

rigidez, de modo que a relação sinal/ruído tenha se tornado pior em relação à amplitude de vibração torcional.

<b>elemento</b>	<b>freq. natural do projeto</b>	<b>freq. natural experimental</b>	<b>erro</b>
<b>eixo2</b>	<b>112,65 Hz</b>	<b>109,00 Hz</b>	<b>3,24%</b>

## **8 - Conclusões**

Com o desenvolvimento de mecanismos providos de altas velocidades e maior complexidade dinâmica a medição de vibração torcional nos sistemas rotativos torna-se cada vez mais uma condição necessária para o seu diagnóstico, embora os recursos técnicos de instrumentação sejam ainda bastante escassos. Espera-se que novas pesquisas sejam desenvolvidas dando seguimento às técnicas de monitoração de sistemas rotativos.

O Acelerômetro Angular foi inicialmente desenvolvido por uma tese de Mestrado na COPPE/UFRJ (Khater, 1992), em seguida foi financiado um projeto pelo PADCT/CNPq para um aperfeiçoamento experimental desenvolvido pelo DEMEC/FUNREI e COPPE/UFRJ, para finalmente, atingir uma excelente performance técnica no desenvolvimento de testes experimentais em pesquisas desenvolvidas na UNICAMP e FUNREI (Khater, 1998).

## **Referências**

Allen, E. H., Chapman, J. W., Ilic, M. D. Effects of torsional dynamics on nonlinear generator control. *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, v. 4, n. 2, p. 125-140, march 1996.

Cardinali, Rodmar. *Controle de vibração torcional pelo acoplamento de uma inércia através de uma embreagem eletromagnética*. Campinas: Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP, 1987. 96 p. Tese (Mestrado).

Fujisawa, F., Segawa, Y., Shiga, M. Prevention of torsional vibration in fan motor shaft systems with multiblade fans (2nd report: Effect of making the shaft system symmetrical on vibration reduction). *Bulletin of the JSME*, v. 22, n. 171, p. 1299-1306, september 1979.

Furuya, Y., Seto, K., Yamada, K., Yamanouchi, M. Influence of torsional vibrations of a gear train system on the load. *Bulletin of the JSME*, v. 23, n. 176, p. 300-308, february 1980.

Habib, H., Tawfiq, S. S., Said, W. K. A microprocessor-based time optimal control for reduction of torsional vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 180(1), p. 17-28, 1995.

Habib, R., Habib, H. Microcomputer based variable structure control for reduction of torsional vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 155(3), p. 403-411, 1992.

Inoue, Y., Shibata, T., Fujikawa, T., Takemura, M. Nonlinear torsional vibration in synchronous motor driven systems. *Bulletin of the JSME*, v. 24, n. 197, p. 2003-2012, november 1981.

Kadomukai, Y., Yamakado, M., Nakamura, Y., Murakami, K., Fukushima, M. Reducing vibration in idling vehicles by actively controlling electric machine torque. *JSME International Journal*, v. 38, n. 3, p. 470-477, september 1995.

Kanemitsu, Y. Torsional vibration of rotor coupled by gear coupling. *Bulletin of the JSME*, v. 28, n. 246, p. 3002- 3009, december 1985.

Kashay, A. M., Voelker, F. C., Smalley, A. J. Dynamic shock phenomena in rolling mills. *Trans. ASME Journal of Engineering for Industry*, v. 94, p. 647-659, may 1972.

Kashiwagi, A. Evaluation method of internal damping in torsional vibration of engine shafting. *Bulletin of the JSME*, v. 28, n. 244, p. 2386-2393, october 1985.

Khater, Evaldo. *Acelerômetro angular com circuito embarcado*. Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, 1992. 107 p. Tese (Mestrado).

Khater, E., Nóbrega, E. G. O., Netto, M. L. A. Controle Ativo de vibração torcional em máquinas rotativas. V Simpósio Brasileiro de Redes Neurais, p. 195-198, dezembro 1998.

Khater, E., Nóbrega, E. G. O., Netto, M. L. A. Controle Ativo de vibração torcional em sistemas acionados por motores de corrente contínua. IV CEM-NNE/96, p. 583-588, junho 1996.

Khater, Evaldo. *Controle Ativo de vibração torcional em sistemas rotativos usando redes neurais multicamadas*. Campinas, SP: Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP, 1998. 126 p. Tese (Doutorado).

Koser, K., Pasin, F. Continuous modelling of the torsional vibrations of the drive shaft of mechanisms. *Journal of Sound and Vibration*, 188(1), p. 17-24, 1995.

Nagaya, K., Kojima, H., Ohkawara, K., Kumagai, Y., Ikeda, S. Transient response of torsional feedback servomechanisms with consideration of vibration of shafts. *Journal of Sound and Vibration*, 100(2), p. 155-168, 1985.

Nonami, K., Higashi, M., Totani, T. Torsional vibration control of rotating shaft systems when starting and stopping. *Bulletin of the JSME*, v. 28, n. 245, p. 2715-2722, november 1985.

Ohmae, T., Matsuda, T., Kanno, M., Saito, K., Sukegawa, T. A microprocessor-based motor speed observer for reduction of torsional vibration. *IEEE Trans. on Industry Applications*, v. IA-23, n. 5, october 1987.

Pasricha, M. S., Carnegie, W. D. Diesel crankshaft failures in industry - A variable inertia aspect. *Journal of Sound and Vibration*, 78(3), p. 347-354, 1981.

Pasricha, M. S., Carnegie, W. D. Formulation of the equations of dynamic motion including the effects of variable inertia on the torsional vibrations in reciprocating engines (part 1). *Journal of Sound and Vibration*, 66(2), p. 181-186, 1979.

Segawa, Y., Fujisawa, F., Shiohata, K., Shiga, M. Prevention of torsional vibration in fan motor shaft systems with multiblade fans (3rd report: Method of frequency control using correction weights. *Bulletin of the JSME*, v. 22, n. 171, p. 1307-1313, september 1979.

Takeshita, M., Matsukura, Y., Ishii, A. Estimation of impact input: Torque in rolling mill drive system when material enters the rolls. *Bulletin of the JSME*, v. 24, n. 192, p. 1037-1043, june 1981.

Thomas, C. W., Jewik, H., Stratford, R. P. Torque amplification and torsional vibration in large reversing mill drives. *Iron and Steel Engineer*, p.55-73, may 1969.

Ulsoy, A. G. Vibration control in rotating or translating elastic systems. *Trans. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. v. 106, n. 1, p. 6-14, march 1984.

Yanabe, S. Nonstationary vibration during acceleration through two critical speeds. *Bulletin of the JSME*, v. 24, n. 188, p. 405-412, february 1981.

Yanabe, S. Vibration of a shaft passing through a critical speed (4th report). *Bulletin of the JSME*, v. 23, n. 180, p. 945-952, june 1980.

Yanabe, S., Kikuchi, K., Kobayashi, S. Vibration of a shaft passing through several critical speeds. *Bulletin of the JSME*, v. 22, n. 164, p. 156-163, february 1979.

Zajackowski, J. Torsional vibration of shafts coupled by mechanisms. *Journal of Sound and Vibration*, 116(2), p. 221-237, 1987.

Zindeluk, M., Scieszko, J. L., et al. Medidas de força e torque em laminadoras. Rio de Janeiro: COPPETEC/UFRJ, 1985. 317 p. Projeto COPPETEC: ET-1249.