



**XX SNPTEE
SEMINÁRIO NACIONAL
DE PRODUÇÃO E
TRANSMISSÃO DE
ENERGIA ELÉTRICA**

Versão 1.0
22 a 25 de Novembro de 2009
Recife - PE

GRUPO I

GRUPO DE ESTUDO GERAÇÃO HIDRÁULICA - GGH

COMPORTAMENTO DINÂMICO DE HIDROGERADORES DURANTE TRANSITÓRIOS MECÂNICOS

**Geraldo C. Brito Jr. (*)
ITAIPU – UNIOESTE**

**Samuel da Silva
UNIOESTE**

**André Rodrigo Holdefer
ITAIPU**

**Edson Andreoli
UNIOESTE**

**Douglas Cavinato de Oliveira
UNIOESTE**

**Kellen A. Brol
UNICAMP**

**Keila B. Brol
UNICAMP**

RESUMO

Este trabalho apresenta os primeiros resultados da análise do comportamento dinâmico de grandes hidrogeradores em transitórios mecânicos. Ele enfoca, neste caso específico, os esforços dinâmicos atuantes nos mancais de guia durante partidas de máquina. A análise deste comportamento foi baseada no processamento de sinais dinâmicos de vibrações e pressões, registrados durante o comissionamento da unidade 18A da Usina Hidrelétrica de Itaipu. Ela foi fundamentada também em simulações numéricas feitas com modelos matemáticos analíticos simplificados, com o uso de software científico livre. O trabalho mostra que o conhecimento adequado do comportamento dinâmico do hidrogerador em regime transitório tem significativa importância na avaliação da condição da máquina monitorada.

PALAVRAS-CHAVE

Hidrogeradores, Comportamento Dinâmico, Transitórios, Vibrações, Flutuações de Pressão

1.0 - INTRODUÇÃO

Freqüentemente os hidrogeradores são submetidos a eventos transitórios, tais como partidas, paradas, rejeições e aceitação bruscas de carga. Podem ainda experimentar eventos transitórios de menor incidência, porém com possibilidades de causar danos mais graves, como por exemplo, curtos-circuitos ou disparos. Contudo, por serem máquinas robustas e de rotação subcrítica, independente do porte ou da importância estratégica no sistema ao qual pertencem, pouca atenção é dispensada ao monitoramento do comportamento dinâmico durante os eventos citados. São raros os registros de análises destes tipos de eventos na literatura técnica especializada. A referência (1), que devota um capítulo inteiro ao tema, é uma das poucas exceções.

Em tese, a análise do comportamento dinâmico de hidrogeradores em condições transitórias poderia ter várias aplicações práticas importantes. Esta análise poderia ser utilizada na avaliação dos esforços dinâmicos atuantes nos principais componentes destas máquinas, na estimativa dos coeficientes dinâmicos dos seus mancais e até na detecção e no diagnóstico de defeitos incipientes. Entretanto, pelos motivos citados anteriormente, quase nada pode ser afirmado.

Este informe técnico tem por objetivo apresentar os resultados obtidos em uma primeira exploração do tema, mitigando de alguma forma a falta de informação sobre o assunto. Ele apresenta os resultados da análise do comportamento dinâmico de hidrogeradores durante transitórios mecânicos, restritos neste caso específico a partidas de máquina, com foco na avaliação dos esforços mecânicos transmitidos aos mancais de guia. O trabalho é baseado principalmente no processamento de sinais reais de vibrações, pressões e outros parâmetros dinâmicos de processo registrados durante o comissionamento da unidade geradora 18A da Usina Hidrelétrica de Itaipu. Adicionalmente, ele se fundamenta também em simulações numéricas feitas com a aplicação dos sinais reais citados em modelos matemáticos simplificados.

2.0 - ASPECTOS RELEVANTES DO DESENVOLVIMENTO DA ANÁLISE EFETUADA

2.1 Dados Experimentais Utilizados

A análise do comportamento dinâmico foi baseada no processamento dos sinais dinâmicos mostrados na Tabela 1, registrados durante os ensaios de comissionamento da unidade 18A. Os sinais foram registrados em duas condições distintas: durante partidas sem excitação do gerador e durante o ensaio de estabilidade hidráulica. A primeira condição caracteriza o tipo de transitório escolhido para uma primeira análise do comportamento dinâmico do hidrogerador. Foram utilizados no estudo os sinais gravados durante 06 partidas realizadas manualmente, com diferentes formas de aplicação de torque na partida, no período compreendido entre 02 e 21 de novembro de 2005.

Na segunda condição o hidrogerador operava em regime permanente, em 18 patamares de carga igualmente espaçados entre 0 MW e 763 MW, potências respectivamente correspondentes a aproximadamente 10% e 100% de abertura do distribuidor. Durante esses ensaios a queda bruta sofreu variações entre 117,4 metros, medidos no início dos ensaios, sem carga no gerador, a até 116,1 metros, medidos no final dos ensaios, com plena abertura do distribuidor (2). Os dados obtidos nessa condição serão utilizados como referência para a análise do comportamento dinâmico do hidrogerador durante transitórios.

Tabela 1 Sinais utilizados na análise do comportamento dinâmico

Grandezas Medidas	Siglas		
Vibração radial do eixo nos mancais guia superior (UGB), guia intermediário (COB) e guia da turbina (TGB) – direções X/Y ¹ .	SH-UGB-X SH-UGB-Y	SH-COB-X SH-COB-Y	SH-TGB-X SH-TGB-Y
Vibração radial absoluta do mancal guia superior (UGB), guia intermediário (COB) e guia da turbina (TGB) – direções X/Y.	BE-UGB-X BE-UGB-Y	BE-COB-X BE-COB-Y	BE-TGB-X BE-TGB-Y
Pressão na tampa da turbina (HCV-WPR), na entrada da caixa espiral (SCE-WPR) e no tubo de sucção (DRT-W-PR)	HCV-WPR	SCE-WPR	DRT-WPR
Velocidade de rotação da unidade e abertura do servomotor	ROTSPEED	SVOPEN	

2.2 Processamento dos Sinais e Simulações com Modelo Matemático

Foi utilizado o software científico livre Scilab (www.scilab.org) para o processamento dos sinais analisados e para as simulações com o modelo matemático para estimativa dos esforços dinâmicos transmitidos aos mancais de guia. Estas atividades envolveram o acondicionamento, a integração, a diferenciação e a filtragem de sinais, bem como a determinação de momentos estatísticos e espectros em frequência destes sinais.

2.3 Organização do informe técnico

O informe técnico descreve inicialmente o comportamento dinâmico do hidrogerador em regime permanente, para que se possa compará-lo com o comportamento durante eventos transitórios, apresentado em seguida. Na sequência o informe apresenta uma estimativa dos esforços dinâmicos transmitidos aos mancais de guia durante uma das partidas analisadas, com o uso de modelos analíticos simplificados. Finalmente, o informe técnico mostra uma análise dos resultados obtidos até o momento.

3.0 - COMPORTAMENTO DINÂMICO DA UNIDADE 18A EM REGIME PERMANENTE

A Figura 1 apresenta a variação de descritores² de alguns sinais dinâmicos da unidade 18A em função da abertura do distribuidor da turbina, obtidos a partir do processamento dos sinais registrados durante o comissionamento da unidade 18A. Nas seções seguintes serão apresentados comentários sobre o comportamento dinâmico desta unidade em regime permanente, organizados em quatro grandes grupos, em função da potência gerada.

¹ Direções das medições de vibrações: Direção X: Montante - Jusante; Direção Y: Margem Esquerda – Margem Direita, Direção Z – Axial, no sentido do gerador para a turbina.

² Valores pico-a-pico (*pp*) e valores médios quadráticos (*rms – root mean square*) dos sinais.

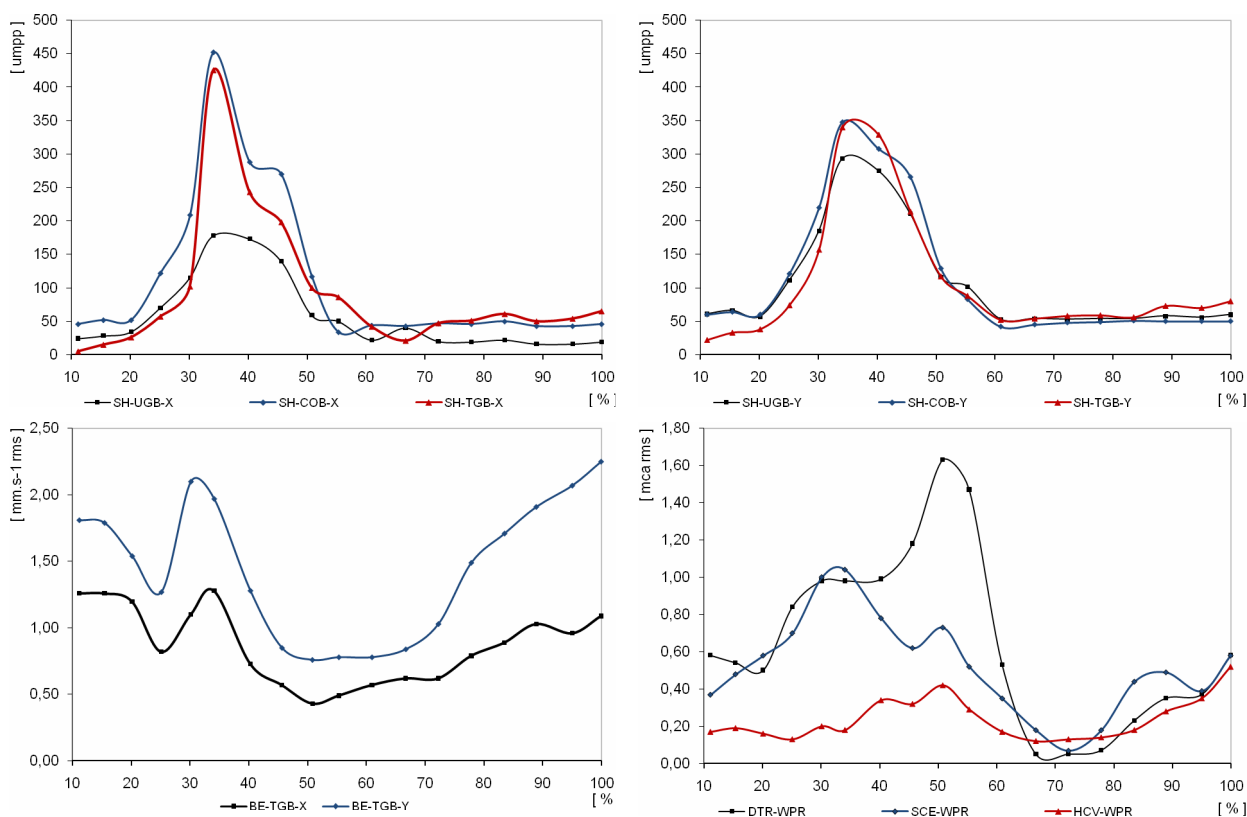


Figura 1 Comportamento dinâmico do hidrogenador em função da abertura do distribuidor. Superior: Vibrações do eixo – direções X (esquerda) e Y (direita). Inferior: Vibrações do mancal guia da turbina (esquerda) e Flutuações de pressão na turbina (direita).

3.1 Comportamento Dinâmico sem Carga

Quando a unidade geradora opera sem carga, ou seja, com aproximadamente 10% de abertura do distribuidor, as vibrações nos eixos ocorrem principalmente na frequência de rotação. Estas vibrações mostram também claras evidências da excitação de frequências naturais da linha de eixo da unidade geradora³, em especial próximo ao mancal da turbina. As diferenças observadas nas amplitudes das vibrações do eixo nas direções X e Y indicam significativa anisotropia na rigidez do filme lubrificante. Não há vibrações significativas nos mancais de guia superior e intermediário. As vibrações no mancal de guia da turbina têm um amplo espectro, com intensidades muito mais elevadas. Os valores globais na faixa de 0 a 250 Hz chegam a $1,8 \text{ mm.s}^{-1} \text{ rms}$ na direção Y. Há diversos componentes de oscilação na pressão na entrada da caixa espiral, da ordem de $0,5 \text{ mca rms}$, desde a frequência de rotação à cerca de 20 Hz.

3.2 Comportamento Dinâmico em Baixa Carga

Nesta faixa, compreendida entre 25% e 50% da abertura do distribuidor, as vibrações do eixo têm seus principais componentes próximo de um quarto da frequência de rotação (0,35 Hz), devido aos vórtices de baixa carga. Permanecem presentes os componentes na frequência de rotação e a anisotropia da rigidez dos filmes lubrificantes dos mancais de guia citada anteriormente. Com menor expressão, persistem os sinais de excitações das frequências naturais. Nas vibrações do mancal de guia da turbina predominam componentes em frequências abaixo de 1 Hz. As vibrações dos outros mancais continuam com baixa intensidade. As oscilações de pressão na frequência de 0,35 Hz superam $1,0 \text{ mca rms}$ na caixa espiral (30% de abertura) e $1,6 \text{ mca rms}$ no tubo de sucção (50% de abertura). As flutuações de pressão no tubo de sucção e as vibrações do eixo têm máximos em diferentes

³ Estas excitações, nas frequências de aproximadamente 3,6 Hz e 5,0 Hz, já haviam sido mostradas nas referências (3) e (4).

aberturas do distribuidor. A pressão tem flutuações mais elevadas próximo de 50% de abertura do distribuidor, enquanto que as vibrações do eixo mais elevadas ocorrem na abertura de 35%.

3.3 Comportamento Dinâmico Próximo ao Ponto de Projeto

Próximo ao ponto de projeto (*BEP – Best Efficiency Point*), com aproximadamente 70% de abertura do distribuidor (potência no gerador de 642 MW com a queda bruta do ensaio), as vibrações do eixo voltam a ocorrer principalmente na frequência rotação. Continuam presentes as anisotropias dos filmes lubrificantes e os sinais de excitação da frequência natural próximo de 5 Hz, nos três eixos. No mancal de guia da turbina permanece o comportamento observado anteriormente, com intensidades de $0,85 \text{ mm.s}^{-1}$ rms na direção Y. Nos demais mancais as vibrações têm baixas intensidades. Não há oscilações de pressão significativas nesta condição operativa.

3.4 Comportamento Dinâmico com Plena Abertura do Distribuidor

Com 100% de abertura do distribuidor, equivalente a uma potência ativa de 763 MW com a queda bruta do ensaio, as vibrações dos eixos têm suas principais componentes na frequência rotação. Ainda existem sinais de excitação de frequências naturais ao redor de 5 Hz, nos três eixos. No mancal de guia da turbina as vibrações continuam com um amplo espectro, com valor global de $2,3 \text{ mm.s}^{-1}$ rms. Nos outros mancais de guia as vibrações continuam inexpressivas. Na caixa espiral, no tubo de sucção e sob a tampa da turbina existem oscilações de pressão da ordem de 0,6 mca rms, na frequência de 0,35 Hz.

4.0 - COMPORTAMENTO DINÂMICO DA UNIDADE 18A EM REGIME TRANSITÓRIO

Esta análise do comportamento dinâmico foi feita sobre um conjunto de seis partidas da unidade 18A. A primeira observação a ser registrada é que ocorrem variações significativas no comportamento da unidade geradora, de um evento para outro. Neste trabalho, optou-se por apresentar o comportamento da unidade 18A durante uma partida ocorrida em 17.11.05, devido a este evento conter a maioria dos fenômenos observados no conjunto de partidas analisadas. As seções seguintes descrevem o evento, apresentam o modelo utilizado para estimar os esforços dinâmicos no mancal e os resultados obtidos nesta estimativa.

4.1 Análise do Comportamento Dinâmico Durante a Partida

A Figura 2 e a Figura 3 mostram o comportamento dinâmico dos principais sinais registrados durante a partida analisada. Seguem as principais observações feitas na análise do evento.

- Imediatamente antes da abertura do distribuidor as pressões da água na turbina mantinham-se em seus valores estáticos, impostos pelos níveis de montante e jusante da usina. Assim que se inicia o deslocamento dos servomotores ($t = 9 \text{ s}$) surgem variações abruptas nas pressões da caixa espiral (queda de 11% em relação ao valor estático), da tampa da turbina (elevação de 25%) e do tubo de sucção (elevação de 18%).
- Três segundos depois ($t = 12 \text{ s}$), ainda com a unidade parada, surgem intensas vibrações do eixo, com amplitudes da ordem da folga nominal dos mancais de guia ($400 \mu\text{m pp}$). As principais componentes destas vibrações estão nas frequências de 1,4 Hz, 3 Hz e 6 Hz. Simultaneamente surgem vibrações nos mancais, com destaque às frequências de 48 Hz no mancal guia superior e de 1,1 Hz no mancal guia intermediário do gerador. No mancal da turbina inúmeras frequências são fortemente excitadas na faixa de 0 a 40 Hz.
- Em $t = 13 \text{ s}$ surgem oscilações significativas na pressão da caixa espiral próximo a 8 Hz, com sinais claros de batimento. Estas oscilações atingem amplitudes de até 17 mca pp (15%) e se amortecem lentamente. Este comportamento repete-se a cada manobra abrupta nos servomotores do distribuidor. Em $t = 44 \text{ s}$ e em $t = 80 \text{ s}$, após fechamentos parciais dos servomotores, as oscilações de pressão na caixa espiral são intensificadas. Suas intensidades são proporcionais à velocidade dos servomotores e à amplitude das suas movimentações.
- Em $t = 14,5 \text{ s}$ a unidade geradora começa a rotacionar. As vibrações dos eixos têm amplitudes elevadas, da ordem de $400 \mu\text{m pp}$, com predominância na frequência de 5 Hz. Esta componente é a mesma observada em regime permanente, como pode ser visto nas seções 3.1 a 3.4. Há reflexos da componente citada na vibração do mancal guia superior, onde são muito mais intensas as vibrações próximas a 48 Hz. Esta vibração já havia sido observada em regime permanente, porém com amplitudes muito menores. Nos outros dois mancais de guia as vibrações têm amplo espectro. Este comportamento se mantém até próximo de $t = 40 \text{ s}$, quando o fechamento parcial dos servomotores altera o comportamento dinâmico da unidade geradora.
- Na janela de tempo compreendida 40 e 70 s, a velocidade varia entre 60% e 85% da velocidade de rotação nominal. Neste intervalo começam a se fazer presentes as vibrações do eixo na velocidade de rotação, em

especial no plano do mancal de guia superior. Entretanto, as componentes predominantes ainda estão em outras frequências, nas harmônicas da frequência de rotação e próximas de 3,6 e 5 Hz (veja seções 3.1 a 3.4). No mancal guia superior continuam definidas e intensas as vibrações entre 3 Hz e 7 Hz, bem como próximo de 48 Hz. Nos outros mancais de guia as vibrações permanecem com amplo espectro, embora já comecem a aparecer alguns agrupamentos de frequências.

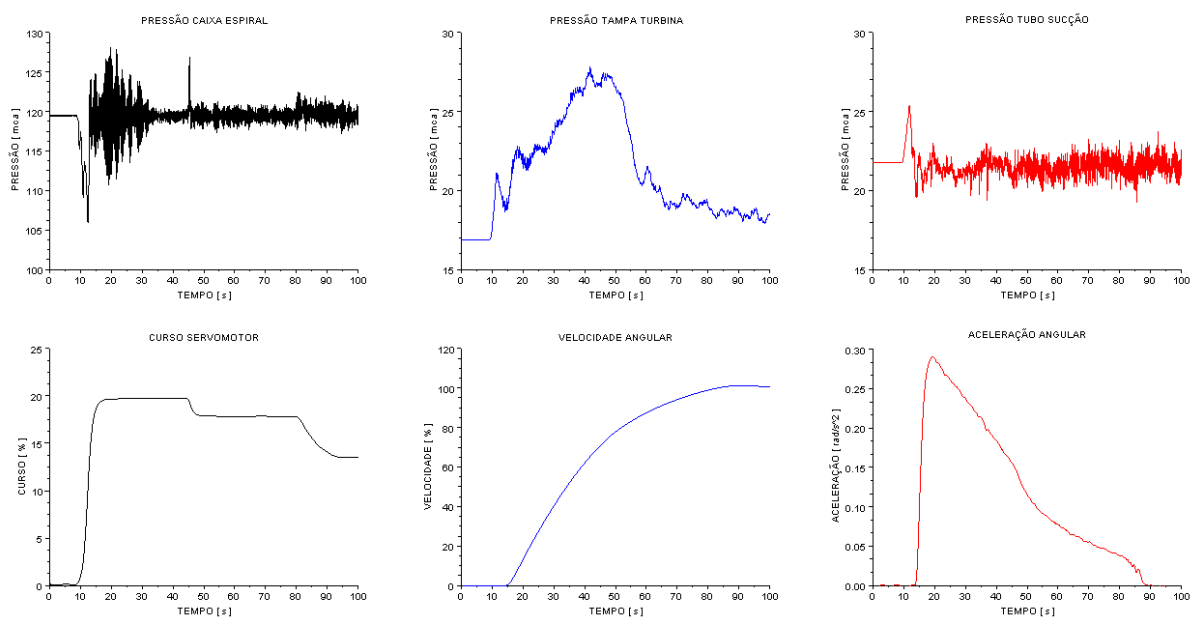


Figura 2 Pressões na caixa espiral, na tampa da turbina e no tubo de sucção (Superiores); curso do servomotor, velocidade angular e aceleração angular da unidade 18A (Inferiores) durante partida em 17.11.05.

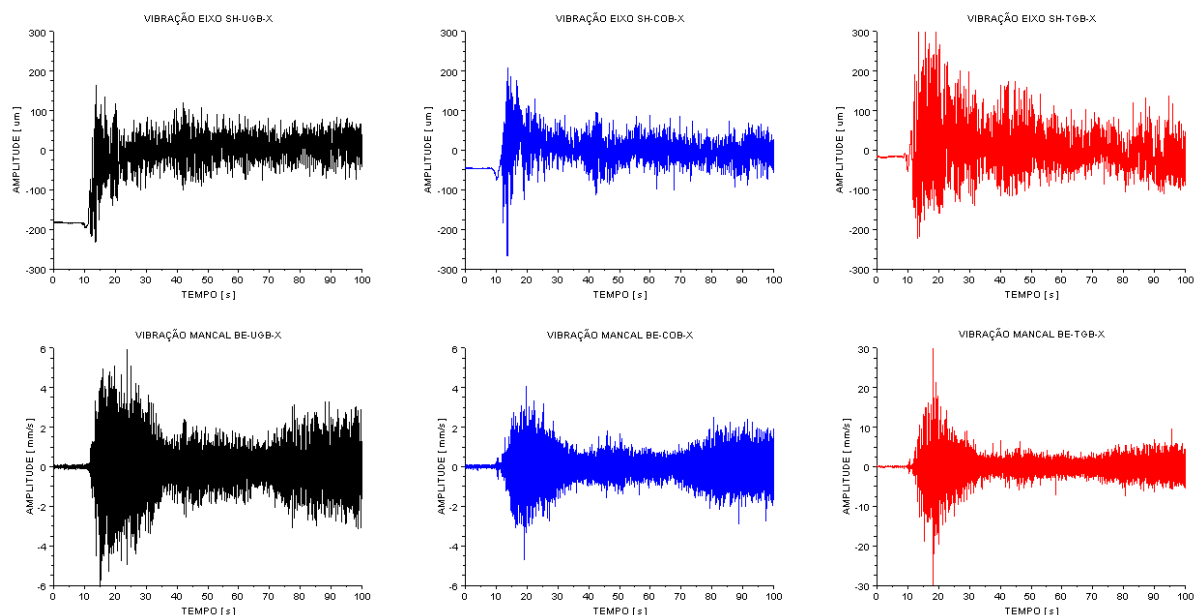


Figura 3 Vibrações do eixo (Superiores) e vibrações dos mancais de guia (Inferiores) durante partida em 17.11.05.

- f) A partir de $t = 70$ s a velocidade já supera 90% do valor nominal e o comportamento dinâmico sofre nova mudança. Dez segundos depois a velocidade já está praticamente estabilizada em 100% do valor nominal. Agora predominam as vibrações do eixo na frequência de rotação, embora também sejam visíveis vibrações

em 3,6 e 5,0 Hz. Contudo, a observação mais significativa em relação às vibrações do eixo vem da presença marcante dos componentes harmônicos da frequência de rotação, até próximo da quadragésima ordem. Em todos os mancais estão presentes agora vibrações na frequência de rotação. No mancal de guia superior continuam as vibrações entre 3 e 7 Hz, bem como ao redor de 48 Hz. No mancal de guia intermediário aparece também vibração em 61 Hz, sendo ainda digna de nota a presença de sub-harmônica e da segunda harmônica da frequência de rotação.

4.2 Estimativa dos Esforços Dinâmicos Transmitidos aos Mancais de Guia

Para estimar os esforços dinâmicos transmitidos às estruturas dos mancais de guia, será utilizado um modelo cujo princípio é mostrado na Figura 4. Será considerado que os esforços dinâmicos são transmitidos, da parte girante do hidrogerador às sapatas dos mancais, unicamente através do filme lubrificante. Serão desconsiderados os contatos diretos entre o eixo e as sapatas, sejam estes contatos por roçamentos ou por choques.

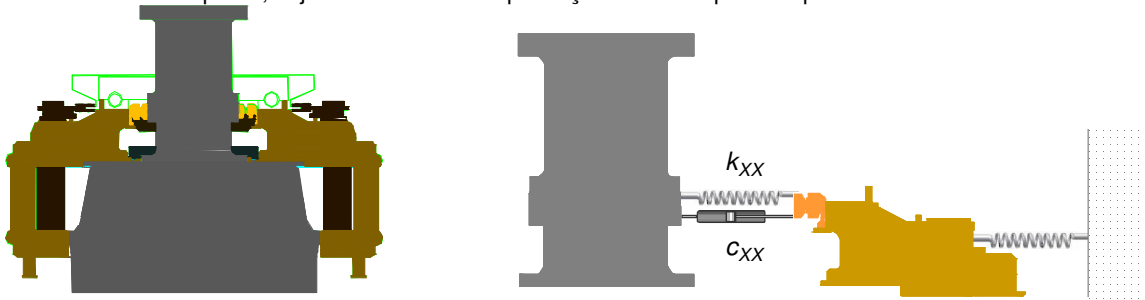


Figura 4 Modelo utilizado para estimativa dos esforços dinâmicos. Esquerda: vista em corte do mancal de guia da turbina. Direita: coeficientes de rigidez (k_{XX}) e de amortecimento (c_{XX}) do filme lubrificante do mancal.

As considerações acima implicam em uma análise dos coeficientes dinâmicos do filme lubrificante. Os esforços transmitidos pelo filme lubrificante de um mancal hidrodinâmico, em duas direções ortogonais (X e Y), relacionam-se com os deslocamentos (x e y) e as velocidades (x' e y') da vibração do eixo em relação ao mancal, de acordo com a equação seguinte.

$$\begin{Bmatrix} F_X(t) \\ F_Y(t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{XX} & k_{XY} \\ k_{YX} & k_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{XX} & c_{XY} \\ c_{YX} & c_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x'(t) \\ y'(t) \end{Bmatrix} \quad \text{Equação 1}$$

A Equação 1 é obtida após fazer-se uma série de considerações em relação ao modelo do mancal hidrodinâmico, dentre as quais, destacam-se: a) o escoamento é laminar e adiabático, sendo o lubrificante incompressível e Newtoniano; b) a geometria do mancal é perfeita, o eixo é circular e as sapatas estão simetricamente dispostas sobre uma circunferência, com uma única folga; c) as oscilações do eixo são pequenas o suficiente para permitir a relação linear mostrada na Equação 1. Evidentemente, é absolutamente improvável que todas estas considerações sejam satisfeitas em mancais de guia de grandes hidrogeradores, nos quais as folgas são da ordem de décimos de milímetros, os diâmetros podem alcançar 5 metros e é comum encontrar-se 12 ou 16 sapatas. Portanto, deve-se observar que os resultados obtidos são uma simples estimativa dos esforços atuantes no mancal.

Neste tipo de mancal de guia, com um número par de sapatas pivotadas e simetricamente distribuídas, os coeficientes dinâmicos cruzados são nulos ($k_{XY} = k_{YX} = 0$ e $c_{XY} = c_{YX} = 0$). Este fato, que pode ser verificado nas referências (6) e (7), desacopla a Equação 1, permitindo-se que as forças sejam expressas como:

$$\begin{aligned} F_X(t) &= k_{XX} \cdot x(t) + c_{XX} \cdot x'(t) \\ F_Y(t) &= k_{YY} \cdot y(t) + c_{YY} \cdot y'(t) \end{aligned} \quad \text{Equação 2}$$

onde k_{XX} e c_{XX} são os coeficientes dinâmicos do filme lubrificante, respectivamente o coeficiente de rigidez e o coeficiente de amortecimento na direção X , na qual é calculada $F_X(t)$. Ainda na Equação 2, $x(t)$ é o deslocamento do eixo em relação ao mancal, enquanto que $x'(t)$ é a velocidade com a qual este deslocamento é realizado.

Os transdutores que medem as vibrações relativas do eixo estão instalados nas estruturas que suportam as sapatas dos mancais de guia. Assim, os deslocamentos $x(t)$ e $y(t)$ são os próprios sinais mostrados na Tabela 1: SH-UGB-X/Y no plano do mancal de guia superior, SH-COB-X/Y no mancal guia combinado e SH-TGB-X/Y no mancal de guia da turbina. As velocidades $x'(t)$ e $y'(t)$ são obtidas pela diferenciação dos sinais anteriores em relação ao tempo, após um condicionamento adequado com filtro de média móvel, para minimizar o ruído.

Para estimar os esforços $F_X(t)$ e $F_Y(t)$ falta determinar os coeficientes dinâmicos, os quais geralmente são superestimados. Por exemplo, considerando-se uma carga estática desprezível no mancal, a referência (5) fornece 4000 MN/m para o mancal de guia superior. Na mesma condição, a referência (7) fornece 12.000 MN/m. Entretanto, utilizando os dados obtidos no balanceamento de duas unidades geradoras de projeto idêntico ao da unidade 18A, a referência (6) estimou esta mesma rigidez em 1200 MN/m para a unidade 14 e 2000 MN/m para a unidade 13. Neste trabalho serão utilizados dados obtidos nesta última referência.

Ainda há que se considerar que os coeficientes dinâmicos do filme lubrificante são sempre determinados para a condição de regime permanente. Assim, na análise de eventos transitórios deve-se considerar a influência da variação da velocidade de rotação do eixo. Adicionalmente, deve-se ter em mente que a folga do mancal e a viscosidade do óleo lubrificante podem ser significativamente diferentes quando se compara os valores encontrados durante uma partida com a máquina fria e durante a operação em regime permanente. Levando-se em consideração todos estes fatores, pode-se corrigir os coeficientes dinâmicos por (vide referência (6)):

$$k_{ij} = \frac{\mu \cdot \Omega}{\varphi^3} \frac{\varphi_0^3}{\mu_0 \cdot \Omega_0} k_{ij0} \quad , \quad c_{ij} = \frac{\mu \cdot \Omega}{\varphi^3} \frac{\varphi_0^3}{\mu_0 \cdot \Omega_0} c_{ij0} \quad \text{Equação 3}$$

A Equação 3 indica que o coeficiente dinâmico em uma dada condição (k_{ij} ou c_{ij}) pode ser estimado a partir dos coeficientes dinâmicos conhecidos em uma condição de referência (k_{ij0} ou c_{ij0}), corrigindo-se adequadamente as variações da viscosidade dinâmica do lubrificante (μ), da velocidade de rotação (Ω) e da folga do mancal (φ).

Os esforços dinâmicos obtidos aplicando-se o modelo anteriormente descrito aos mancais de guia da unidade 18A são mostrados na Figura 5. Os maiores esforços foram determinados no mancal guia da turbina, onde foram observadas amplitudes de até 90 kN pp.

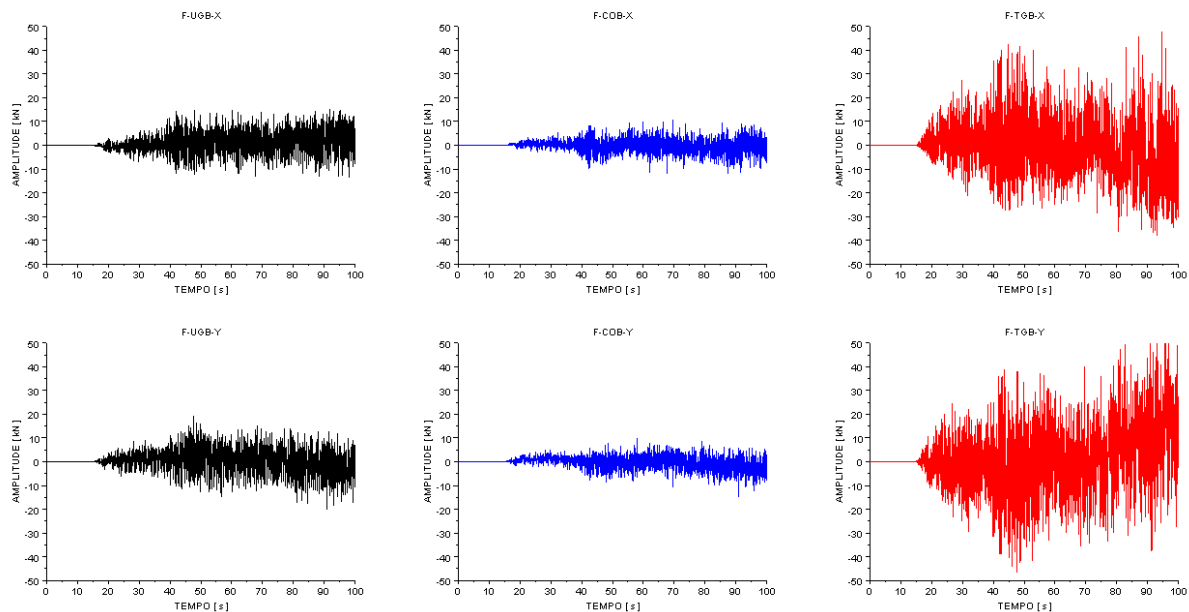


Figura 5 Esforços nos mancais de guia superior (F-UGB-X/Y), intermediário (F-COB-X/Y) e da turbina (F-TGB-X/Y).

5.0 - COMENTÁRIOS SOBRE OS RESULTADOS OBTIDOS

Com relação ao comportamento dinâmico durante a partida, verificou-se que assim que o distribuidor é aberto, mesmo antes de a turbina começar a girar, surgem elevadas vibrações dos eixos. Devido a choques dos eixos com os mancais, estes também apresentam vibrações elevadas, ainda com a unidade parada. À medida que a velocidade de rotação aumenta, as vibrações dos eixos e dos mancais diminuem, devido à formação dos filmes lubrificantes, que minimizam os choques e os roçamentos entre estas partes e mantêm os eixos centrados. Quando a velocidade chega próximo do valor nominal, os coeficientes de rigidez e de amortecimento do filme já são tão elevados que as forças transmitidas se intensificam, aumentando as vibrações dos mancais.



**XX SNPTEE
SEMINÁRIO NACIONAL
DE PRODUÇÃO E
TRANSMISSÃO DE
ENERGIA ELÉTRICA**

Versão 1.0
22 a 25 de Novembro de 2009
Recife - PE

O modelo utilizado para estimar os esforços dinâmicos durante a partida, embora simples, forneceu resultados plausíveis. Os esforços obtidos nas diversas partidas analisadas têm valores coerentes entre si e compatíveis com os esforços estáticos nos mancais, determinados na referência (6). Como era de se esperar, os maiores esforços dinâmicos durante a partida ocorrem no mancal guia da turbina. Estes esforços são crescentes com a velocidade, devido ao aumento linear da rigidez e do amortecimento do filme lubrificante com este parâmetro.

Embora tenham sido desconsiderados choques e roçamentos na determinação das forças dinâmicas transmitidas da parte girante às sapatas dos mancais de guia, as amplitudes iniciais das vibrações do eixo (da ordem das folgas dos mancais) indicam que estes fenômenos ocorrem no processo de partida. Contudo, a experiência mostra que em partidas normais, os choques e roçamentos observados não causam danos aos mancais.

Durante o processo de partida observaram-se oscilações de pressão pouco amortecidas na entrada da caixa espiral, nas frequências de 8 e 16 Hz, causadas pelas manobras de abertura e fechamento do distribuidor, chegando a amplitudes de quase 20 mca pp. Os efeitos destas oscilações de pressão, cujas intensidades são proporcionais à amplitude e à velocidade da abertura do distribuidor, ainda estão sendo examinados.

Foram observadas as excitações de diversas frequências naturais da unidade geradora na operação em regime permanente e no processo de partida. Variações anormais nestas frequências naturais, observadas no monitoramento do comportamento dinâmico do gerador em regimes transitório e permanente, poderiam indicar a presença de defeitos na unidade geradora.

6.0 - CONCLUSÃO

Este informe técnico apresentou os resultados de uma primeira análise do comportamento dinâmico de hidrogeradores durante transitórios mecânicos, feita a partir da análise de dados reais. A análise possibilitou uma clara compreensão do processo dinâmico da partida de hidrogeradores, a qual poderá ser empregada na análise da condição do hidrogerador no processo de monitoramento e na sua operação mais adequada. Muitos fenômenos e seus efeitos no hidrogerador ainda necessitam ser estudados convenientemente, como por exemplo, as oscilações de pressão na entrada da caixa espiral e os choques e roçamentos dos eixos nos mancais. O software científico livre utilizado para o processamento de sinais dinâmicos mostrou-se adequado e eficaz.

7.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) Vladislavlev, L.A. – Vibration of Hydro Units in Hydroelectric Power Plants – Amerind Publishing Company – Segunda Edição - New Delhi, 1979.
- (2) Itaipu Binacional – Ensaio de Estabilidade Hidráulica da Unidade 18A – Relatório 5215-50-19612-P-R0 – Divisão de Laboratório - Março de 2006
- (3) Brol, K.A. - Análise do Comportamento Vibratório de Máquinas Elétricas Rotativas com o uso de Modelos Matemáticos Simplificados para a Detecção de Defeitos - Estudo de Caso Aplicado à Unidade Geradora 09A da Itaipu Binacional – Unioeste – Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica - Novembro de 2008
- (4) Brol, K.B., Brol, K.A. e Brito Jr., G.C. - Dynamic Behavior of Large Rotating Electric Machines (Analysis with Simplified Analytical Mathematical Models) ISCORMA-4, Calgary, Alberta, Canada 27-30 – Agosto de 2007
- (5) Itaipu Binacional – Itaipu Hydroelectric Project – Engineering Features – Curitiba, Paraná - Março de 1994
- (6) Brito Jr., G.C. – Comportamento Dinâmico de Mancais de Guia de Hidrogeradores de Grande Porte – Dissertação de Mestrado – UNICAMP – Campinas, São Paulo - Junho de 1996
- (7) Strzekecki, S. e Brito Jr., G.C. – Dynamics of Tilting Pad Journal Bearings of Large Overall Dimensions Applied in Hydro Generating Units – III ENAM (Cigré), Foz do Iguaçu, Paraná - Novembro de 2006

8.0 - AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio do CEASB (Centro de Estudos Avançados em Segurança de Barragem) da FPTI (Fundação Parque Tecnológico Itaipu – vide www.pti.org.br).