

## **MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES EM ANÉIS DISTRIBUIDORES DE TURBINAS KAPLAN**

Waldir Corrêa de Oliveira Netto, [wcnetto@hotmail.com](mailto:wcnetto@hotmail.com)<sup>1</sup>

Fernanda de Oliveira Soares Sousa, [fernanda.ossousa@gmail.com](mailto:fernanda.ossousa@gmail.com)<sup>1</sup>

Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz, [adiniz@unb.br](mailto:adiniz@unb.br)<sup>1</sup>

Antônio César Pinho Brasil Júnior, [antonio.brasiljunior@gmail.com](mailto:antonio.brasiljunior@gmail.com)<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica  
Campus Universitário Darcy Ribeiro, Gleba A, Faculdade de Tecnologia, CEP: 70910-900 – Brasília-DF, Brasil

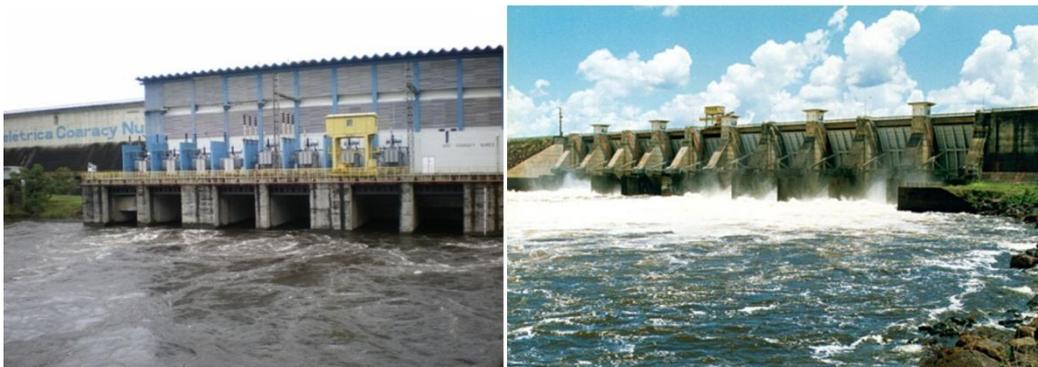
**Resumo** As unidades geradoras da Usina Hidrelétrica de Coaracy Nunes no Amapá passaram por um processo de repotenciação no ano de 2003. Desde então as máquinas 1 e 2 vêm apresentando um histórico de falhas peculiar em seus pinos de cisalhamento. Estes pinos de cisalhamento encontram-se no sistema de posicionamento das pás diretoras do distribuidor, servindo como dispositivo de segurança. As falhas dos mesmos causam grandes prejuízos econômicos e para o fornecimento de energia elétrica do estado. Este trabalho concentra-se em descrever o problema, mostrando um breve histórico de falhas dos pinos de cisalhamento, fazendo um estudo de caso. O trabalho descreve também a campanha de medição realizada para uma análise experimental do problema via monitoração da vibração. São descritos a instrumentação e o procedimento utilizados. Os dados obtidos na campanha de medição foram analisados e complementados com simulação numérica e análise modal. O procedimento de medição e as análises dos dados foram comparados com estudos anteriores, realizados dentro da parceria com a ELETRONORTE para avaliação das possíveis causas das falhas.

**Palavras-chave:** Pino de cisalhamento; Monitoração de vibração; Monitoração de turbinas; Estudo de caso

### **1. INTRODUÇÃO**

As unidades hidrogeradoras de Coaracy Nunes entraram em operação em 1975, contando então com duas turbinas Kaplan que geravam cada uma 20MW de energia elétrica. Esta unidades estão localizadas no estado do Amapá, mais precisamente no rio Araguari a 130Km de Macapá.

Tendo em vista o aumento da demanda de energia e o potencial hidrogerador do rio Araguari no trecho da Usina de Coaracy Nunes, na época da construção foi deixado um espaço para a instalação de mais uma turbina. No ano de 2000, confirmando-se as expectativas, foi instalada a terceira turbina, esta contando com a geração de mais 30MW. Três anos mais tarde as máquinas 1 e 2, passaram por um processo de repotenciação. Neste processo cada máquina aumentou sua capacidade de geração em 4 MW. Deste modo a UHE de Coaracy Nunes passou a ter uma capacidade de geração total de 78 MW.

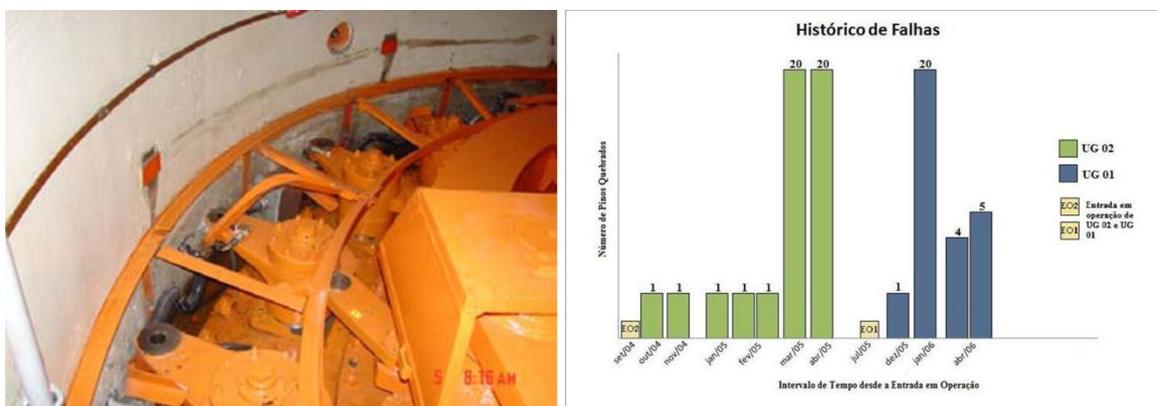


**Figura 1. Usina Hidrelétrica de Coaracy Nunes no rio Araguari no Amapá.**

Logo após a conclusão do processo de repotenciação, as máquinas 1 e 2 apresentaram falhas em seus pinos de cisalhamento. Os pinos de cisalhamento são componentes estruturais que fazem parte do sistema de controle de posicionamento das pás do distribuidor. O distribuidor é responsável pelo controle de vazão da turbina, sendo que suas pás são posicionadas de tal forma a otimizar o fluxo de água em direção às pás da turbina, em função da potência a ser gerada. Falhas nos pinos de cisalhamento são responsáveis por grandes transtornos, provocando danos mecânicos e prejuízos financeiros, além de comprometerem a capacidade de geração da usina.

As falhas na máquina #2 começaram quinze dias após a reentrada das máquinas em operação comercial. Desde então a ocorrência das falhas permaneceu até que em maio de 2005 ocorreu a falha dos 20 pinos de cisalhamento da máquina #2. Após este evento, todos os pinos foram trocados, contudo, decorrido um mês desde a troca dos pinos houve outro evento de falha generalizada. Deste modo oito meses depois da entrada em operação, foram contabilizadas 45 falhas na máquina #2.

A máquina #1 teve comportamento semelhante, pois, o primeiro evento de falha ocorreu em dezembro de 2005 cinco meses após a sua entrada em operação. O pino danificado foi trocado e quinze dias depois ocorreu falha de todos os vinte pinos de cisalhamento da unidade #1. Após substituição dos pinos, as falhas voltaram a ocorrer meses depois. Primeiramente, em abril de 2006, foi notificada a quebra de 4 pinos. Quatro dias após a substituição dos mesmos, houve a ocorrência de nova falha em 5 pinos, sendo que 4 em posição parecida com a que quebraram anteriormente. A fig. 2 mostra fotos dos estragos causados pela falha de 20 pinos simultaneamente e fig. 2 mostra um histórico de falhas indicando o número de pinos quebrados em cada acidente.



**Figura 2. Foto mostrando a falha de 20 pinos de cisalhamento (esquerda) e um histórico de Falhas das Unidades 01 e 02 (direita).**

Com o objetivo de entender o problema e propor soluções de projeto, foram feitos diferentes estudos cobrindo aspectos da mecânica estrutural e da mecânica de fluidos. Azevedo et al. (2009) realizaram estudos de análise de tensões no pino e cisalhamento do anel de regulação, no qual foram realizadas análises dos esforços admissíveis no pino de segurança, com a realização de modelagem numérica por meio do programa ANSYS™ para a análise da superfície de contato entre o pino e o sistema biela-manivela. No trabalho de Azevedo et al. (2009), foi realizada a análise química completa do material constituinte do pino de cisalhamento além de macrografias das superfícies fraturadas para investigação dos esforços principais atuantes na peça no momento da fratura. Estes estudos focaram na fadiga do pino e na simulação numérica dos efeitos da presença de esforços fletores sobre os pinos, sem contudo confirmar a presença destes. No tocante a mecânica dos fluidos foi conduzido um estudo de simulação numérica do escoamento em uma caixa espiral da máquina 1 da UHECN, com ênfase na análise dos esforços hidrodinâmicos nas pás diretrizes do anel distribuidor (Coelho et al., 2009). Neste estudo, foram consideradas as novas geometrias das pás fixas e pás diretrizes que compõem os distribuidores das máquinas 1 e 2 após a repotenciação. A partir desses estudos foram calculados os esforços transmitidos aos pinos de cisalhamento. Usando modelagem multicorpos determinaram-se os esforços atuantes nos pinos a partir dos torques atuantes sobre as pás do distribuidor (Sousa et al., 2009). Esse último trabalho permitiu verificar numericamente se os esforços atuantes sobre os pinos de cisalhamento atendiam às condições de projeto simuladas nos trabalhos anteriores.

Nesse presente artigo são apresentados os resultados de medições de vibrações realizadas nos pinos de cisalhamento na máquina #1 da UHE de Coaracy Nunes, com o objetivo de verificar a existência de possíveis esforços espúrios que possam causar flexão do pino, colocando o mesmo em uma condição de trabalho fora da condição de projeto. É feita também uma análise utilizando dados da última campanha de medição de vibração realizada na UHE de Coaracy Nunes (Lacemon et al., 2008), complementando com a comparação com resultados de análise modal numérica.

## 2. Descrição do Distribuidor

O distribuidor da turbina é constituído por um anel regulador, pelos conjuntos biela-manivela (onde localizam-se os pino de cisalhamento) e as pás. Na UHE de Coaracy Nunes o distribuidor possui 20 pás e seus respectivos conjuntos biela-manivela, como mostrado na fig. 3. O anel de regulação é movido por atuadores hidráulicos que, com o seu movimento, controlam o ângulo de abertura das pás diretoras. Isso é feito como mostrado nas figuras abaixo.

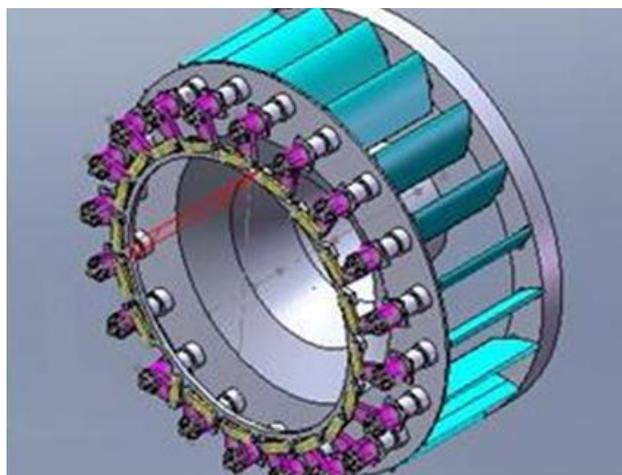


Figura 3. Desenho do distribuidor mostrando as pás diretoras em azul.

Posicionados tangencialmente ao anel regulador, os atuadores hidráulicos exercem força sobre o anel, ver fig. 4, fazendo o mesmo girar em torno do seu centro, regulando o ângulo  $\alpha$  através da biela e manivela. As pás diretoras encontram-se paralelas à reta que une os pontos C e O, a angulação das pás acompanham o ângulo  $\alpha$ . O pino de cisalhamento está localizado no ponto c mostrado na fig. 4, atuando como conector do conjunto biela-manivela, ver fig. 5 e como o próprio nome já diz, é um elemento feito para resistir a esforços de cisalhamento, funcionando como um fusível mecânico. Caso ocorra alguma sobrecarga no sistema, a falha do pino preservará outros componentes. Qualquer momento gerado pelo conjunto biela-manivela é transmitido ao pino de cisalhamento, que por sua vez resiste à tensão de cisalhamento devido ao torque gerado, funcionando de maneira análoga a uma chaveta em um eixo, sofrendo falha se a tensão atuante for maior do que a tensão admissível. Com uma possível falha deste dispositivo, as pás diretoras devem se alinhar e se estabilizar com o escoamento da água em torno das mesmas. Contudo tem-se observado que as pás diretoras não se alinham com o escoamento como esperado, e sim giram de maneira desordenada quando ocorre a falha de um pino, danificando outros elementos do distribuidor inclusive outras pás diretoras.

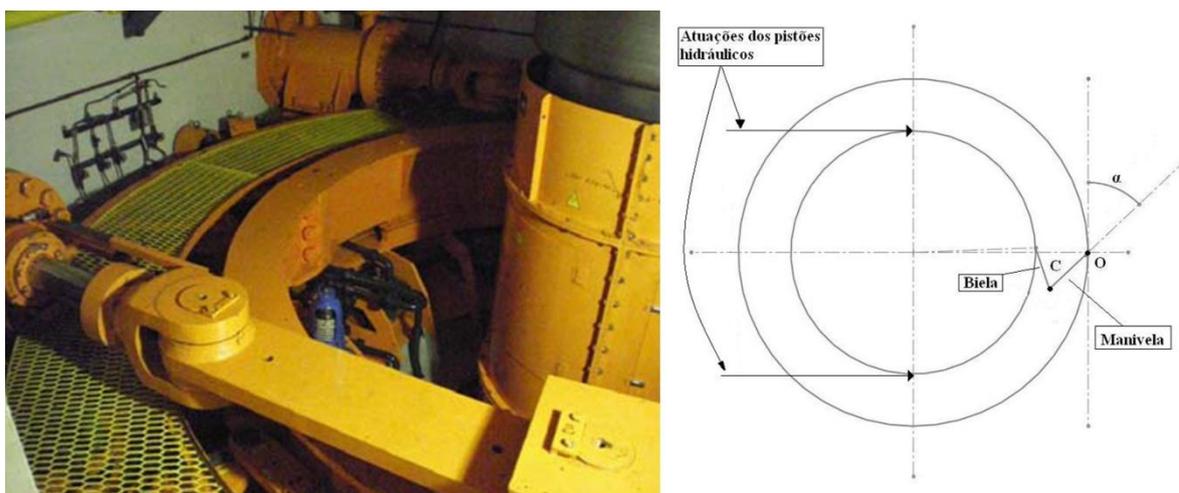


Figura 4. Parte do anel de regulação, mostrando um dos atuadores hidráulicos e desenho esquemático do sistema biela-manivela no anel regulador.

Deve-se observar que a montagem de todo o sistema é muito difícil devido as dificuldades de alinhamento dos conjuntos biela-manivela e o anel de regulação. Erros de alinhamento podem levar a flexão do pino de cisalhamento forçando os mesmos a trabalharem fora das condições de projeto. A montagem do sistema exige um rigoroso controle de folgas de modo a garantir o correto funcionamento e evitar esforços espúrios, não contabilizados no projeto.

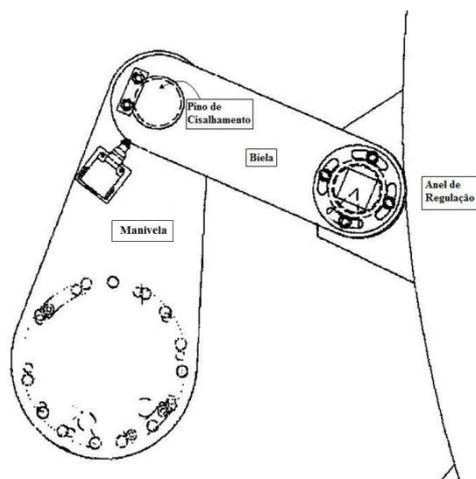


Figura 5. Esquema do sistema biela-manivela do anel distribuidor.

### 3. MEDIÇÕES E ANÁLISE

Medições de vibração foram realizadas para determinar os esforços dinâmicos atuantes no sistema. Para isso foram utilizados acelerômetros para captar sinais de alta frequência atuantes na estrutura. Acredita-se que estes sinais de alta frequência são responsáveis pelos eventos de falha no sistema biela-manivela. A passagem da água nas pás do distribuidor causa vibrações de alta frequência na estrutura, devido à presença de turbulência.

O aparato experimental é constituído de um acelerômetro tri-axial Brüel & Kjaer, tipo 4321 com faixa de frequência de 0.1kHz a 12kHz, um amplificador também Brüel & Kjaer modelo 2693.com 4 canais e um código executado em LABVIEW™ 8.2 Student Version para a aquisição dos dados. A importância de o acelerômetro ser tri-axial está no fato de capturar vibrações em três direções ortogonais entre si (x, y,z). Foram realizadas medições sob diferentes condições de funcionamento das unidades. As cargas de operação são de 90,8% para a máquina #1 e 93,7% para a máquina #2. O acelerômetro foi fixado na manivela, ver fig. 6, porque foi constatado que esta apresenta menos folgas e, portanto, ocasionaria menos ruídos nos sinais recebidos (Lacemon *et al.*, 2008).



Figura 6. Foto da montagem do acelerômetro na manivela e foto de um pino de cisalhamento que une a biela à manivela.

Em seguida foram plotados gráficos com os dados experimentais obtidos no domínio da frequência, ver fig. 7. Observando-se o espectro de frequência vê-se que entre a frequência de 300 Hz e 400 Hz valores maiores de vibração. É justamente neste intervalo que a simulação numérica feita no ANSYS™ calculou a frequência natural do primeiro modo de vibração. A excitação deste modo se dá devido ao gradiente de pressão da passagem da água nas pás do rotor, de acordo com Lacemon, 2008.

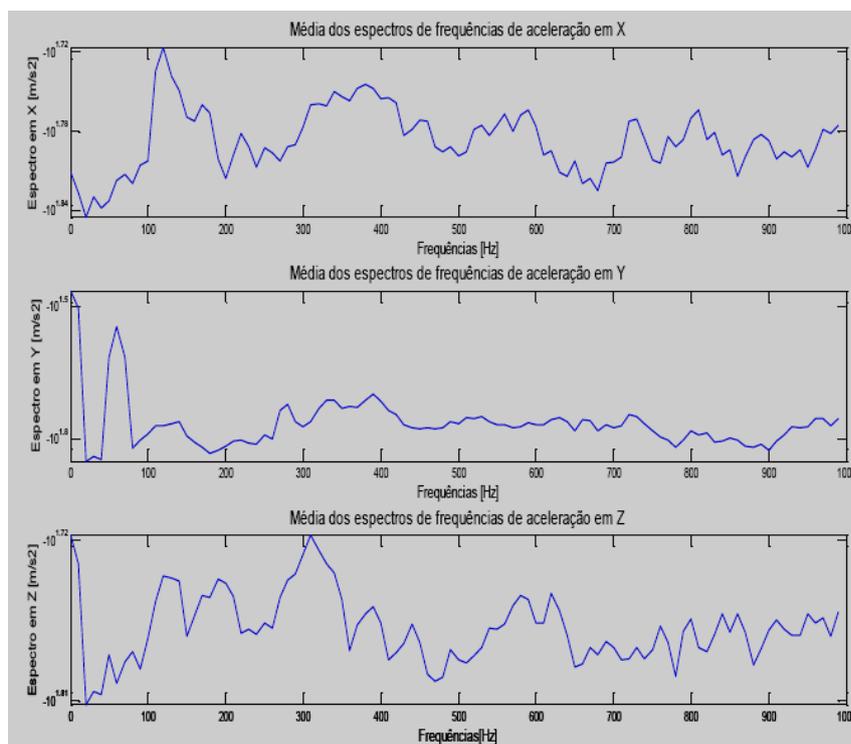


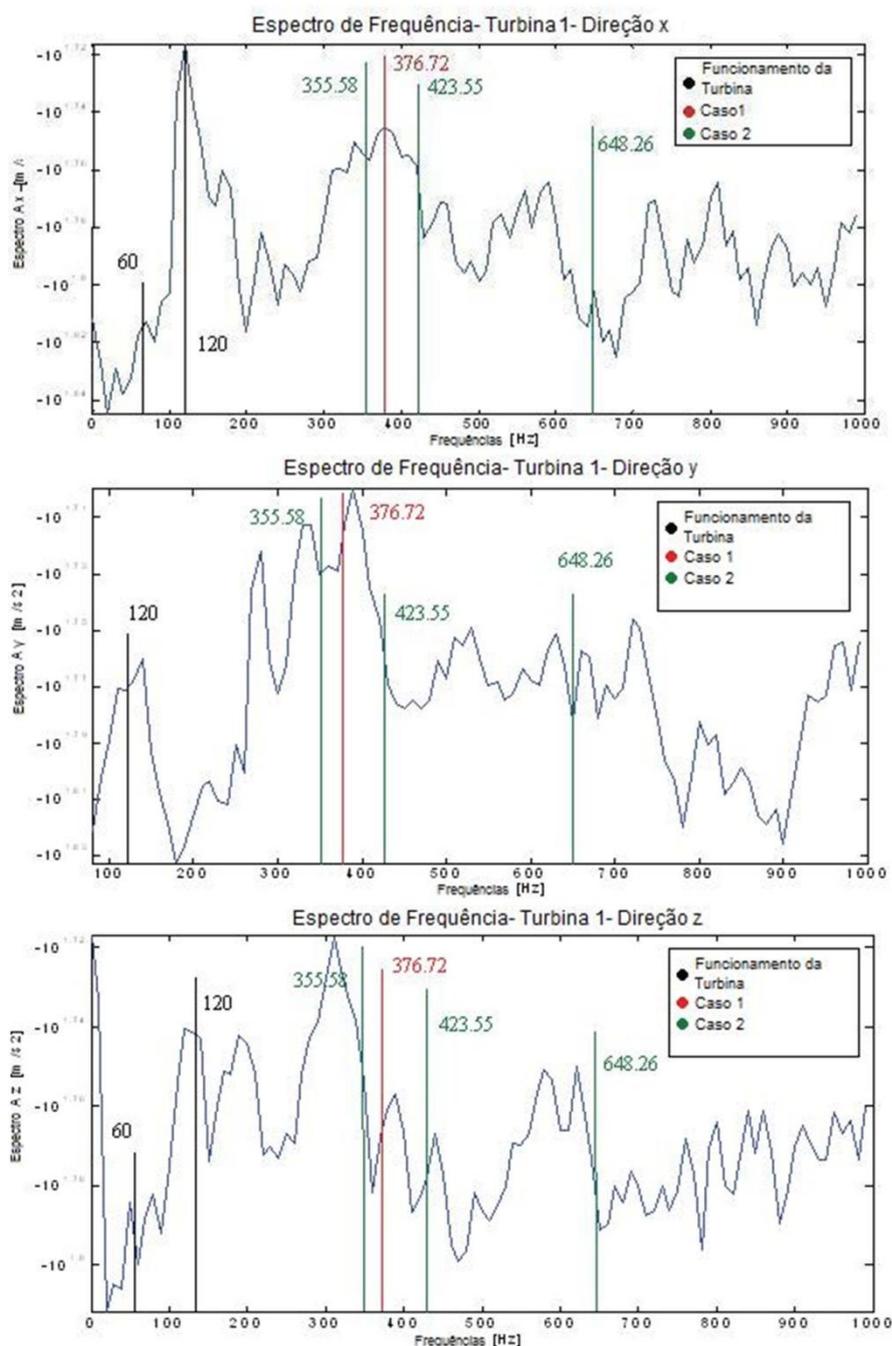
Figura 7- Gráficos de espectro de frequência das três direções x, y e z.

Foi gerada uma malha com elementos tetraédricos no *software* ANSYS™ para encontrar os cinco primeiros modos de vibração que estão na tabela seguinte. Na tab. 1 encontram-se valores das cinco primeiras frequências naturais em duas situações diferentes. A primeira situação (caso 1) é onde a manivela é fixada faceando com o nível de ligação com a pá e a biela é fixada ao anel de regulação. A segunda situação (caso 2) é onde a manivela é considerada como um apoio simples na ligação com o anel de regulação. Essas duas situações foram simuladas na tentativa de melhor aproximar o fenômeno físico visto a dificuldade de construção de um modelo mais complexo.

Tabela 1. Valores dos cinco primeiros modos de vibração calculados por elementos finitos.

Modos	Frequências (Hz)	Frequências (Hz)
	1° Situação	2° Situação
1	376,72	355,58
2	1009,1	423,55
3	1143,2	648,26
4	1450,7	1009,7
5	1636,5	1363,8

Analisando estes valores é fácil constatar que a segunda situação é a menos rígida uma vez que as frequências naturais são menores do que as da primeira situação. Isto acontece porque a manivela é considerada como um apoio simples. Destes resultados, pode-se concluir que a primeira frequência de vibração do sistema está entre 376,72 Hz e 355,58 Hz, pois, em dois casos distintos a simulação numérica forneceu valores relativamente próximos frente aos outros modos de vibração.



**Figura 8. Espectros de Frequência da turbina nas direções x, y e z.**

Os gráficos de espectros de frequência da fig. 8, que foram obtidos numericamente mostram que há alguns picos em torno das frequências naturais, o que indica que a estrutura pode estar sendo excitada em algumas frequências que são próximas das naturais. Nos três gráficos de espectro de frequência, os pontos de maior amplitude de vibração estão localizados perto das frequências de 376,72 Hz, do caso 1, e 355,58 Hz, do caso 2, o que leva a crer o primeiro modo de vibração está sendo mais excitado que outros quatro modos calculados. Nos gráficos na direção x, y e z, as amplitudes localizadas perto do primeiro modo, podem indicar esforço de flexão e axial no pino devido a uma excitação do primeiro modo de vibração, pois, a estrutura está vibrando em frequências muito próximas às frequências naturais calculadas no software ANSYS e porque valores de vibração medidos que estão nas direções x e y são direções que sugerem a presença de carregamentos dinâmicos perpendiculares à direção axial do pino de cisalhamento e as vibrações na direção z sugerem um carregamento axial no pino de cisalhamento, ver fig. 6. Esses resultados não indicam que esteja ocorrendo ressonância, mas que o sistema tende a vibrar de modo a forçar os pinos em flexão.

Seguem os modos de vibração calculados no ANSYS™ para o sistema biela- manivela- pino de cisalhamento, para os casos 1 e 2 mencionados acima

Tabela 2. Formas de deslocamento modal.

Modos	Caso 1	Caso 2
1	<p>Total Deformation_moded1_376,72Hz Type: Total Deformation Frequency: 376,72 Hz Unit: mm 14/7/2008 14:29</p>	<p>mode1 Type: Total Deformation Frequency: 355,98 Hz Unit: mm 14/7/2008 15:02</p>
2	<p>Total Deformation_moded2_1009,1Hz Type: Total Deformation Frequency: 1009,1 Hz Unit: mm 10/7/2008 11:32</p>	<p>mode2 Type: Total Deformation Frequency: 423,58 Hz Unit: mm 14/7/2008 15:03</p>
3	<p>Total Deformation_moded3_1143,2Hz Type: Total Deformation Frequency: 1143,2 Hz Unit: mm 10/7/2008 11:33</p>	<p>mode3 Type: Total Deformation Frequency: 648,26 Hz Unit: mm 14/7/2008 15:03</p>
4	<p>Total Deformation_moded4_1450,7Hz Type: Total Deformation Frequency: 1450,7 Hz Unit: mm 10/7/2008 11:33</p>	<p>mode4 Type: Total Deformation Frequency: 1099,7 Hz Unit: mm 14/7/2008 15:05</p>
5	<p>Total Deformation_moded5_1636,5Hz Type: Total Deformation Frequency: 1636,5 Hz Unit: mm 10/7/2008 11:34</p>	<p>mode5 Type: Total Deformation Frequency: 1363,8 Hz Unit: mm 14/7/2008 15:06</p>

Pode-se observar na tab. 2 que os modos mais críticos são os dois primeiros, pois possuem freqüências naturais de vibração menores e portanto mais próximos de serem excitados pela passagem da água nas pás diretoras do distribuidor. Nestes dois modos observa-se que há uma deformação de flexão do pino provocado pela deformação de flexão do sistema biela- manivela. Estas deformações são devido à forma modal que a estrutura possui nestes dois primeiros modos.

#### 4. CONCLUSÕES

As medições realizadas indicam que o sistema biela-manivela tende a vibrar de modo a aplicar esforços de flexão sobre os pinos de cisalhamento. Considerando a composição dos sinais de vibração medidos o pino de cisalhamento está sofrendo não só esforço de flexão, mas também esforço cisalhante. Estes fatores contribuiriam para o rompimento precoce do pino de cisalhamento.

As formas modais mostradas na tab. 2 indicam deformações causadas por esforços de flexão em todos os modos calculados e em ambos os casos.

Folgas presentes na ligação da manivela com o anel de regulação e a pá diretora podem estar aumentando os esforços dinâmicos causados pela vibração do sistema. Uma revisão do projeto de tolerâncias dos componentes de ligação do anel de regulação do distribuidor pode ajudar a diminuir a incidência de falhas nos pinos de cisalhamento.

Os trabalhos convergem para a indicação da presença de esforço de flexão sobre o pino. Deve-se considerar que esforços de flexão que levam os pinos a sofrerem escoamento podem causar um desalinhamento do sistema de movimentação da pá o que aumentaria ainda mais os esforços de flexão sobre os pinos de cisalhamento, que aliado com as características cíclicas dos esforços levaria os pinos a falharem sob fadiga.

Conclui-se que a combinação de vários fatores concorrem para submeterem os pinos de cisalhamento a uma condição de trabalho diferente da projetada. Os estudos realizados e as medições feitas permitiram um detalhamento dos vários fatores envolvidos no problema, na indicação precisa de causas e, conseqüentemente, na contribuição para a solução do problema com base em um minucioso estudo técnico.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Azevedo, C.R.F. ; Magarotto, D. ; Araújo, J.A. ; Ferreira, J.L.A., 2009, "Bending fatigue of stainless steel shear pins belonging to a hydroelectric plant." Engineering Failure Analysis, v. 16, p. 1126-1140, 2009;
- Coelho, J.G. ; Noletto, L.G.; Brasil Jr, A.C.P., 2009, "Scale adaptative simulation of the turbulent flow inside the spiral casing of a Kaplan turbine". In: 20<sup>th</sup> International Congress of Mechanical Engineering – COBEM 2009;
- De Moraes, J.A., 2007 "Análise de tensões no pino de cisalhamento do anel de regulação da unidade #1 da usina Coaracy Nunes", Projeto de Graduação, Departamento de Engenharia Mecânica, UnB, 2007;
- Lacemon Gladys, 2008, "Étude des efforts mécaniques dans les anneaux distributeurs de turbines hydrauliques de type Kaplan. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade de Brasília (UnB) e Institut des Sciences et Techiques de L Ingenieur de Lyon (ISTIL), 2008;
- Sousa, F.O.S., Noletto, L.G., Diniz, A.C.G.C.; Brasil Jr, A.C.P., 2009, "Hydrodynamic Loads on a Hydraulic Turbine Wicket Gate", In: 20<sup>th</sup> International Congress of Mechanical Engineering – COBEM 2009;

#### 6. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído neste trabalho.

## VIBRATION MEASUREMENTS IN KAPLAN TURBINE WICKET GATE

Waldir Corrêa de Oliveira Netto, [wcnetto@hotmail.com](mailto:wcnetto@hotmail.com)<sup>1</sup>

Fernanda de Oliveira Soares Sousa, [fernanda.ossousa@gmail.com](mailto:fernanda.ossousa@gmail.com)<sup>1</sup>

Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz, [adiniz@unb.br](mailto:adiniz@unb.br)<sup>1</sup>

Antônio César Pinho Brasil Júnior, [antonio.brasiljunior@gmail.com](mailto:antonio.brasiljunior@gmail.com)<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica  
Campus Universitário Darcy Ribeiro, Gleba A, Faculdade de Tecnologia, CEP: 70910-900 – Brasília-DF, Brazil

**Abstract:** *The generators units of the Hydroelectric Plant of Coaracy Nunes, in the state of Amapá, Brazil, went through a process of repowering in the year of 2003. Ever since the turbines 1 and 2 have presented a peculiar failure history at its shear pins. These shear pins are in the system of positioning of each guiding vanes, working like a safety device. The failures of the pins causes serious damages for the economic activity and for the electric power supply for the state of Amapá. This work focuses in describe the problem, showing a brief history of failure of the shear pins, as a case study. This work also describes the campaign of measurements that was realized for an experimental analysis of the problem using vibration monitoring. The instrumentation and the procedure are also described. The data obtained in the campaign of measurements has been analyzed and complemented using numerical simulations and modal analysis. The measurements and the analysis of the data were compared with previous studies, which were realized in partnership with ELETRONORTE, for an appropriate evaluation of the possible causes of the failures.*

**Key-words:** *Shear pin; Vibration monitoring; Turbines monitoring; Case study.*