

GGH/021

21 a 26 de Outubro de 2001  
Campinas - São Paulo - Brasil

## GRUPO I GRUPO DE ESTUDO DE GERAÇÃO HIDRÁULICA – GGH

### PROBLEMAS NOS ROTORES FRANCIS DA UHE TRÊS IRMÃOS

Luis Tadeu Lopes de Freitas (*)	CESP	Benedito Márcio C. Oliveira	ALSTOM
Jean Doyon	ALSTOM	Carlos J.Rocha O.Castro	ALSTOM

#### RESUMO

O trabalho consiste na apresentação dos problemas ocorridos nos rotores da Usina Hidrelétrica Três Irmãos (localizada no rio Tietê, no Oeste Paulista, entre os municípios de Andradina e Pereira Barreto, a 28 km da confluência com o rio Paraná, distante 624 km da cidade de São Paulo) e a investigação e análise das causas.

A Usina Hidrelétrica Três Irmãos é dotada de 05 (cinco) turbinas Francis de mesmo projeto (ALSTOM), porém fabricadas em cooperação pela ALSTOM Brasil, pela ALSTOM Grenoble e pela VOITH HYDRO.

As turbinas com 6,96 m de diâmetro de saída, fornecem uma potência máxima de 165,4 MW cada e operam sob uma queda de 44,55 m. Os rotores são fabricados em aço carbono com revestimento de inox nas regiões mais sujeitas à cavitação.

Os problemas foram detectados durante as inspeções de rotina, em algumas das pás de cada um dos rotores.

As tecnologias de fabricação, bem como os materiais usados foram diferentes em cada uma das turbinas. O principal problema detectado foram algumas trincas nas pás, e que surgiram em diferentes posições, possuíam características distintas em alguns dos rotores e surgiram em diferentes momentos na vida de cada turbina. Estas diferenças tornavam possível que as trincas fossem causadas por uma ampla gama de fatores.

Para determinação das causas principais, a ALSTOM Power em cooperação com a CESP executou uma campanha de pesquisa que incluiu análises metalúrgicas do material base e das soldas, avaliação

das condições operacionais das turbinas, estudos teóricos de fadiga e modos próprios de vibração e um ensaio de extensometria com a turbina em funcionamento.

O objetivo final foi verificar se há alguma fonte hidráulica de excitação de vibração próxima a uma das frequências naturais do rotor, em qual ou quais dos modos as tensões dinâmicas são maiores, e a partir desses resultados determinar quais as modificações necessárias no rotor para eliminar o problema.

Os valores medidos foram comparados com as especificações e memoriais do projeto, mostrando que os valores medidos são em geral inferiores aos calculados.

Dada a consistência geral dos resultados, parece razoável aceitar que os valores medidos sejam representativos do comportamento das pás nas condições dos ensaios. As tensões estáticas seguem, em linhas gerais, uma relação aproximadamente linear com a potência exigida da máquina. As variações dinâmicas observadas, durante os registros feitos, mostraram um comportamento altamente não linear.

Finalmente, a análise sob o aspecto de fadiga constatou que, para uma faixa de carga parcial, a vida útil esperada estava aquém do desejável, optando-se por restringir a operação para cargas inferiores a 130 MW.

**PALAVRAS-CHAVE:** Hidrelétrica, Turbina, Rotor, Francis, Trinca.

#### 1.0 INTRODUÇÃO

A primeira constatação de trincas nos rotores Francis da UHE Três Irmãos foi na parada para manutenção preventiva periódica e reparos de cavitação na UG-01.

CESP – Companhia Energética de São Paulo

End: Rua da Consolação 1875, 9º andar - São Paulo – SP, CEP: 01301-100

TEL: (0xx11)234-6166 , FAX: (0XX11)234-6924, E-MAIL: luis.freitas@cec.cesp.com.br:

Após esta ocorrência a CESP fez um programa de inspeções nas demais unidades, sendo verificadas trincas em todas as turbinas, conforme Tabela 1.

TABELA 1  
Ocorrências de Trincas nas Turbinas

Unidade Geradora	Entrada em operação	Constatação de trincas	Horas em operação
01	28/11/1993	04/10/99	45.720
02	12/05/1994	14/02/00	35.613
03	30/07/1996	13/03/00	19.350
04	21/11/1998	10/04/00	10.609
05	23/01/1999	26/04/00	5.797

Durante os reparos na UG-01, foi consensado que a causa principal das trincas foi falha no processo de soldagem ou falha na estrutura metalográfica da pá. Quando da ocorrência das trincas na UG-02, de características semelhantes, foi confirmada esta posição. Este fato era ratificado pelos memoriais do cálculo estrutural do rotor que não indicavam valores acima dos especificados.

Com a ocorrência de trincas na UG-03, que de acordo com a análise preliminar, não tinha probabilidade de iniciar trincas, uma vez que foi fabricada com processo de soldagem diferente, nos reparos provisórios efetuados foram aumentados os raios na junção das pás com a coroa e reforçadas as pás.

A CESP relatou sua experiência em ensaios anteriormente realizados na UHE Ilha Solteira para determinar as tensões dinâmicas em pás de rotor, através do IPT e, sugeriu a realização destas medições na UHE Três Irmãos, com o objetivo, de tirar quaisquer dúvidas, quanto a existência de fenômenos não previstos no modelo de cálculo do rotor.

A ALSTOM, firmemente interessada em definir o assunto, iniciou um extenso programa de análise das trincas, sob todos os aspectos (hidráulico, estrutural, fabricação e condições operativas), incluindo diversos ensaios, inclusive extensimetria com a turbina em funcionamento.

Este último, executado com o apoio do IPT, consistiu na análise das tensões e vibrações em diversos pontos do rotor, com a utilização de strain-gauges e acelerômetros totalizando mais de 100 (cem) canais de aquisição de dados registrados e acompanhados em tempo real, em um tipo de ensaio pioneiro pelo seu modo de execução e abrangência. Foi adotada uma metodologia que ajudou a cobrir todas as condições de operação típicas da turbina e as condições mais críticas, como a rejeição de carga. Um cuidado especial também foi tomado para que os dados obtidos em cada canal não apresentassem defasagem no tempo, para que pudessem ser avaliados em conjunto.

Foram feitos também ensaios de frequências naturais da turbina. Os cálculos teóricos fornecem as frequências próprias em cada um dos modos de vibração, no ar. Porém o efeito do amortecimento da água sobre as frequências de vibração não é bem conhecido.

Normalmente, usa-se um fator de correção. No caso da UHE Três Irmãos devido à necessidade de precisão dos resultados, foi feito um ensaio de vibração, com o uso de acelerômetros, fora da água (para validar os cálculos) e dentro d'água, com a turbina cheia, por um mergulhador contratado pela CESP. Com isto pôde-se calibrar o fator de amortecimento da água.

Estes testes foram precedidos de um ensaio de comportamento hidráulico, como pressão em pontos da caixa espiral, tampa e tubo de sucção, em diversas condições de funcionamento.

No final da seção de medidas, em cada ocasião, foram repetidas as leituras na condição máquina parada e medida a variação do zero (deriva do zero) durante intervalo de tempo gasto nessas operações. Finalmente, foram tiradas as médias entre as leituras feitas com zero inicial e com zero final. Em relação à confiabilidade das leituras, os resultados foram bastante consistentes. As tensões estáticas seguem, em linhas gerais, uma relação aproximadamente linear com a potência exigida da máquina. As variações dinâmicas observadas, durante os registros feitos, mostraram um comportamento altamente não linear.

Dada a consistência geral dos resultados, parece razoável aceitar que os valores medidos sejam representativos do comportamento das pás nas condições dos ensaios.

### 1.1 Características das turbinas

As principais características das turbinas são dadas na Tabela 2.

TABELA 2  
Principais Características das Turbinas

Projetista:	ALSTOM
Tipo:	Francis
Número de pás:	12
Diâmetro externo máximo:	7,195 m
Potência nominal:	165,4 MW
Vazão nominal:	408,34 m <sup>3</sup> /s
Queda nominal:	44,55 m
Rendimento máximo:	93,7%
Velocidade rotação:	85,7 rpm (horário)

## 1.2 Características das trincas

UG-01: trincas na junção pá-coroa na saída d'água nas pás 01,02,05,06,07 e 12; trincas passantes nas pás: 01 e 07.

UG-02: trincas na junção pá-coroa na saída d'água nas pás 04,08 e 10.

UG-03: trincas na junção pá-coroa na saída d'água nas pás 03,05,06,07,08, 09, 11 e 12; trincas na junção pá-cinta na entrada d'água nas pás 02, 07,08 e 11; trincas na junção pá-cinta na saída d'água nas pás 14.

UG-04: trincas na junção pá-cinta na entrada d'água em todas as pás; trincas passantes nas pás: 02 e 03.

UG-05: trincas em pelo menos 9 pás detectadas através de inspeção subaquática.

Ver trincas nas Figuras 1 e 2.



FIGURA 1  
Trinca pá-cinta

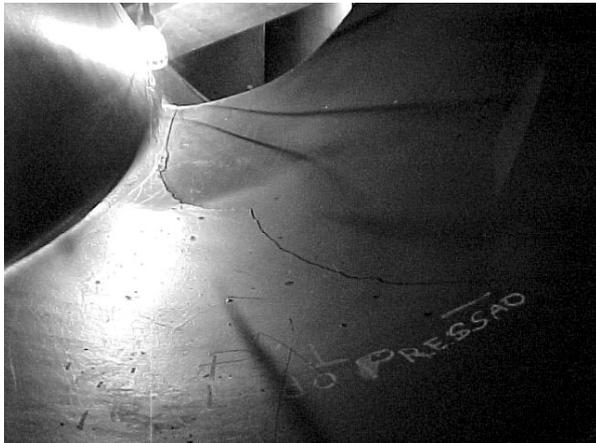


FIGURA 2  
Trinca pá-cubo

Resumo:

UG-01 e 02: unicamente na região pá-coroa;

UG-03: trincas nas regiões pá-coroa e pá-cinta;

UG-04 e 05: unicamente na região pá-cinta.

## 1.3 Processos de fabricação

As principais características construtivas dos rotores das turbinas são dadas na Tabela 3.

TABELA 3  
Características Construtivas dos Rotores

	UG-01, UG-02	UG-03	UG-04, UG-05
Pá	Ch.lam. E36-4 Z35	ASTM A643 gr.A	ASTM A643 gr.A
Coroa	ASTM A643 gr.A	ASTM A643 gr.A	ASTM A643 gr.A
Cinta	Ch.lam. E36-4 Z35	ASTM A643 gr.A	ASTM A643 gr.A
Processo soldagem	GFF	Eletrodo revestido	GFF
Tratamento térmico	Sim	Sim	Sim
Fabricante	ALSTOM França	ALSTOM Brasil	Voith Brasil

## 2.0 OPERAÇÃO DAS UNIDADES

A CESP sempre procura operar suas unidades geradoras dentro das faixas operativas das especificações nos prazos estabelecidos nas garantias contratuais. Uma análise dos dados operativos das UGs, permite concluir:

- o nível de jusante permaneceu sempre abaixo do NJ normal (282,50m) e acima do NJ mínimo normal (279,60m), sendo o nível médio bem próximo do mínimo normal;
- a queda bruta permaneceu sempre abaixo da máxima sem redução de potência (48,40m) e acima da mínima sem redução de potência (40,05m), sendo a queda bruta média próxima a nominal (45,85m).

Com base nestes dados, podemos concluir que as Unidades Geradoras sempre operaram dentro da limitação de potência contratual, ou seja, acima de 120 MW (uma vez que não haviam sido instalados os compressores de cargas parciais) e com níveis de jusante da usina permanecendo acima do mínimo normal.

É importante ressaltar, que contratualmente a turbina poderá operar em toda faixa operativa com segurança e sem vibrações. As restrições de níveis referem-se a limitações quanto a cavitação e a perda de potência.

## 3.0 RESULTADOS DOS ESTUDOS

Conforme acordado com a CESP, a ALSTOM realizou uma série de estudos, sob os aspectos hidráulico, estrutural, fabricação e condições operativas, validados

com as medições realizadas numa turbina, cujos resultados são descritos nos itens seguir.

### 3.1 Cálculos estruturais

#### 3.1.1 Cálculo estático do rotor – modelo global

Foi feito um novo cálculo do rotor pelo método dos elementos finitos para verificar o nível de tensões estáticas. Estes cálculos foram feitos para o rotor com a geometria original e para o rotor reforçado com o aumento da espessura das pás, ver Figura 3.

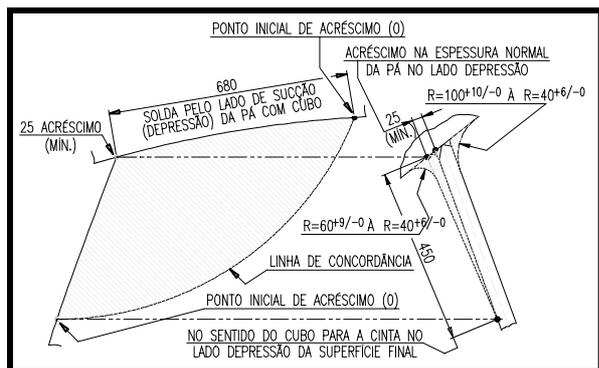


FIGURA 3  
Reforço no rotor original

Os valores especificados, são  $1/3 Re$  para operação em sincronismo e  $2/3 Re$  para o disparo. Para o aço ASTM A643 Gr A, correspondem a 91,7 e 183 MPa, respectivamente, com valores conservativos.

Os resultados, comparados com os memoriais de 1984, são apresentados na Tabela 4. Os valores de pico não são reais, são função do erro numérico devido a descontinuidade geométrica.

TABELA 4  
Cálculo Estático (valores da tensões em MPa)

	Potência Máxima 165 MW	Carga parcial 120 MW	Disparo - 173 rpm
<b>Pá-coroa linear.</b>			
1984	79 (sucção)		91 (sucção)
1999	81 (sucção)	64 (sucção)	80 (sucção)
reforçado	55 (sucção)		84 (sucção)
<b>Pá-cinta linear</b>			
1984	76 (pressão)		99 (pressão)
1999	105 (pressão)	85 (pressão)	81 (pressão)
reforçado	102 (pressão)		80 (pressão)
<b>Pico</b>			
1999	202	149	145
reforçado	153		139

Observa-se que o aumento local da espessura da pá conseguiu reduzir as tensões no bordo de saída em aproximadamente 32%, sem efeito negativo na cinta.

#### 3.1.2 Cálculo estático - submodelo com o raio da solda

Este cálculo não foi efetuado na época do projeto do rotor original.

O cálculo sem levar em conta o raio da solda leva a valores de tensões mais altos, devido a transição brusca nas junções.

Este submodelo foi aplicado tanto para o rotor original quanto para o rotor reforçado, cujas tensões máximas (MPa) são mostradas na Tabela 5.

TABELA 5  
Submodelo com o Raio da Solda

	Original	Com reforços
Modelo sem raio de ligação	202	153
Modelo com raio de ligação	140	98

A tensões máximas neste submodelo levando em conta o raio da solda, chegam até 140 MPa, cerca de 45% inferiores ao obtido no modelo global.

### 3.2 Análise modal

A análise espectral das medições com os extensômetros e com os acelerômetros não mostraram nenhuma ocorrência de ressonância da estrutura da roda.

### 3.3 Medições dinâmicas

Os cálculos estáticos e a análise modal não puderam explicar as causas das trincas nos rotores. Portanto, as medições no protótipo seriam necessárias.

Os ensaios foram realizados na UG-04, em junho/2000, sendo a máquina instrumentada em 114 pontos medidos simultaneamente (88 extensômetros, 8 acelerômetros, 1 tomada de pressão no rotor; 8 extensômetros no eixo; 2 extensômetros no cone suporte; 4 tomadas de pressão fixas – caixa, distribuidor, acima do coroa, difusor; potência, rotação e abertura do distribuidor.

As tensões estáticas são de mesma ordem que as tensões calculadas pelo método dos elementos finitos e dentro das especificações técnicas do projeto, tanto para a junção pá-coroa, quanto para a junção pá-cinta.

As tensões dinâmicas (RMS) são obtidas pela análise espectral e as tensões dinâmicas críticas estão na faixa de operação de 50 até 130 MW, conforme Tabela 6.

TABELA 6  
Medidas de Tensões Dinâmicas  $\sigma$ (MPa)

Potência - MW	Pá-cinta	Pá-coroa
50	14,5	9,7
100	18,1	10,5
115	20,7	12,2
130	9,9	5,3
145	5,2	3,1
165	3,6	2,4

Nas medições não foi possível identificar uma frequência de excitação igual a uma frequência natural para o rotor.

Uma análise dos espectros indica que, na potência máxima quase toda a energia é liberada na frequência de 37,1 Hz, que representa a excitação das palhetas diretrizes sobre o rotor. A amplitude das tensões estáticas é bastante baixa (3,45 MPa), correspondendo a um funcionamento ideal.

Para a potência de 115MW, o espectro muda completamente. Não tem mais a predominância da excitação das palhetas diretrizes, com a maior parte da energia liberada próximo a 19 HZ.

### 3.4 Fadiga

Os cálculos de fadiga foram feitos a partir das tensões dinâmicas medidas durante os ensaios no protótipo. O fator  $S_A$ , correspondente à metade das tensões dinâmicas pico-a-pico. Para cada caso de carregamento, a ruptura acontece quando se verifica a relação da forma  $N_R = C \times S_A^{-m}$ .

Aplicando a expressão  $N_R = C \times S_A^{-m}$  e usando a metade das tensões estáticas como tensões dinâmicas para os ciclos de partida, verificamos que o número de seqüências de partida/parada para atingir a ruptura na ligação da pá com a cinta é acima de 30.000 (80 anos com uma partida e uma parada diária).

Como as tensões dinâmicas variam em função da faixa de operação, a vida útil dos rotores no sincronismo é também função da faixa de operação, conforme mostrado na Tabela 7.

TABELA 7  
Tensões Dinâmicas - Ligação pá-coroa.

Potência MW	Tensões dinâmicas $\sigma$ (MPa)	Vida útil, horas (50% probabilidade, kt=1,5)
100	10,5	61.000
115	12,2	30.000
130	5,3	8.000.000
145	3,1	325.000.000
165	2,4	2.500.000.000

A injeção de ar tem efeito de reduzir as tensões dinâmicas e conseqüentemente aumentar a vida útil do rotor, aumento de até 20 vezes entre 115 a 145 MW.

### 3.5 Ensaios de modelo reduzido

Os ensaios de modelo reduzido foram feitos no Centro de Tecnologia da ALSTOM, em Grenoble.

#### 3.5.1 Rotor atual

Foi confirmado o rendimento garantido pelo contrato. Foram vistos vórtices entre as pás a 124 MW, nascendo no bordo de entrada das pás e evoluindo dentro do canal hidráulico.

Na vizinhança da aresta de saída, os vórtices saem do caminho central para o lado de sucção da pá até chocar-se com a mesma. Estes vórtices desaparecem totalmente com cargas altas. Estes choques podem ser uma causa de fadiga.

As flutuações das pressões hidráulicas medidas são as usuais neste tipo de máquina. As frequências destas flutuações são menores que as frequências de tensões dinâmicas medidas no protótipo.

#### 3.5.2 Modificações hidráulicas

Foram executados ensaios num rotor modificado, similar ao atual, mas com modificações na pá.

Estas modificações reduziram o descolamento do escoamento na entrada, e por conseguinte, os vórtices entre as pás.

A Figura 4 mostra uma comparação entre o rotor original e o rotor modificado.

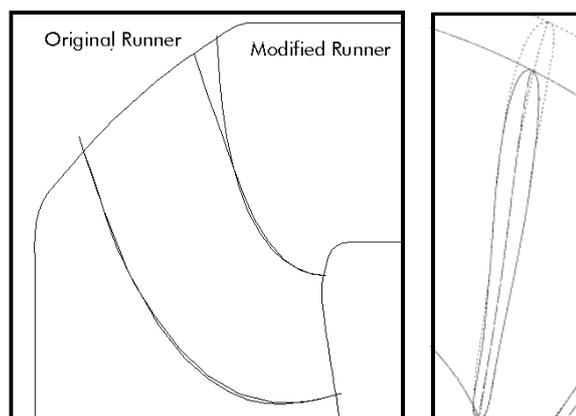


FIGURA 4  
Rotor Original e Modificado

O rotor modificado muda o ponto de operação ótimo especificado para uma situação mais próxima das condições atuais de operação da usina, ver Figura 5.

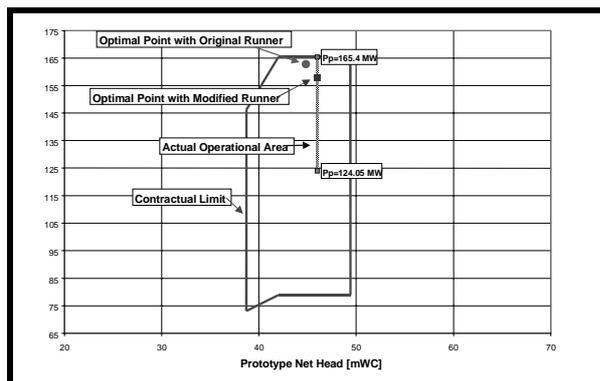


FIGURA 5  
Alteração do Ponto Ótimo de Operação

### 3.6 Análise metalográfica

Amostras retiradas de região da união por solda das pás com a cinta da UG-04 foram enviadas a empresa TECMETAL, para caracterização metalúrgica.

Os resultados sugerem que as condições metalúrgicas dos componentes podem ter contribuído para redução da vida útil em fadiga, principalmente a presença de defeitos na soldagem no revestimento original e a realização de reparos sem o cuidado necessário para minimizar o nível de tensões residuais.

### 3.7 Reparos

A ALSTOM recomenda que a técnica dos implantes seja utilizada, em função do histórico das fraturas nas zonas afetadas para as UG-01 a 05. Os implantes serão colocados na saída da pá, na área do coroa, de acordo com as análises das fraturas e pás que fraturaram nesta zona, ver Figura 6.

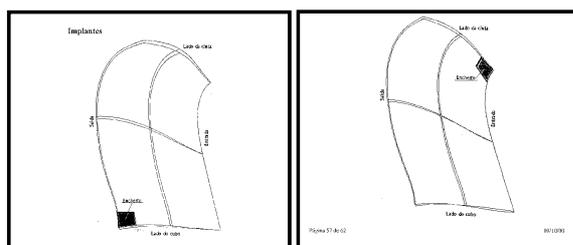


FIGURA 6  
Implantes nas Pás

É proposto aumentar o nível de aceitação de defeito de 4,7 para 2,0 mm; sendo estabelecidos procedimentos gerais para os reparos de soldagem e controles.

## 4.0 CONCLUSÕES

As conclusões dos estudos são:

- Os fenômenos de fadiga são ligados à presença de vórtices entre as pás em carga parcial que nascem na aresta de entrada das pás, evoluem no meio do canal hidráulico, e perto da saída, os vórtices saem do caminho central para se dirigir no lado de sucção das pás e chocar-se com as mesmas.
- Esses vórtices criam esforços que podem induzir danos por fadiga. A qualidade do material e da fabricação tem um impacto muito importante no tempo necessário para iniciar as trincas.
- Esses vórtices somente aparecem em carga parcial, então é recomendável limitar o uso da máquina exclusivamente acima de 130 MW.
- A fabricação é um fator importantíssimo. Existem grandes diferenças de resistência de fadiga em relação ao processo de fabricação.
- Junto com a otimização da faixa de operação, é proposto uma solução de colocar implantes de material com melhores propriedades mecânicas (em comparação com o material de projeto) para limitar o risco de danos por fadiga e o início de novas trincas.
- Propõe-se modificações hidráulicas para os futuros rotores das UG-06 a 08, para permitir o uso da máquina sobre uma faixa de operação mais larga, e ao mesmo tempo reduzir a presença de vórtices entre as pás.

A solução estabelece uma restrição operativa nas turbinas. A operação acima de 130 MW propicie uma maior produtividade da usina e um funcionamento mais suave, em compensação a uma eventual redução de flexibilidade operacional, reserva girante, controle de reativo etc.

## BIBLIOGRAFIA

- (1) Relatório ALSTOM 100058-1
- (2) Relatório CESP GM/001/00