



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

**NOVA TECNOLOGIA DESENVOLVIDA PARA ROTORES FRANCIS DE ALTA VELOCIDADE ESPECÍFICA**

<b>Benedito Márcio de O. Castro*</b> Alstom Brasil Ltda	<b>Joaquim E. Pereira</b> Alstom Brasil Ltda	<b>Fernando Micotti</b> Alstom Brasil Ltda	<b>Alexandre P. Ferretti</b> Alstom Brasil Ltda
<b>Michel Couston</b> Alstom Hydro	<b>P.Y.Lowys</b> Alstom Hydro	<b>F. Paquet</b> Alstom Hydro	<b>B.C.Wykrota</b> Alstom Hydro

**RESUMO**

As turbinas Francis de alta velocidade específica apresentam fenômenos hidráulicos, que geram instabilidade quando operadas em cargas parciais. Esses fenômenos podem afetar a vida útil de componentes da turbina, principalmente do rotor, pois o submetem a carregamentos dinâmicos de grande amplitude. O comportamento dinâmico citado, foi analisado e verificado em turbinas de duas usinas diferentes, sendo elas Três Irmãos (3I) (CESP) e Ilha dos Pombos (IdP) (Light). Esse trabalho apresenta a solução inovadora, batizada como “dupla cinta”, desenvolvida após estudos teóricos e experimentais em modelo reduzido e no próprio protótipo. Esta solução foi estudada e utilizada pela primeira vez na reabilitação das turbinas da central de IdP permitindo a operação estável em cargas parciais e proporcionando, além do ganho de rendimento a baixa carga, um aumento considerável da vida útil do rotor.

**TABELA 1 – Características das unidades estudadas**

	<b>Três Irmãos</b>	<b>Ilha dos Pombos</b>
Queda Líquida (m)	44,0	31,4
Potência Nominal (MW)	165,0	50,4
Velocidade (rpm)	85,7	112,5
Diâmetro do rotor (mm)	7,00	4,88
ns (kW)	307	340

**PALAVRAS-CHAVE**

Turbinas Francis de alta velocidade específica. Cargas parciais. Rendimento. Dupla Cinta. Vida útil.

**1.0 - INTRODUÇÃO**

Os rotores Francis tradicionais de alta velocidade específica, ou seja, aqueles que operam em quedas líquidas baixas, apresentam elevados níveis de tensões dinâmicas em diversas regiões do rotor, quando operados principalmente em cargas parciais, isto é, quando turbinam vazões na faixa compreendida entre 40% e 60% da vazão nominal.

Para melhor compreender os fenômenos responsáveis pelo aumento das tensões dinâmicas e encontrar possíveis soluções, foram realizadas investigações teórico-experimentais por meio de cálculos por elementos finitos, simulando diversas condições de carregamento no rotor, testes embarcados no protótipo com a turbina em diferentes condições de operação e ensaios em modelo reduzido.

**2.0 - TESTES EMBARCADOS NO PROTO TIPO**

Os testes embarcados nos rotores foram realizados com o objetivo de verificar o nível de tensão em diversas regiões dos rotores, e se possível relacioná-las com as condições de operação e fenômenos hidráulicos. Esses testes foram realizados em uma parceria entre IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas) e a Alstom (1) e (2).

Medições dinâmicas foram realizadas nos rotores da Central Hidroelétrica de 3I e IdP. Os ensaios, realizados inicialmente em 3I, foram conduzidos sob as condições reais de operação, com todos os cuidados para evitar as interferências nas medições. Frações de 0 a 100% da potência máxima foram pesquisadas assim como algumas condições transitórias. As

\* Avenida Charles Schneider, S/N, Bairro do Barranco, Taubaté – São Paulo – CEP 12040-001 - BRASIL  
Tel.: (0XX12) 225-3237 - Fax: (0XX12) 225-3242 - E-MAIL: marcio.oliveira@power.alstom.com

medições, devido à necessidade de desenvolvimento de equipamentos específicos e programas para a medição embarcada, além de uma metodologia inédita, foram de difícil realização. Muitas medições foram realizadas simultaneamente, sendo algumas localizadas em partes estacionárias da turbina.

TABELA 2 – Sinais do ensaio embarcado no protótipo

Sinais rotativos (103 canais)	Sinais Fixos (11 canais)
52 strain gauges no lado pá/cubo (3 pás)	2 strain gauges (mancal de escora)
36 strain gauges no lado cinta/cubo (3 pás)	4 sensores de pressão (caixa espiral, tubo de sucção e 2 na tampa superior)
6 strain gauges no eixo (axial e torsional)	2 sensores de deslocamento no eixo
8 acelerômetros (4 cubo e 4 cinta)	1 sinal da potência gerada
1 sensor de pressão (lado de pressão da pá)	1 sinal da abertura do distribuidor
	1 sinal da velocidade rotacional

Do total de 114 pontos de medições, foram utilizados 88 *strain gauges* localizados nos lados de pressão e sucção das pás, ao longo da junção com o cubo na aresta de saída e ao longo da junção com a cinta na entrada (FIGURA 1). Adicionalmente, 8 acelerômetros foram posicionados em diversos pontos do cubo e da cinta. Sensores de pressão foram instalados no canal hidráulico além de outros *strain gauges* em várias partes da turbina.

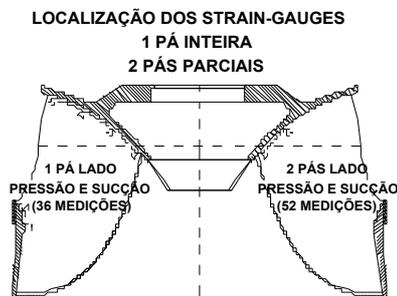


FIGURA 1 – Localização dos *Strain Gauges* – 3I

Os mesmos ensaios realizados em 3I foram repetidos em IDP.

A análise dos resultados mostraram que as tensões estáticas foram bem estimadas com o método dos elementos finitos (FIGURAS 2 e 3) utilizando-se o campo de pressão hidráulica aplicada sobre o rotor determinada por um cálculo hidráulico.

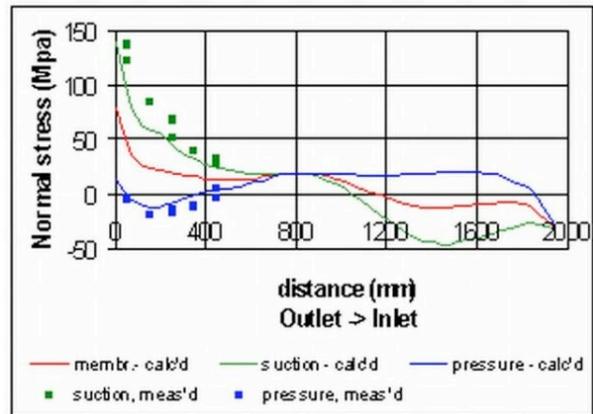


FIGURA 2 – Tensões calculadas e medidas - junção da pá com o cubo em potência máxima – 3I

As tensões estáticas variaram proporcionalmente com a potência gerada. Normalmente o carregamento causado pelo processo, relativamente rápido, de partida e o de parada da turbina é apenas um meio ciclo simples, o que não induz fadiga significativa no rotor. Entretanto, as tensões dinâmicas mostraram um forte comportamento não proporcional à potência, com intensidade máxima em cargas parciais. As FIGURAS 3 e 4 apresentam os resultados do ensaio embarcado realizado nas turbinas de 3I.

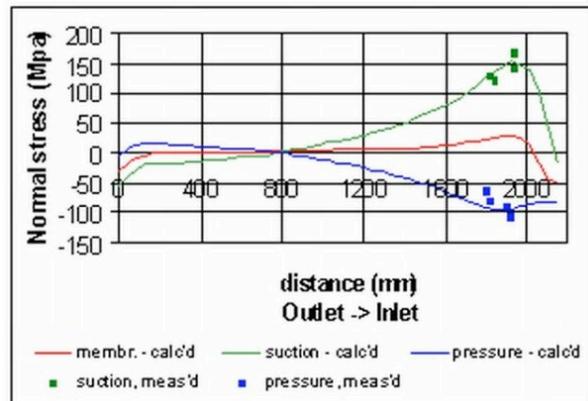


FIGURA 3 – Tensões calculadas e medidas - junção da pá com a cinta em potência máxima - 3I

Observa-se que a tensão estática máxima ocorre com a potência máxima.

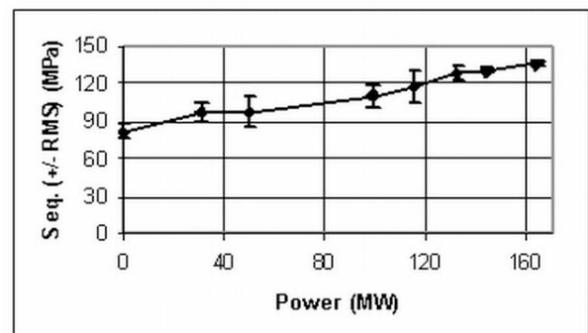


FIGURA 4 – Tensão estática medida na junção da pá com o cubo – 3I

A variação da tensão nas pás e da carga da turbina ao longo do tempo também foi analisada para as duas turbinas. As FIGURAS 5 e 6 apresentam os resultados. Nota-se que apesar da rapidez dos movimentos o arranque e a parada da máquina também estão condicionados a fortes solicitações dinâmicas. Estes breves momentos participam pouco da acumulação de fadiga.

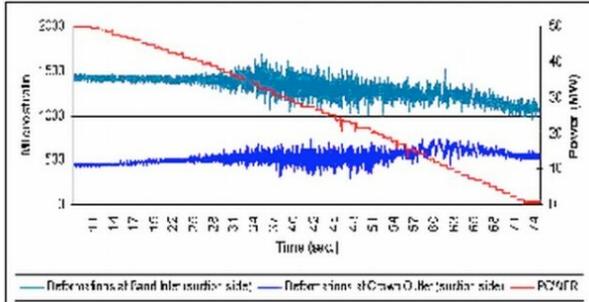


FIGURA 5– Tensão em função da potência – IdP

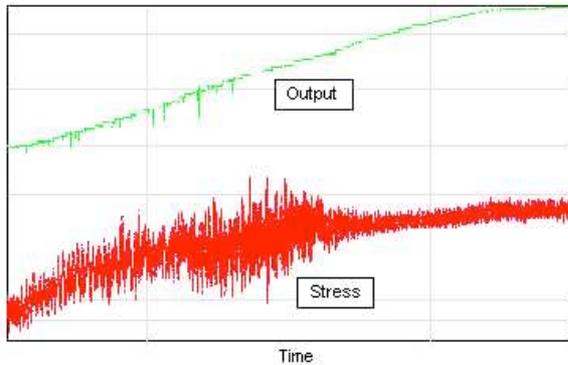


FIGURA 6 – Evolução da tensão em função da potência – 3I

Nota-se que existe uma diferença bastante acentuada de comportamento na tensão em função da potência (vazão) para os dois casos. Para potências elevadas, a variação de tensão dinâmica apresenta valores relativamente pequenos. Entretanto, com potência aproximadamente abaixo de 70% da máxima, a tensão dinâmica aumenta substancialmente (FIGURA 7).

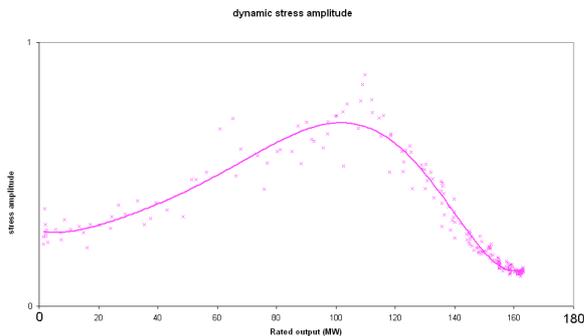


FIGURA 7 – Tensão dinâmica nas junções das pás – 3I

Com base nestes resultados, estudos sobre fadiga foram realizados e mostraram uma alta perda de durabilidade do rotor, em operação em cargas parciais. O tempo de vida é aproximadamente 300 vezes maior em potência máxima quando comparado à operação em carga parcial.

### 3.0 - ENSAIOS DE MODELO

Os ensaios de IdP foram realizados no CREMHyG e o de 3I no Centro de Tecnologia da Alstom, ambos em Grenoble, França, com a confirmação das performances garantidas. Em ambos ensaios, na operação em cargas parciais foram identificadas as mais fortes excitações responsáveis pelas altas tensões dinâmicas, devido aos vórtices inter-pás (FIGURA 8).



FIGURA 8 – Vórtices inter-pás no rotor não alterado de Três Irmãos

### 4.0 - MEDIDAS EMBARCADAS NO MODELO

Como fase complementar aos ensaios embarcados no protótipo, o modelo reduzido de IdP, mesma roda, foi submetido a ensaios detalhados nos laboratórios da EPFL, em Lausanne, Suíça (3). Um grande avanço na compreensão das medidas realizadas no protótipo abrindo um novo caminho de exploração e de estudos. Devido as limitações físicas, e também à necessidade de investigar o campo de flutuação de pressão, a medição foi feita no modelo em 28 pontos nas pás.

É sabido que o comportamento dinâmico do protótipo e do modelo não podem ser comparados diretamente, pois tecnicamente, fatores como a escala entre os rotores, características de fabricação, condições de contorno, rigidez e fatores de amortecimento em cada sistema são diferentes. Apesar das diferenças do comportamento dinâmico entre os rotores do modelo e protótipo, é possível realizar a comparação das tensões em determinadas regiões das pás. Vale ressaltar uma diferença de geometria na região de união entre as pás e o cubo entre modelo e protótipo. A Figura 9, mostra a comparação da tensão principal na região citada. Observa-se um comportamento similar para ambos rotores, o que confirma os cálculos.

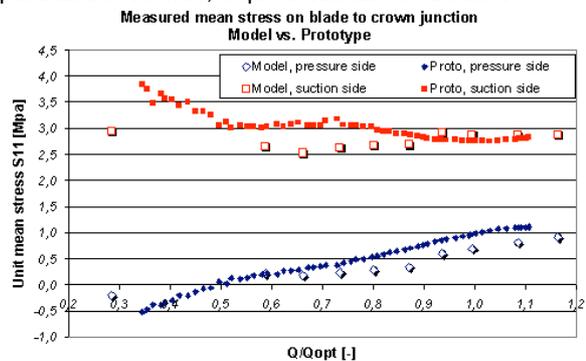


FIGURA 9 – Tensão na região de união das pás com o cubo, para modelo e protótipo – IdP

Os ensaios forneceram um importante resultado. A Figura 10, apresenta um exemplo de um sinal de pressão medido em uma das pás, na condição de operação correspondente ao coração da turbina (BEP) e em uma condição de carga parcial entre 0,6 e 0,75 da vazão ótima. É possível observar as diferenças entre o nível médio pressão em cada condição, além da significativa variação dinâmica na segunda condição de operação.

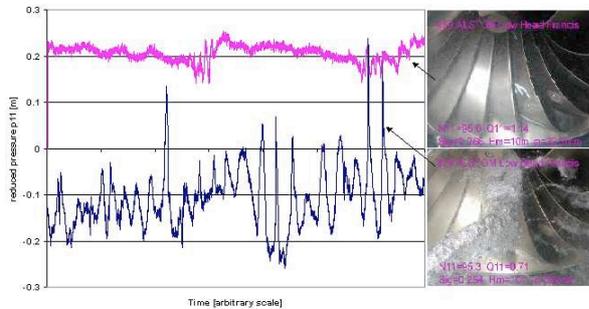


FIGURA 10 – Pressão para um ponto de uma das pás, para a condição ótima e carga parcial

Esse resultado indica que existe uma correlação entre a variação de tensão medida nas pás do protótipo nos ensaios embarcados e a pressão nas pás do rotor, ou seja, o comportamento representado na FIGURA 5 e FIGURA 6 está correlacionado com as pressões indicadas na FIGURA 10.

## 5.0 - A DUPLA CINTA

### 5.1 Descrição

Dentre as várias possibilidades de resolver este problema a dupla-cinta é a única solução, atualmente conhecida para protótipos já instalados, que diminui as solicitações de baixa carga ao mesmo tempo que reforça mecanicamente a roda. Esta solução que não perturba o escoamento hidráulico dá uma grande flexibilidade de uso da máquina, uma vez que o funcionamento em baixa carga não é mais proscrito.

As FIGURAS 11, 12 e 13 apresentam o posicionamento da dupla-cinta nos rotores.



FIGURA 11 – Modelo com dupla cinta - IdP



FIGURA 12 – Protótipo com dupla cinta – IdP

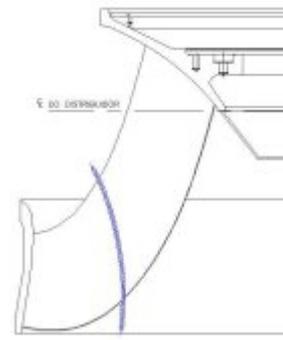


FIGURA 13 – Corte do rotor com a Dupla Cinta

Soluções típicas de reforço mecânico como hastes de reforço inter-pás, implantes de material ou espessura nas regiões fortemente solicitadas, raios de concordância aumentados nas regiões fortemente solicitadas, aumento do raio de concordância no canto de saída da pá para difusão de tensões na singularidade de saída da pá são facilmente implementáveis na fase de estudos quando dos cálculos de estrutura, mesmo estáticos, mas não diminuem as solicitações em turbinas já instaladas.

A cinta intermediária foi implementada com objetivo de estabilizar o escoamento em cargas parciais e, mecanicamente, reduzir as tensões estáticas e dinâmicas. A estabilização do escoamento advém do posicionamento da cinta intermediária no canal hidráulico. A mesma é posicionada buscando-se “quebrar” os vórtices inter-pás, a principal causa da excitação responsável pela elevada tensão dinâmica. Do ponto de vista estrutural, como as pás foram praticamente divididas ao meio, apresentaram comportamento de rotores de menor ns (maior queda), devido à maior rigidez.

O perfil da dupla cinta foi definido através do estudo do escoamento no rotor. Para isso foram realizados cálculos, que se mostraram bastante satisfatórios para essa situação, já que os objetivos foram comprovados através de ensaio de modelo e de protótipo. A solução da dupla cinta foi implementada somente em Ilha dos Pombos.

### 5.2 Ganho de rendimento

Um ganho significativo de rendimento em cargas parciais foi obtido com a dupla cinta (FIGURA 14). Os vórtices inter-pás desapareceram completamente e as flutuações de pressão no entre-ferro (espaço entre as palhetas diretrizes e pás do rotor) foram reduzidas.

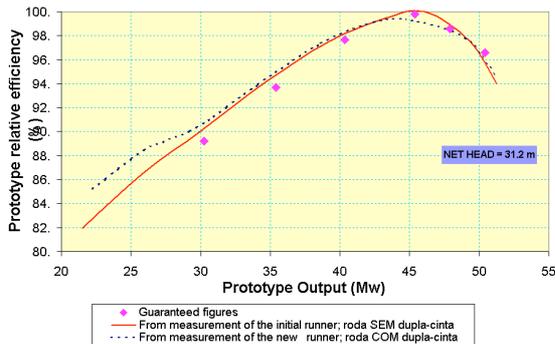


FIGURA 14– Comparação de rendimento com e sem dupla cinta – IdP

O vórtice característico da operação em cargas parciais (FIGURA 15) não foi alterado significativamente, mas houve uma redução de flutuações de pressão no tubo de sucção de aproximadamente 5% (FIGURA 16).



FIGURA 15– Vórtice de cargas parciais –IdP

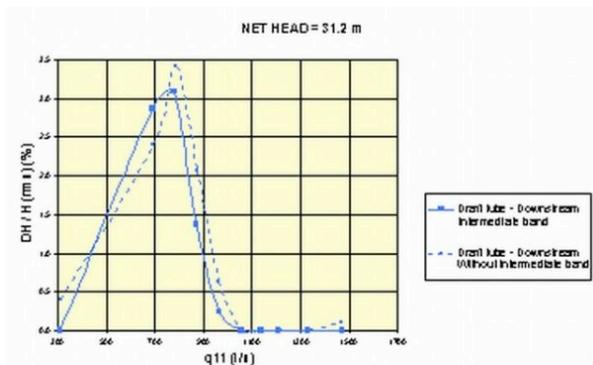


FIGURA 16– Flutuação de pressão no tubo de sucção – IdP

### 5.3 Aumento do tempo de vida do rotor

Os cálculos por elementos finitos do rotor alterado mostraram importante redução das tensões estáticas, quando comparados aos valores originais.

O tempo de vida do rotor com a dupla cinta é ao menos 100 vezes maior, comparado ao rotor original, quando operado em uma ampla faixa operacional (15 % entre 20-35 MW, 25 % entre 35-40 MW e 60 % entre 40-50 MW), conforme apresentado na FIGURA 17.

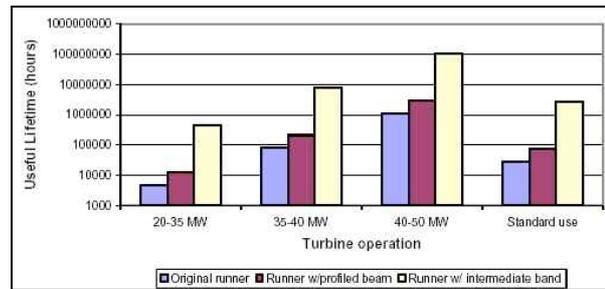


FIGURA 17 – Expectativa do tempo de vida do rotor alterado – IdP

### 5.4 Operação das turbinas e experiência

A central de IdP é operada frequentemente em cargas parciais e por isso a dupla cinta será implementada em todas as unidades. Com a dupla cinta, foi possível definir uma nova faixa operacional, estendida em direção às baixas cargas, anteriormente consideradas proibitivas devido às vibrações e à flutuação de pressão, ocasionadas pelos vórtices inter-pás.

Atualmente três, das cinco turbinas da central de IdP, estão em operação com rotores “Dupla Cinta”. A primeira unidade a entrar em operação (unidade 1), tem aproximadamente 10 000 h de operação. Nas unidades 1 e 2 foram realizados *Index Test* e as mesmas não apresentaram perda de eficiência com relação às garantias, e operam com maior estabilidade. A terceira unidade a entrar em operação, será submetida a ensaios de campo, em breve, para avaliar o rendimento do protótipo, e poder compará-la com a condição anterior (rotores tradicionais).

### 5.5 Outras soluções

No caso de máquinas já instaladas, para simplificar o problema existem três possibilidades: diminuir as solicitações evitando as zonas de operação com fortes flutuações de pressão e/ou diminuindo os vórtices inter-pás, ou aumentar a rigidez das pás sem mudar significativamente o perfil hidráulico. Exemplificando:

- Evitar as zonas de funcionamento a risco. Essa solução consiste na restrição da zona de funcionamento da turbina, evitando as cargas parciais até o limite de aparecimento dos vórtices inter-pás.

- Diminuir os vórtices inter-pás por injeção de ar. A injeção forçada de ar entre as diretrizes e o rotor através da tampa superior mostrou um efeito positivo reduzindo a tensão dinâmica em 15% em cargas parciais em uma das centrais medidas. Ensaios podem ser feitos com custo relativamente barato porém a eficácia não está assegurada em todos os casos.

- Mudar o perfil para diminuir os vórtices. É possível desde que se possa detectar uma característica de vórtice no traçado existente. Muito mais difícil para traçados recentes onde o processo de *design* está mais aperfeiçoado pelo uso intensivo de cálculos CFD. Em alguns casos essas modificações, conforme apresentada na FIGURA 18, poderiam aumentar a faixa operativa, como comprovado por ensaio de modelo, apesar de a solução com a dupla-cinta permitir a operação em uma faixa mais ampla.

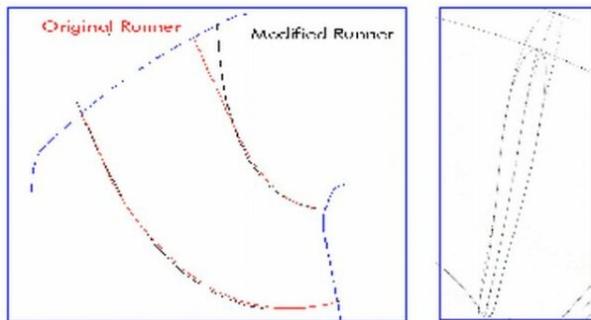


FIGURA 18 – Alteração das pás do rotor

A alteração “desloca” os vórtices inter-pás para regiões de cargas inferiores às observadas no rotor original. Essa alteração permite que, dentro da nova faixa de operação definida para o rotor, o carregamento dinâmico seja diminuído, com aumento da sua vida útil.



FIGURA 19 – Escoamento no rotor original e modificado no ensaio de modelo

Qualitativamente, é possível observar na FIGURA 19 a diferença entre o rotor original e o rotor modificado para um mesmo ponto de operação no ensaio de modelo.

## 6.0 - EXPECTATIVAS FUTURAS

Os dois últimos rotores da central de IdP serão instalados com a concepção “Dupla Cinta”. Dessa forma serão cinco rotores de diâmetros diferentes em operação, que poderão fornecer informações importantes sobre a vida útil real dos mesmos e confirmando os cálculos realizados. Ensaio de rendimento nas turbinas de IdP serão realizados, e isso permitirá fazer uma comparação entre a condição com rotor tradicional e o novo rotor “Dupla Cinta”, o que permitirá análises mais estruturadas e sedimentadas a respeito desse tema, além das já realizadas.

Sob o aspecto de *design* hidráulico, perfis de pás poderão ser otimizados para a condição de rotores com dupla-cinta.

Finalmente, espera-se que a aplicação dessa solução, com as vantagens que a mesma propicia em relação a

vida útil do rotor, e a maior faixa operacional, possa ser difundida e sua utilização seja ampliada. Acredita-se que existam usinas que apresentem condições de operação, como operação em baixa carga por um tempo longo, ou usinas em que as turbinas apresentem limitações operacionais em cargas parciais, que não sejam satisfatórias com as necessidades de geração, e que poderiam ser beneficiadas com a utilização desse tipo de rotor.

## 7.0 - CONCLUSÃO

A operação em carga parcial de turbinas Francis de baixa queda (alto ns) ocasiona elevadas tensões dinâmicas nas pás reduzindo o tempo de vida dos rotores, devido ao fenômeno de fadiga mecânica.

Com o objetivo de descobrir as causas do problema, a Alstom realizou uma pesquisa extensiva, com simulações numéricas, ensaios em modelo reduzido e protótipo. Com o decorrer dos estudos, foi comprovado que as elevadas tensões são ocasionadas pelos vórtices inter-pás, característicos da operação em carga parcial.

A dupla cinta surgiu da idéia de aumentar a rigidez do rotor, reduzindo assim as tensões ocasionadas pelos vórtices inter-pás. Ela exerce também uma importante função hidráulica. Seu posicionamento e perfil, eliminam os vórtices inter-pás em operação a carga parcial. Como consequência, as flutuações de pressão no canal das pás é reduzida, e portanto o carregamento dinâmico ao qual as pás são submetidas. A maior estabilidade verificada permite, para esse tipo de turbina, uma ampliação dos limites operacionais, na direção da baixa carga. Como consequência da utilização de uma segunda cinta no rotor, o nível geral de performance manteve-se significativamente inalterado.

Esta solução inovadora aumenta em pelo menos 100 vezes o tempo de vida útil dos rotores Francis de baixa queda, além de proporcionar um ganho de rendimento significativo em cargas parciais, devido ao rompimento dos vórtices inter-pás provocado pela dupla cinta. Uma maior estabilidade de operação foi também observada nas turbinas da Central de Ilha dos Pombos equipadas com a dupla cinta.

## 8.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) Oliveira B. M. C., Doyon J., Micotti F., Ferretti A. Couston M., Lowys P. , Fatigue problems on Low Head Francis Turbines; Hydrovision 2002, Portland
- (2) Lowys P. Y., Vuillerod G., Doyon J., Couston M., Dynamic Behaviour of Low Head Francis Turbines; IARH 2001, Trondheim, Norway
- (3) Farhat M., Natal S., Avellan F., Paquet F., Lowys P.Y., Couston M., Onboard Measurements of Pressure and Strain Fluctuations in a Model of Low Head Francis Turbine – Part 2: Measurements and Preliminary Analysis Results, 21<sup>st</sup> IAHR Symposium, 2002, Lausanne, Switzzland