

## **ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL SOBRE O COMPORTAMENTO DOS ANÉIS DE DESGASTE DE UMA TURBINA FRANCIS OPERANDO EM COMPENSADOR SÍNCRONO**

**Newton Kimura**

Companhia Paranaense de Energia - COPEL  
kimura@copel.com

**Fernando Tadeu Bóçon**

Universidade Federal do Paraná - UFPR  
bocon@ufpr.br

*Resumo. Este artigo apresenta o comportamento hidrodinâmico e térmico das turbinas Francis operando em compensador síncrono, com respeito ao escoamento e ao calor que é gerado pelo movimento do rotor da turbina girando em um ambiente confinado. Em função da existência de água de vazamento pelo distribuidor, mostra que termicamente o sistema é auto equilibrado, provando que ocorre redundância na instalação do sistema auxiliar de resfriamento. Entre os anéis de desgaste fixo e móvel, que são partes integrantes da turbina, calor é gerado como resultado de dissipação viscosa sem possibilidade natural de ser resfriado pelo fluido de vazamento. O motivo reside na particularidade construtiva dos anéis de desgaste que funcionam como um labirinto de vedação aberta, o que mantém estagnada a massa de ar quente do seu interstício. Isto exigiu um estudo pormenorizado, sendo que ao final a questão foi elucidada pelo efeito centrífugo provocado pelo cubo do rotor em movimento. Em função do regime de fluxo turbulento através dos anéis de desgaste, um modelo experimental do rotor foi construído, com validação feita através de um modelo numérico utilizando o CFX 5.0, para depois desenvolver estudo de caso de 2 turbinas da usina Gov. Ney Braga (UHE GNB) – COPEL. A partir dos testes realizados em dois protótipos da Usina Gov. Ney Braga, os resultados mostraram que a eficiência do escoamento axial de ar através do labirinto não foi a mesma observada no modelo. Mesmo assim, os resultados dos testes forneceram dados suficientes para possibilitar a desativação do sistema auxiliar de resfriamento dos anéis.*

*Palavras chave: anéis de desgaste, compensador síncrono, dissipação viscosa, turbina Francis*

### **1 - Introdução**

Numa operação normal de uma usina hidrelétrica, é a turbina que aciona o gerador para gerar energia elétrica. Já na operação em Compensador Síncrono, é o gerador que gira a turbina, ou seja, a turbina fica inativa sendo arrastada pelo gerador. Nesta situação, o gerador funciona como motor (se auto-opera) consumindo energia elétrica de fonte externa para manter em giro todo o conjunto. E para que este consumo seja o menor possível, o rotor da turbina tipo Francis, que normalmente funciona afogado, é movimentado confinado numa câmara de ar formada pelo rebaixamento do nível de água do seu recinto (Fig. 1). Operando desta forma, o rotor da turbina gera calor por atrito (dissipação viscosa), cujo limite de aquecimento é controlado por um sistema auxiliar de resfriamento (sistema de resfriamento dos anéis de desgaste - Fig. 2). Ocorre, porém, que existe um vazamento contínuo de água (massa de fluido refrigerante a temperatura ambiente) para o interior do recinto do rotor, proveniente das folgas construtiva superior e inferior das palhetas do distribuidor da turbina (Fig. 3). Se isto for suficiente para apor o sistema de resfriamento, então este pode ser desativado.

Partes do rotor, como o cubo, as pás e a coroa externa (Fig. 4), ficam expostos diretamente à água de vazamento, não havendo problema de troca térmica. Contudo, os anéis de desgaste, que também são partes integrantes da turbina, não são atingidos diretamente pelo fluido de vazamento, necessitando estudos pormenorizados. Além disso, por causa do regime de fluxo turbulento nos anéis, a solução foi buscar o resultado através de modelo experimental, para depois, desenvolver ensaio em protótipos da usina Gov. Ney Braga (UHE GNB) – COPEL.

Para elaboração deste trabalho foram aplicados vários conceitos relacionados com a mecânica dos fluidos e termodinâmica como:

- Linhas de trajetória, linhas de emissão e linhas de corrente;
- Sistema de escoamento circular de Taylor-Couette;
- Geração de calor por dissipação viscosa;
- Similaridade;
- Programa computacional de Dinâmica dos Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics - CFD) da ANSYS, Inc – CFX 5.0.;

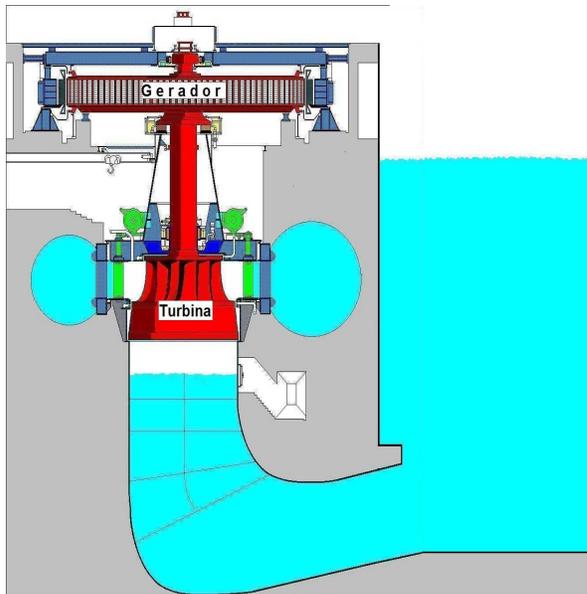


Figura 1 – Turbina operando em compensador síncrono

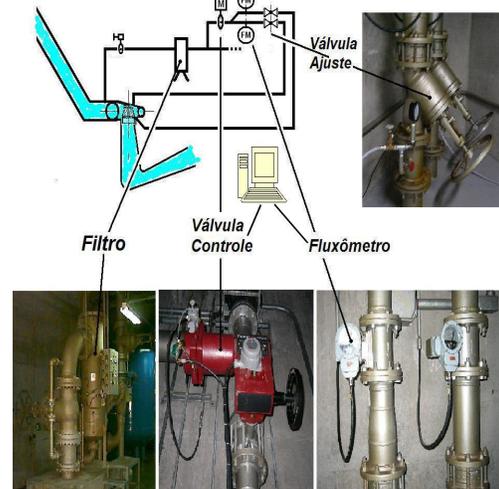


Figura 2 – Sistema de resfriamento do rotor da turbina

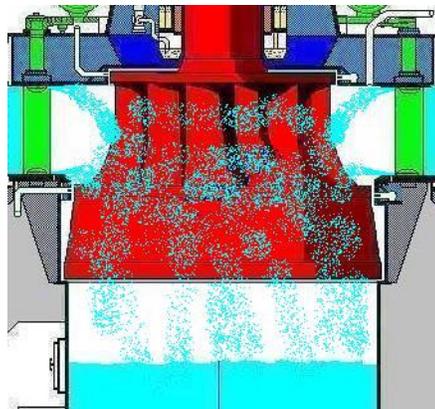


Figura 3 – Vazamento de água pelo distribuidor

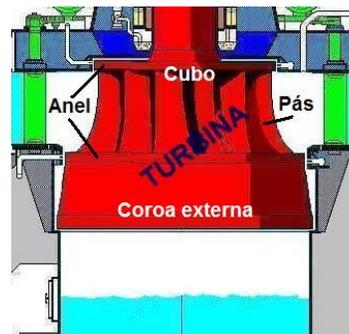


Figura 4 – Principais partes do rotor da turbina

Bibliografias específicas ou trabalhos semelhantes não foram encontrados. Somente alguns assuntos que tem certo relacionamento como a seguir.

- Fernandes Filho (1979) apresenta em seu trabalho, em um dos itens, o *dimensionamento do sistema de resfriamento do rotor e anéis de labirinto*, cujo conteúdo é uma parte deste trabalho, apesar de calculado de outra forma;
- Mendonça (1989) desenvolveu um modelo para análise de transferência de calor em palhetas de turbina a gás, o qual pode ser relacionado com a transferência de calor do ar intersticial para os anéis de desgaste se considerado como uma palheta de largura infinita;
- Loureiro (2004) fez um estudo sobre o escoamento entre dois cilindros concêntricos com uma obstrução parcial, sendo o externo fixo e o interno móvel, onde analisa o escoamento axial em um espaço anular de comprimento longo, diferente dos anéis de desgaste, que comparado ao seu diâmetro, o seu comprimento é ínfimo;
- Braun et al (2002) apresenta resultados entre modelo numérico e experimental sobre instabilidade de escoamento de Taylor. Nesta dissertação, também é objetivo fazer as comparações entre modelo numérico e experimental, porém fazendo análise diretamente numa velocidade de regime de escoamento permanentemente turbulento.

Para alcançar o objetivo, o trabalho foi estruturado em etapas como segue:

- Cálculo do calor gerado pelo movimento do rotor da turbina
- Balanço térmico entre calor gerado e o vazamento
- Análise experimental em modelo
- Análise em modelo numérico para validação do modelo experimental
- Análise experimental em protótipo - Estudo de caso COPEL.

## 2 - Desenvolvimento

### 2.1 – Cálculo do calor gerado pelo movimento do rotor da turbina

A geração de calor é devido ao atrito do ar (dissipação viscosa) ocasionado pela movimentação das partes que compõem o rotor da turbina, que são: pás, cubo, coroa externa e anéis de desgaste superior e inferior, em um ambiente confinado. Existem vários métodos para o cálculo do calor médio gerado pelo rotor da turbina girando no ar:

- Cálculo empírico através de fórmulas teóricas tais como do IEC 41 (1963), ABNT 228 (1990), ASME PTC 18;
- Cálculo real pela potência absorvida pelo gerador para manter em regime o conjunto como compensador síncrono, isolando a parte que cabe à turbina;
- Cálculo pelas fórmulas desenvolvidas pelos próprios fabricantes de turbina.

Neste trabalho foi considerado cálculo empírico segundo ASME PTC 18, cuja fórmula é:

$$P_w = 4,6 n^3 B_o D^4 10^{-7} \quad (1)$$

Dados da turbina da UHE GNB:

Rotação da turbina  $n = 128,56$  rpm

Altura de entrada da turbina  $B_o = 1,427$  m

Diâmetro da turbina  $D = 5,572$  m

Substituindo os dados em (1), vem:  $P_w = 1.345,3$  [kW] ou  $P_w = 321,39$  [kcal/s]

Portanto, a taxa de transferência de calor gerado pelo rotor da turbina é de:  $P_w = 322$  [kcal/s]

### 2.2 – Balanço térmico entre calor gerado e o vazamento

#### 2.2.1 - Água de resfriamento necessária

Para o cálculo da quantidade de água de resfriamento ou fluido refrigerante necessário é preciso conhecer qual o limite de temperatura suportável sem que ela provoque dilatações que comprometam a movimentação livre entre as partes fixas e girantes da turbina. Neste caso, as partes de menor folga são os anéis de desgaste superior e inferior do rotor da turbina, que considerando as oscilações normais, podem dilatar radialmente até cerca de 1/3 da folga nominal (obs.: esta situação é otimista, podendo ainda dilatar cerca de 50 % além deste valor).

Para a turbina da UHE GNB, o valor da folga nominal radial dos anéis de desgaste é de 2,5 mm. Logo, a dilatação permissível  $\delta = 1/3$  de 2,5 mm

$$\delta = 0,75 \text{ mm radial ou } \delta = 1,5 \text{ mm diametral}$$

Considerando o material dos anéis de desgaste e dilatações permissíveis, pode-se definir as variações de temperatura  $\Delta T$  aplicando a expressão da dilatação térmica linear:  $\delta = \alpha \cdot \Delta T \cdot D$  (Gere & Timoshenko, 1990)

$\alpha$  - coeficiente de expansão térmica

$\Delta T$  - variação de temperatura

$D$  - diâmetro do anel de desgaste

$$\Delta T = \delta / (\alpha \cdot D) \quad (2)$$

#### 2.2.1.1 - Cálculo do $\Delta T$ para o rotor da turbina de Caxias:

Sendo:  $\delta = 1,5$  mm

$\alpha = 17 \text{ E-}06/^\circ\text{C}$  para aço inoxidável (Gere & Timoshenko, 1990)

$D = 5.185$  mm

Aplicando em (2), temos:

$$\Delta T = 17 \text{ }^\circ\text{C}$$

Considerando que a dilatação permissível  $\delta$  ainda pode ser acrescida de 50 %, a variação de temperatura máxima permissível nos anéis de desgaste pode aumentar até ( $17 \times 1,5 = 25,5$  °C).

Isto é, a temperatura permissível sem que haja problema de roçamento entre as partes fixa e girante, com temperatura ambiente considerada de 20 °C, e na condição normal, é de:

$$T = 20 + 17 = 37 \text{ °C}$$

### 2.2.1.2 - Cálculo do fluido refrigerante necessário ( $Q_{nec}$ )

Neste ponto, para controle do equilíbrio térmico, não foram consideradas as massas metálicas, mas somente a água de vazamento pela folga superior e inferior do distribuidor.

Para o cálculo da vazão de água necessária  $Q_{nec}$  para evitar uma dilatação linear da parte rotativa maior que 30% da folga do labirinto foi utilizada a expressão da quantidade de calor  $Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T$  (Máximo e Alvarenga, 1997) e utilizando a expressão do fluxo de calor  $q = Q/t$ , vem:

$$q = Q/t = m \cdot c_p \cdot \Delta T / t \quad m = V \cdot \rho$$

$$q = (V/t) \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \text{ ou}$$

$$V/t = q / (\rho \cdot c_p \cdot \Delta T)$$

Onde:

$V$  volume

$t$  tempo

$V/t$  vazão =  $Q_{nec}$

$q$  fluxo de calor =  $P_w$

$\rho$  massa específica da água

$c_p$  calor específico da água

$\Delta T$  variação de temperatura

Fazendo as substituições, temos:  $Q_{nec} = P_w / (\rho \cdot c_p \cdot \Delta T)$

Dados:

$P_w = 322$  [kcal/s] (fluxo de calor ou Calor Gerado Considerado)

$\rho = 998$  kg/m<sup>3</sup> (massa específica da água)

$c_p = 1$  kcal/kg°C (calor específico da água)

$\Delta T = 17$  °C (variação de temperatura)

$$Q_{nec} = 322 / (998 \cdot 1 \cdot 17)$$

$$Q_{nec} = 0,019 \text{ m}^3/\text{s ou}$$

$$Q_{nec} = 1.140 \text{ l/min}$$

### 2.2.2 - Água de resfriamento disponível (vazamento pelo distribuidor - $Q_{dispo}$ )

Este vazamento (Fig. 4) é normalmente medido para verificar se não está excessivo, pois caracteriza perdas e principalmente porque faz parte de normas limitantes construtivas.

No caso da UHE GNB, este valor é de  $Q_{dispo} = 0,77$  m<sup>3</sup>/s.

$$Q_{dispo} = 46.200 \text{ l/min}$$

### 2.2.3 - BALANÇO TÉRMICO

Fluido refrigerante disponível 46.200 l/min

Fluido refrigerante necessário 1.140 l/min

Ou seja, o vazamento de água disponível é bem superior à quantidade de água necessária para controlar a temperatura de dilatação sem que haja problema de interferência entre as partes fixas e móveis.

## 2.3 – Análise experimental em modelo

Apesar de ter verificado em 2.2 que o vazamento de água existente é bem superior à quantidade de água necessária para manter em equilíbrio o conjunto girante, há necessidade de detalhar o comportamento térmico na região dos anéis de desgaste em função de sua peculiaridade construtiva. Os anéis de desgaste, sendo um fixo e outro móvel, formam o

labirinto, e tem o papel de funcionar como vedação sem contato. O seu aspecto construtivo assemelha-se ao chamado círculo de Couette, o qual consiste em dois círculos concêntricos sendo um fixo e outro móvel, existindo um fluido entre eles. Nesta configuração, o anel móvel provoca o arraste do fluido, iniciando o escoamento do fluido em forma de camadas em razão do outro anel permanecer fixo, ocasionando um aquecimento deste fluido por dissipação viscosa, dada pela equação  $\phi = (\mu U^2 A)/f$ , resultando num aumento progressivo de energia da região.

Em função da existência de dutos de equilíbrio de pressão no cubo do rotor da turbina, que interliga a área onde tem fluido refrigerante com o labirinto, foram explorados estes dutos quanto à propiciação de entrada de ar, por efeito centrífugo gerado pelo movimento do cubo do rotor, para ocasionar transferência de massa do labirinto. Desta forma, o calor gerado pelos anéis de desgaste no interior do labirinto seria transferido para a massa de fluido refrigerante de vazamento pelo distribuidor e o aquecimento do labirinto evitado (balanceado).

Como a física do transporte de massa por efeito centrífugo é teoricamente complexo, foi optada a busca direta da solução do caso pela realização de ensaios experimentais em modelo. O modelo foi construído adaptando-se ao volante de um pequeno grupo gerador da Usina Hidrelétrica Pitangui - COPEL (Fig. 5). O volante fez o papel de anel de desgaste móvel, e foi confeccionada uma capa por sobre o volante (carenagem) para simular o anel de desgaste fixo (Fig. 6). Os furos existentes no disco do volante simularam os dutos de equilíbrio de pressão (Fig. 7). Foram realizados ensaios com e sem os dutos, para a verificação da ocorrência de transporte de massa de fluido refrigerante entrando por eles e passando pelo labirinto.



Figura 5 - Grupo gerador da Usina Hidrelétrica Pitangui – UHE PGI

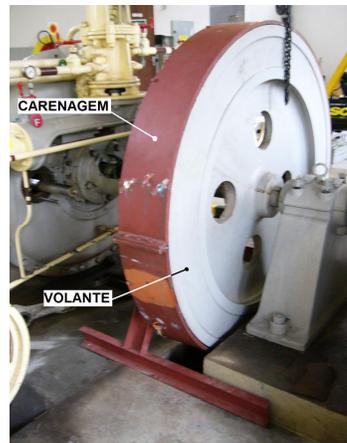


Figura 6 – Modelo experimental adaptado sobre o grupo gerador da UHE PGI

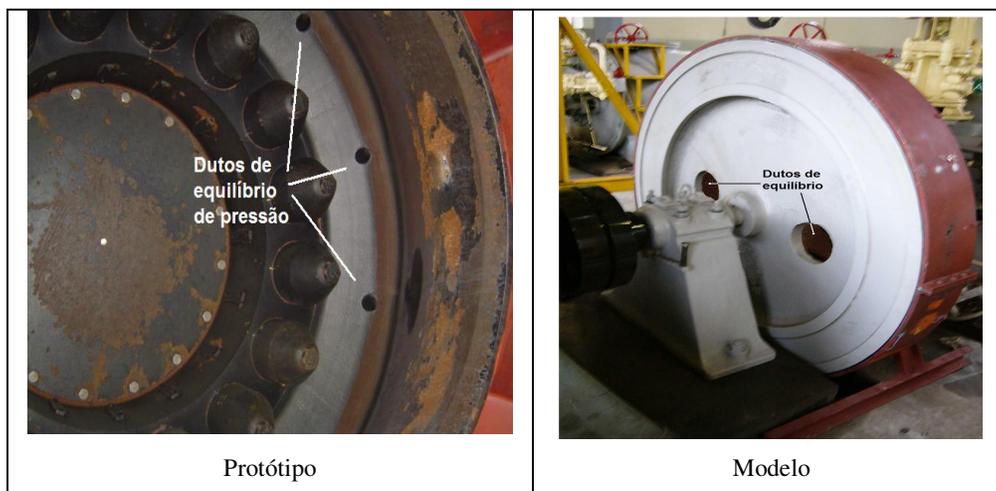


Figura 7 – Dutos de equilíbrio de pressão

Para a comprovação do resultado, foram medidos os seguintes parâmetros: vazão de ar pelo labirinto e temperaturas no labirinto e anel de desgaste (Fig. 8). As temperaturas foram medidas através de sensores RTD platina 100 e a vazão por meio de linhas de corrente. Sendo:

TA – temperatura do ar

TM – temperatura do metal

Tamb – temperatura do ambiente

U – vetor velocidade

Linha de corrente - linha de poliéster 0,12 mm, de comprimento 450 mm, amarrada na extremidade de uma haste de arame de aço 0,6 mm.

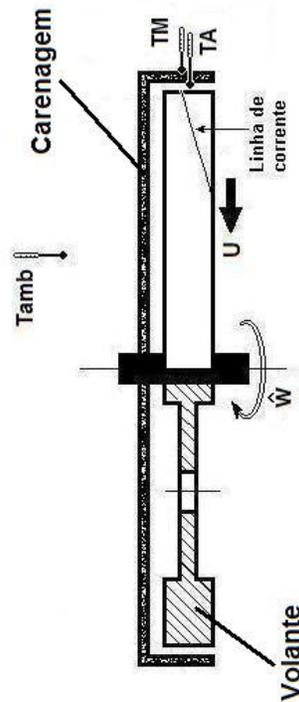


Figura 8 – Posicionamento dos sensores no modelo

### 2.3.1 - Resultado dos ensaios experimentais em modelo

Nos ensaios com os dutos de equilíbrio de pressão, verificou-se o escoamento de ar axialmente pelo labirinto, medido através de linha de corrente, e conseqüentemente não houve variações de temperatura. Ou seja, o efeito centrífugo gerado pelo cubo impulsiona a massa de ar (que entra continuamente pelos dutos) do centro para a periferia onde se situa o labirinto. Desta forma, a pressão aumenta na periferia até vencer a barreira de selagem, ocasionando transferência de massa para fora do labirinto e impedindo o aquecimento dos anéis. Para melhor avaliação dos resultados, uma vez que se sabe que o efeito centrífugo é proporcional à velocidade angular, foram realizados ensaios com várias rotações do modelo, validando-se os resultados (Fig. 10). A Figura 9 mostra o resultado do ensaio em vários patamares de rotação (de 200 a 600 rpm) com a temperatura permanecendo sempre constante. Já o ensaio sem os dutos mostrou-se o contrário, não se notando o escoamento de ar axialmente pelo labirinto. A Fig. 11 mostra a elevação progressiva da temperatura em função da inexistência de transferência de massa do labirinto para o meio externo, por não existirem os dutos que permitem a entrada de massa de ar.

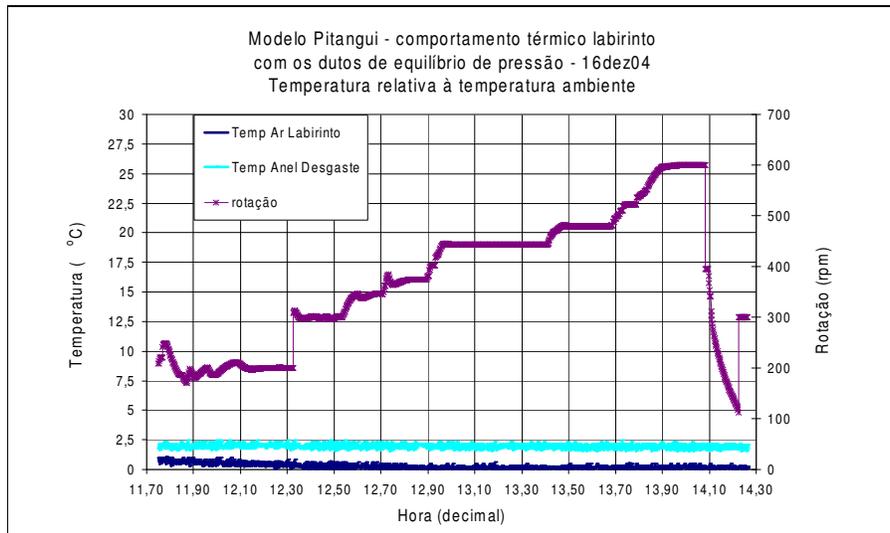


Figura 9 – Ensaio com os dutos de equilíbrio de pressão – rotação variável

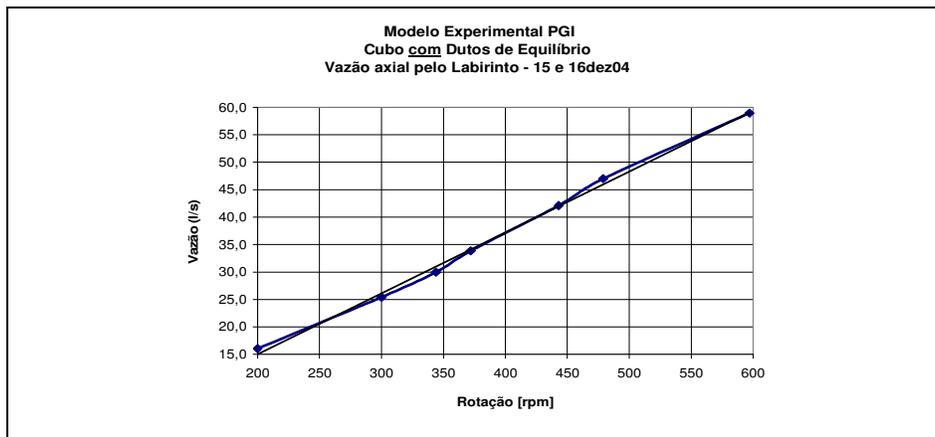


Figura 10 – Modelo Pitangui - Vazão axial no labirinto proporcional à rotação

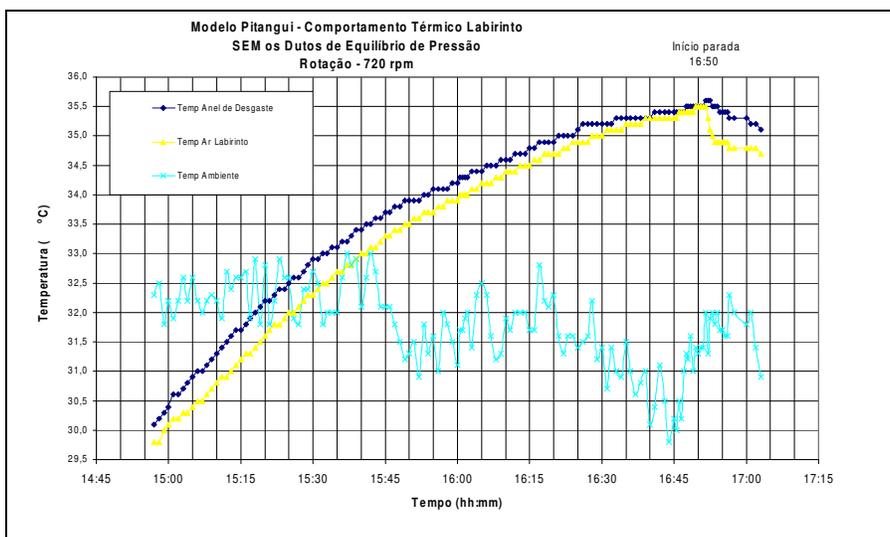


Figura 11 – Ensaio sem os dutos de equilíbrio de pressão – rotação fixa de 720 rpm

## 2.4 – Análise em modelo numérico para validação do modelo experimental

A fim de validar qualitativamente o modelo experimental, foi aproveitado um modelo numérico (Hidalgo, 2005) utilizando o programa CFX 5.0 repetindo-se as mesmas condições operativas do modelo, ou seja, com os dutos de equilíbrio de pressão e sem eles. As soluções foram voltadas, para o enfoque qualitativo, na reprodução dos vetores de velocidades, focando na existência de escoamento axial tanto pelo labirinto como pelos dutos.

### 2.4.1 - Características do modelo numérico

- Parâmetros de malha: malha não-uniforme com elementos tetraédricos e controle de malha do tipo *inflation* apenas na parede da carenagem, onde o fluido escoa. Foram usados 5 elementos no *inflation* (Fig. 13).
- Números característicos:
  - Simulação sem dutos de equilíbrio no cubo: número de nós no domínio: 90995 e número de elementos: 430890
  - Simulação com dutos de equilíbrio no cubo: número de nós no domínio: 90618 e número de elementos: 425377

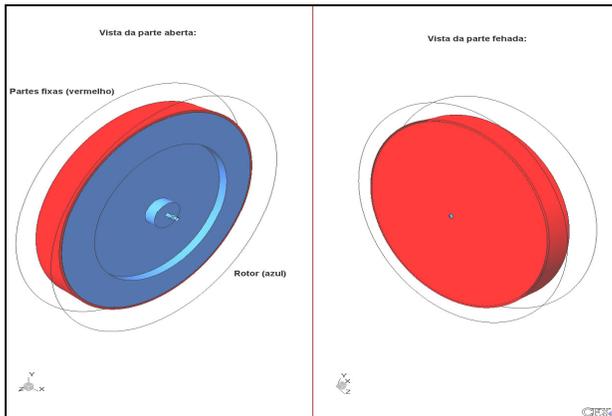


Figura 12 - Vista do domínio

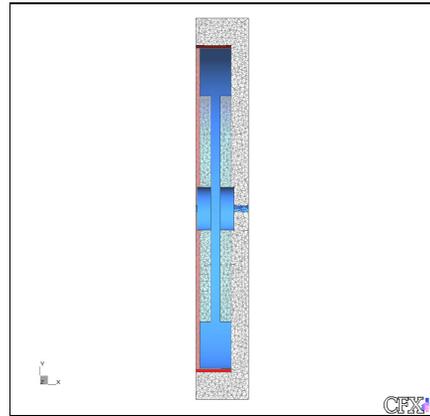


Figura 13 – Vista em corte da malha no domínio

- Parâmetros de simulação:

- Elementos tetraédricos – tamanho médio de 20 mm
- Equações do modelo matemático:
  - Equação da continuidade (conservação da massa);

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U}) = 0$$

Equação para a energia cinética turbulenta;

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} k) = \vec{\nabla} \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \vec{\nabla} k \right] + P_k - \rho \epsilon$$

- Equação para a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta;

$$\frac{\partial (\rho \epsilon)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} \epsilon) = \vec{\nabla} \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \vec{\nabla} \epsilon \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon)$$

- Equação da conservação da quantidade de movimento linear (momentum);

$$\frac{\partial (\rho \vec{U})}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} \otimes \vec{U}) - \vec{\nabla} \cdot (\mu_{eff} \vec{\nabla} \vec{U}) = \vec{\nabla} p' + \vec{\nabla} \cdot (\mu_{eff} \vec{\nabla} \vec{U})^T + B$$

Obs: as equações 2.5.2 e 2.5.3 compõem o modelo de turbulência utilizado modelo K-ε (K-epsilon). Estas equações foram aplicadas também no trabalho de Hjertager, 2003

- Fluido: ar com propriedades a 32.7 °C (temperatura média no dia do ensaio do modelo experimental)
- Condições de contorno:
  - Abertas (entradas e saídas) – pressão relativa ao ambiente igual a zero.
  - Partes do rotor: paredes com velocidade angular prescrita.
  - Partes fixas: condição de parede com velocidade nula.

- Método de resolução: High Resolution
- Critérios de convergência: RMS (root mean square) com resíduo de 0.0001

#### 2.4.2 - Resultados - escoamento axial pelo labirinto, com os dutos de equilíbrio

Assim como no modelo experimental, para melhor avaliação dos resultados, foram realizados ensaios com várias rotações do modelo: 200, 479 e 600 rpm. A Figura 14 mostra a inclinação do vetor velocidade em relação à direção de movimentação do anel móvel, formando o ângulo  $\alpha$  menor que  $90^\circ$ , traduzindo em existência de escoamento de ar axialmente pelo labirinto.

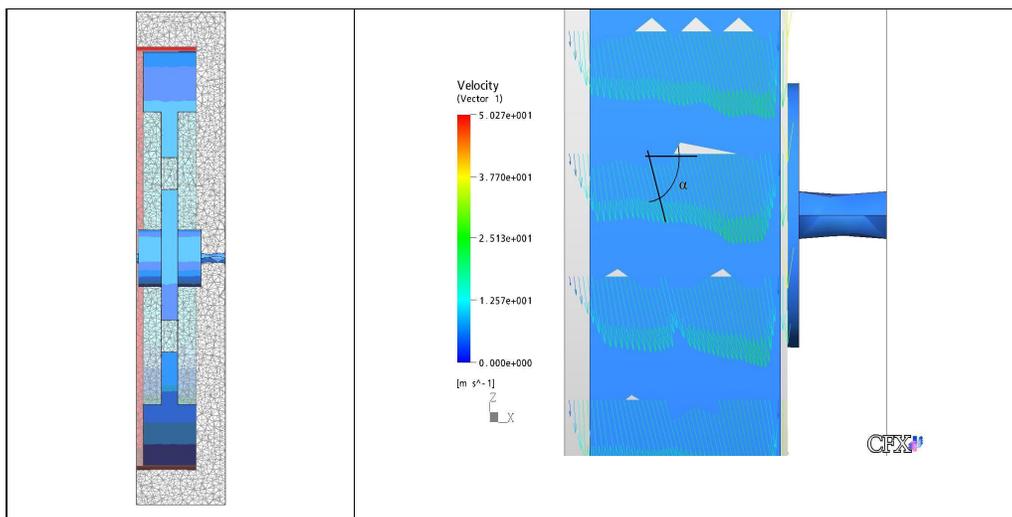


Figura 14 - Vetor velocidade no labirinto - rotação 600 rpm

#### 2.4.3 - Resultado - escoamento pelo labirinto, sem os dutos de equilíbrio

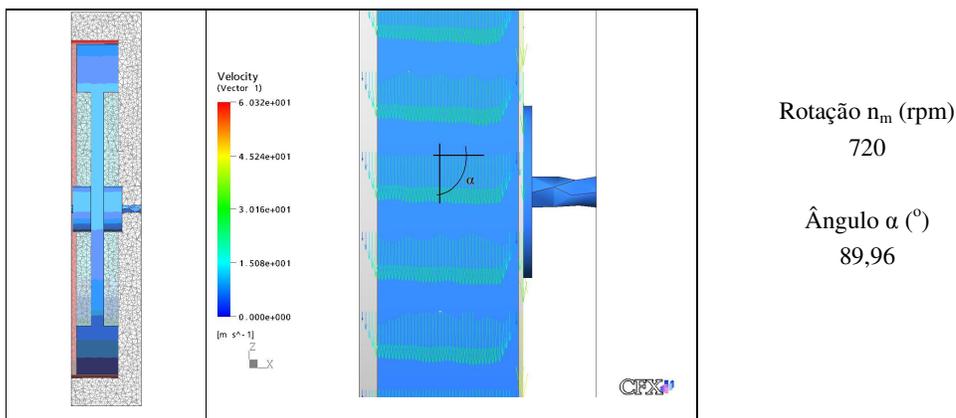


Figura 15 - Vetor velocidade no labirinto

Neste modo de simulação, diferentemente da simulação do modelo numérico com os dutos, o ângulo  $\alpha$  é praticamente  $90^\circ$  (Fig. 15). Isto quer dizer que o escoamento é puramente circular, não havendo uma componente axial da velocidade. Assim a vazão axial através do labirinto é nula.

#### 2.4.4 - Validação

O objetivo principal desta simulação numérica, que foi verificar o comportamento do escoamento de ar pelo labirinto, repetiu-se exatamente como no modelo experimental, ou seja, com a presença dos dutos de equilíbrio aconteceu o fluxo de ar axial pelo labirinto, e sem os dutos, este fenômeno não ocorreu, confirmando o comportamento

do modelo experimental. Portanto, o modelo experimental tem resultados validados pelo modelo numérico, podendo os comportamentos verificados neste ser qualitativamente transpostos para o protótipo, sempre observando as peculiaridades.

## 2.5 – Análise experimental em protótipo - Estudo de caso COPEL

Considerando os resultados do modelo experimental com os dutos de equilíbrio abertos, foram executados ensaios nos protótipos da Usina Hidrelétrica Gov. Ney Braga - UHE GNB, unidades 2 e 4. Para segurança do teste, as vazões da água de resfriamento dos anéis foram diminuídos gradativamente até fechar completamente o fluxo, acompanhando atentamente todas as medições de temperatura.

### 2.5.1 - Resultados dos protótipos experimentais

Os resultados de ensaios realizados nos protótipos da UHE GNB, com os dutos de equilíbrio de pressão e sem a água do sistema de resfriamento, não repetiram exatamente os verificados nos ensaios do modelo experimental. Apesar de terem aplicadas condições operativas e técnicas de medições semelhantes as do modelo experimental, observou-se nos protótipos, uma elevação nas temperaturas do labirinto, ainda que quantitativamente pequena em relação ao valor limite de 37 °C. Na Figura 16 observa-se a elevação da temperatura do ar do labirinto inferior de 25 para 27,5 °C e do superior de 25 para 31,5 °C. No metal a temperatura ficou cerca de 1°C menor que do ar. Como os resultados dos ensaios foram semelhantes nas duas unidades realizadas, serão mostrados aqui somente os resultados da unidade 4.

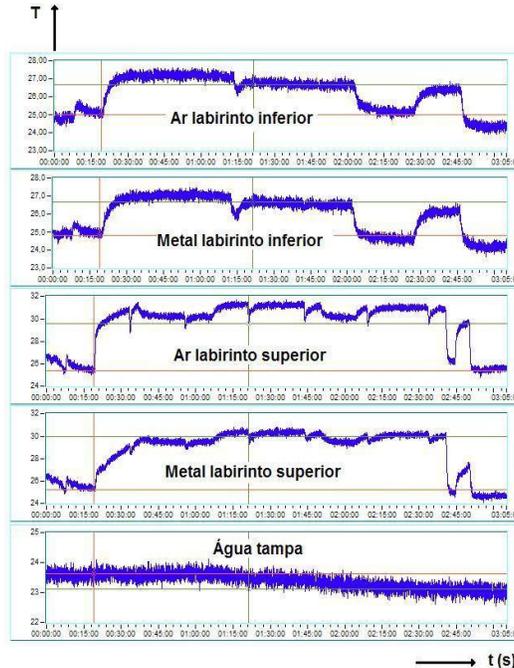
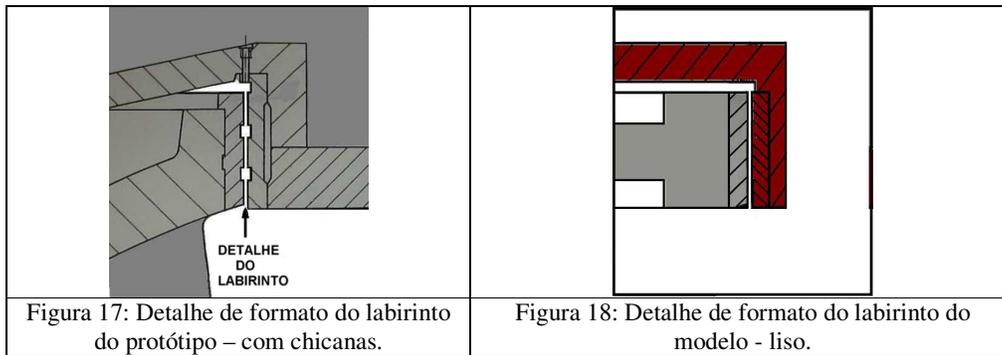


Figura 16: Temperatura nos labirintos  
unidade 4 da UHE GNB

Fazendo comparações modelo/protótipo, existem duas razões diferenciadas que foram desconsideradas ou simplificadas no modelo experimental, as quais explicam a variação observada no protótipo. São eles: o desenho do labirinto e o escoamento caótico provocado pelas pás do rotor.

- a) No desenho do labirinto do protótipo, além do efeito de turbulência de Taylor, existem dois canais internos (chicanas) longitudinais (Fig. 17), o que no modelo experimental não foi previsto por razão econômica construtiva (Fig. 18). Estes canais são preparados para aumentos de perda de carga, que, se por um lado melhora a questão da vedação na operação convencional, por outro lado dificulta a mudança de direção almejada do escoamento axial em operação como compensador síncrono;



- b) Quanto ao escoamento turbulento complexo que existe no protótipo, provocado pelas pás do rotor operando em ambiente confinado, este influi nas condições de contorno do labirinto dificultando o escoamento de ar axialmente pelo labirinto.

Ou seja, o formato do labirinto mais a característica de escoamento turbulento complexo produzido pelas pás do rotor, juntos impõem uma forte barreira à mudança de direção do escoamento do fluido intersticial aos anéis de desgaste para o sentido axial, dificultando a troca de calor com o meio externo por transferência de massa. De qualquer forma, é fato que existe certo escoamento axial, pois caso contrário, a estabilização da temperatura não ocorreria, o que não foi o caso constatado nos ensaios dos protótipos. Neste caso, ao considerar-se que a eficiência do escoamento de ar axialmente pelo labirinto é baixa, significa que o restante do calor gerado é em parte absorvido pela massa dos anéis fixo e móvel, e que por si só consegue manter a temperatura estabilizada num patamar aquém do limite garantido de operação sem o sistema de resfriamento adicional.

Apesar da ocorrência de aquecimento no labirinto superior dos protótipos, o traçado de estabilização de temperatura, tanto do ar intersticial como do metal, é bem definido, garantindo um comportamento bastante seguro.

### 3 - Conclusão

O resultado teórico do balanço térmico mostrou que o calor gerado pelo movimento da turbina é bem menor que a capacidade de resfriamento do fluido refrigerante proveniente de vazamento, provando que a instalação do sistema auxiliar de resfriamento está redundante. O sombreamento, porém, estava no comportamento dos anéis de desgaste, que no final, foi esclarecido pela física do efeito centrífugo provocado pelo cubo do rotor, em afinamento com os dutos de equilíbrio de pressão, que provocam transferência de massa de ar do labirinto, resolvendo o problema de aquecimento particularizado dos anéis de desgaste. Este fato foi bem demonstrado pelo modelo experimental.

Os estudos de casos práticos realizados em dois grupos geradores da UHE GNB sem injeção de água de resfriamento nos anéis de desgaste mostraram resultados um pouco diferente dos previstos pelo modelo experimental. Os anéis se aqueceram, conforme conclusões sustentadas atribuídas ao seu formato e ao escoamento turbulento que ocorre entre a parte fixa e móvel, porém, em patamar bastante aquém do limite de segurança operacional. Logo, pode-se concluir, com boa margem de segurança, que os sistemas de resfriamento dos anéis de desgaste dos protótipos testados GNB grupos 2 e 4 estão redundantes, podendo ser desativados.

Cabe salientar que a constatação deste trabalho não deve ser tomada, em hipótese alguma, como um padrão para aplicações em outras turbinas sem análises e ensaios minuciosos, uma vez particularidades existem entre uma instalação e outra.

### 4. Referências

- ABNT NB 228 (Associação Brasileira de Normas Técnicas), Turbinas Hidraulicas - Ensaio de Campo: Método de Ensaio. 1990. 90 p.
- ANSYS, INC. CFX-5.0 Solver Theory. Documentação eletrônica que acompanha o software CFX-5.0, 2004. ASME PTC 18 1949,1992.
- BRAUN, M. J. Flow visualization of the evolution of Taylor instabilities and comparison with numerical simulations. Computational Technologies for Fluid/Thermal/Structural/Chemical Systems with Industrial Applications. Volume 1 ASME 2002 PVP-vol. 448-1.
- FERNANDES FILHO, ALEXANDRE MACHADO Diretrizes básicas para a elaboração do projeto de motorização das unidades da Usina Hidrelétrica de Passo Fundo – UHPF. In: V Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Grupo I, Produção Hidráulica, 1979. Recife-PE

- GERE, J. M.; TIMOSHENKO, S. P. **Mechanics of Materials**. 3 ed. Boston: PWS-Kent Publishing Company, 1990.
- Hidalgo, Eduardo Campos Neto - **Modelagem matemática e simulação computacional do escoamento no interstício rotor/carcaça de turbina hidráulica**. UFPR 2005, orientador prof. Fernando Tadeu Bócon Dr. Eng.
- HJERTAGER, L. K.; HJERTAGER, B. H.; Solberg, T. **CFD Modelling of Turbulent Mixing in a Confined Wake Flow**. Annual Meeting/Nov. 16-21/Mixing and Chemical Reaction, 2003.
- IEC 41** (International Electrotechnical Commission) – 1963.
- Kimura, N. **Modelagem do Comportamento Térmico dos Anéis de Desgaste de uma Turbina Francis Operando em Compensador Síncrono** - Dissertação de mestrado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da UFPR, Curitiba, 2005.
- LOUREIRO, BRUNO VENTURINI **Escoamento secundário em um anular parcialmente obstruído com rotação do cilindro interno**. Rio de Janeiro: PUCRJ
- MÁXIMO, A.; ALVARENGA, B. **Física**. São Paulo: Ed. Scipione, 1997.
- MENDONÇA, M. T. **Modelo para Análise de Transferência de Calor entre Gases de Combustão e Palhetas de Turbina a Gás**. ITA, São José dos Campos – SP, 1989.

**Título:**

**THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDIES ABOUT THE THERMAL BEHAVIOR OF THE WEARING RINGS OF A FRANCIS TYPE TURBINE OPERATING AS A SYNCHRONOUS CONDENSER**

Newton Kimura  
Companhia Paranaense de Energia - COPEL  
kimura@copel.com

Fernando Tadeu Bócon  
Universidade Federal do Paraná - UFPR  
bocon@ufpr.br

**Abstract**

This paper outlines the hydrodynamic and thermal studies carried out on Francis type turbines when operating as synchronous condensers regarding the flow and heat generated by the turbine runner motion within its environment, and the availability of a cooling effect due to water leaks from the distributor. Results have shown that a redundancy occurs in the cooling system when leaks actually exist. However, the wearing rings, being integrating parts of the turbine, generate an amount of heat through their gaps as a result of viscous dissipation. It turns out that heat will build up throughout the wearing rings area hindering the decision to whether or not decommissioning the external cooling system. To that extent, the study has detected a phenomenon related to the centrifugal effect provoked by the external part of runner crown whose energy overcomes partially the barrier formed by the labyrinth sealing function, providing enough forced mass transfer outside the gaps, thus rendering an adequate thermal balance to the rings. In view of the turbulent flow regimen, a simplified analytical calculation was carried out so as to obtain an approximate design, and an experimental model was constructed with validation through a CFX numerical model, and, afterwards, case studies were developed on two turbines of Gov. Ney Braga Hydropower Plant (GNB HPP) – Copel. As to the experimental model, several alternatives were studied, culminating in a design adaptable to a hydraulic turbine at Pitanguí Plant, also owned by Copel. While testing the models, special concern was given to the existing pressure balance vent holes in the Francis turbine runner crown as these would be the entrance ports to convey the cooling element, impelled by the centrifugal force, to the wearing rings gaps (labyrinth). From tests performed on the two GNB HPP prototypes, the obtained results, based on repeated tests, denoted that the efficiency of the axial air flow through the labyrinth was not the same as the one observed on the model, nevertheless, they provided sufficient data to determine the decommissioning of the cooling system.

**Keywords:** wearing rings, synchronous condensers, viscous dissipation, Francis turbine