



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

Versão 1.0
XXX.YY
22 a 25 Novembro de 2009
Recife - PE

GRUPO - I

GRUPO DE ESTUDO DE GERAÇÃO HIDRÁULICA - GGH

**TÍTULO:
PROJETO DE TURBINAS KAPLAN – NOVO CONCEITO DE PROJETO BASEADO EM EXEMPLOS
BRASILEIROS**

Peter Nowicki, Manfred Loritz

ANDRITZ HYDRO AG

Helmut Keck, Mirjam Sick, Stephan Matthys
Rolf Grunder

ANDRITZ HYDRO

Arthur Leotta, Luiz Marcatto*
Sidney Alvares

ANDRITZ HYDRO BRASIL

RESUMO

Para quedas entre 40 e 60m, turbinas Kaplan são, cada vez mais, uma opção atrativa, quando comparadas às turbinas Francis, pela característica de suavidade de operação, alta produção anual de energia e grande flexibilidade operacional com uma larga faixa de quedas e vazões, no entanto cuidados especiais devem ser respeitados no projeto de forma a propiciar confiabilidade a longo prazo.

Nos exemplos de projetos brasileiros: Candonga, Capim Branco II e Mascarenhas, estes conceitos são descritos. Os projetos foram verificados em ensaios de modelo e CFD, ensaios de campo comprovaram o perfeito desempenho hidráulico, comportamento suave e uniformidade de operação, superando todas as expectativas.

PALAVRAS-CHAVE

Projeto, Turbinas Kaplan de alta queda, condição de operação suave, reabilitação

1.0 - INTRODUÇÃO

Na seleção de uma máquina hidráulica para faixas de baixa queda, tipicamente abaixo de 100m e, principalmente ao redor de 50m, surge sempre uma questão. Selecionar turbinas Francis para baixas quedas ou Kaplan para altas quedas?

No passado, a escolha seria de unidades Francis, pelo menos para unidades de alta potência e, conseqüentemente, diâmetros médios ou grandes. Nos últimos anos, no entanto, a situação tem se invertido, tornando-se considerável a tendência de mudança de turbinas Francis para Kaplan.

Outra questão semelhante é relacionada à escolha entre unidades Kaplan verticais e unidades Bulbos horizontais. No passado, a seleção, para quedas acima de 20m, era favorável às unidades Kaplan vertical, porém, na esteira das mudanças, as unidades Bulbo tiveram seu campo de utilização ampliado, como pode ser visto nos seguintes exemplos (em vários estágios de execução):

- | | | | |
|---------------------------|-------------|----------|---------|
| • Shu He / China: | Hmax =26,3m | P=47,0MW | D=5,45m |
| • Qiagong / China: | Hmax =24,3m | P=63,5MW | D=7,40m |
| • Santo Antonio / Brasil: | Hmax =24,9m | P=71,6MW | D=7,50m |

Este desenvolvimento foi possível graças aos progressos no projeto hidráulico e mecânico de Unidades Kaplan Verticais e de unidades Bulbo.

2.0 - ANÁLISES DE ESCOAMENTO EM TURBINAS KAPLAN – CFD

Com o desenvolvimento das interfaces de modelamento entre componentes estáticos e rotativos nos anos 90, a Dinâmica de Flúidos Computacional (CFD) e “solvers” Navier-Stokes, tem sido largamente aplicado para análises detalhadas e otimização da interação entre os componentes da turbina tais como palhetas diretrizes e rotor ou rotor e tubo de sucção, ver [3,5]. Este tipo de análise tem, particularmente, grande valor quando aplicados em projetos de reabilitação, onde normalmente alguns componentes são substituídos enquanto outros são mantidos, ou conforme o projeto original ou então com pequenas modificações, ver [2]. Nestes casos, a otimização de um

componente deve ser feita levando-se em consideração as condições de contorno dadas pela interação com os componentes existentes. Em um projeto totalmente novo, todos os componentes podem ser projetados de forma ótima, com todas as propriedades hidráulicas muito bem conhecidas e assim, frequentemente não requerem muito esforço em análise computacional. Ainda assim, a escolha das características de um novo projeto depende fortemente da experiência obtida em projetos anteriores, de ensaios de modelo, e muito de análises experimentais e numéricas de escoamento. Na próxima seção isto será ilustrado pelo exemplo de projeto hidráulico dos projetos Candonga, Capim Branco II e Mascarenhas.

A perda de fluxo pela borda da pá, do lado de pressão para o lado de sucção forma um vórtice, chamado “tip clearance vortex” que se dirige ao longo da borda no lado de sucção até a aresta de saída da pá, ver Figura 1. Em muitas turbinas a pressão no centro do vórtice cai abaixo da pressão de vapor, causando cavitação. Enquanto este fenômeno é bem conhecido por observações em bancadas de teste, para uma análise computacional se exigem avançados métodos de CFD, como alta qualidade de malha com excelente resolução espacial e discretização de segunda ordem, ver [1].

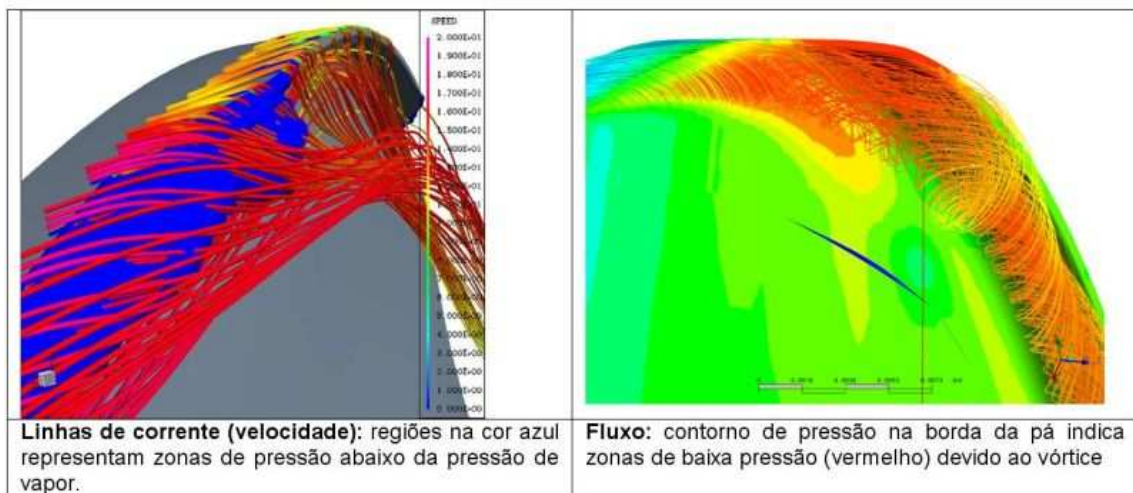


FIGURA 1 – Simulação por CFD na borda da pá Kaplan

Como as bolhas de cavitação alteram o campo de escoamento, uma análise mais precisa das zonas de cavitação é obtida quando aplicado um modelo específico para cavitação. Um trabalho de desenvolvimento interno da ANDRITZ HYDRO mostra que um moderno modelo de duas fases proporciona resultados confiáveis com uma boa correspondência entre as medições e a previsão do modelo, como ilustrado através da Figura 2. Esta figura também mostra que o modelo CFD de uma fase (portanto sem a consideração da cavitação) mostra com sucesso a ocorrência da cavitação, mas não é preciso suficiente para indicar a extensão da zona de cavitação (Figura 2, esquerda). É possível concluir que uma otimização no projeto da turbina pode ser seguramente alcançada com o uso do modelo CFD de uma fase, mas uma análise detalhada por CFD das características do projeto que diretamente influenciam na cavitação, tais como a borda (ou tala) anti-cavitação ou a queda de eficiência devido ao fenômeno de cavitação requerem o uso do modelo de cavitação, ver [4].

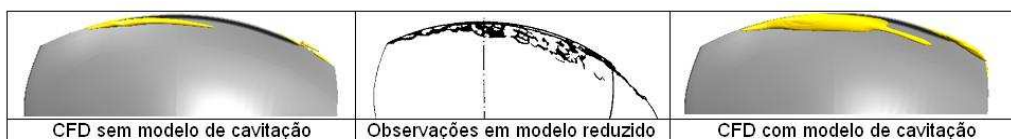


FIGURA 2 – Simulação CFD da zona de baixa pressão comparada a observações de cavitação em ensaio de modelo reduzido, ref. [3]

Análises de escoamento através da borda das pás, baseadas no método de CFD permitem um melhor entendimento da funcionalidade das chamadas bordas (ou talas) anti-cavitação, que são usualmente instaladas em unidades Kaplan de alta queda. Como ilustrado na Figura 3, esquerda, a configuração com a borda anti-cavitação não elimina ou enfraquece o vórtice, mas faz com que as zonas de mais baixa pressão fiquem afastadas o suficiente da superfície ativa das pás, protegendo-a da erosão por cavitação.

Outra característica que influencia na suavidade de operação e cavitação em um rotor pode ser vista na Figura 3, direita: escoamento através da palheta diretriz. Dependendo do resultado de escoamento através do perfil das arestas de saída, podem levar a operação grosseira e a um risco adicional de cavitação. Novamente, baseados em estudos detalhados por CFD e em experimentos, o conhecimento desse fenômeno pôde ser ampliado, permitindo melhores tomada de decisões para os projetos apresentados neste trabalho.

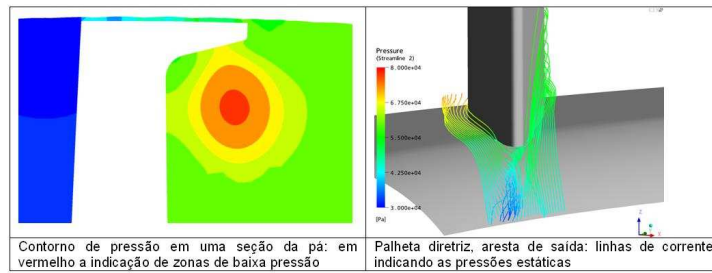


FIGURA 3 – Simulação por CFD do vórtice ao redor da pá (esquerda); simulação por CFD da palheta diretriz (direita)

Outra característica que influencia na suavidade de operação e cavitação em um rotor pode ser vista na Figura 3, direita: escoamento através da palheta diretriz. Dependendo do resultado de escoamento através do perfil das arestas de saída, podem levar a operação grosseira e a um risco adicional de cavitação. Novamente, baseados em estudos detalhados por CFD e em experimentos, o conhecimento desse fenômeno pôde ser ampliado, permitindo melhores tomada de decisões para os projetos apresentados neste trabalho.

3.0 - DESENVOLVIMENTO HIDRÁULICO NO PROJETO CAPIM BRANCO II

Durante a fase de oferta e proposta de Capim Branco I e II, turbinas Francis e Kaplan “competiam” fortemente. Finalmente, a decisão tomada foi: unidades Francis para CB I e unidades Kaplan para CB II. Conseqüentemente, apesar dos clássicos objetivos do desenvolvimento como alto nível de eficiência combinado a excelente comportamento à cavitação, todos os aspectos de segurança mecânica e alta confiabilidade formaram a essência do projeto Capim Branco II.

A nova turbina Kaplan de alta queda foi projetada considerando-se um novo projeto de rotor e aro câmara, e um novo tubo de sucção que combina alta recuperação de pressão com dimensões razoáveis. O rotor de 6 pás foi projetado por CFD, combinado com exaustivos ensaios em laboratório.

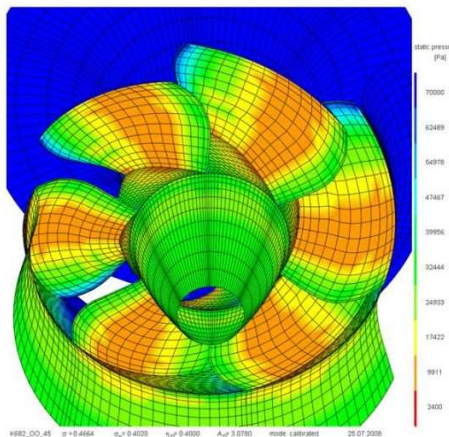


FIGURA 4 – (esquerda) mostra a distribuição de pressões calculada em uma das variantes de projeto. Várias configurações em relação ao número de travessas fixas e suas formas foram testadas, a fim de otimizar a segurança mecânica, a eficiência e o comportamento à cavitação. Baseado na correspondência com os resultados de testes, ANDRITZ HYDRO recomendou o uso de aro câmara totalmente esférico, a fim de minimizar as folgas e cavitação. Testes de aceitação de modelo para medição de eficiência e medições de força/torque foram executados nos laboratórios da ANDRITZ HYDRO. Testes de desempenho mostraram uma maior eficiência ponderada do que a garantida. O teste de velocidade de disparo confirmou a segurança do lay-out definido para o equipamento. Os testes de torques nas palhetas e nas pás do rotor e a medição do empuxo axial trouxeram segurança quanto ao projeto. Todos estes testes foram executados de forma a trazer a satisfação total ao cliente final.

4.0 - PROJETO MECÂNICO, COMPARAÇÃO ENTRE O “VELHO” E O “NOVO”

Um exemplo da antiga geração de turbinas Kaplan de alta queda projetada pela Escher Wyss nos anos 50 está na usina de Barcis, na Itália. Com uma queda de 60,5m, um rotor de 1,8m de diâmetro e potência de 9,8MW, a turbina foi projetada com 8 pás. A relação do cubo era 0,6, isso em uma época em que a maioria das partes de turbinas eram fundidas em aço carbono. A caixa espiral foi projetada em forma de “cebola” com chapas rebatadas (seções não confeccionadas em chapas paralelas, como hoje em dia). O mancal era do tipo casquilho. Como vedação de eixo, um selo radial com anéis de carbono, vedando contra uma bucha de aço inoxidável, foi fornecido. Este tipo de vedação é ainda requerido, dependendo da experiência do cliente. À frente da vedação, labirintos previnem (em casos de falha), a entrada de muita água no interior da turbina. O acionamento das pás do rotor era feito através de uma haste ajustável movida por um servomotor hidráulico externo ao rotor.

Cinquenta anos mais tarde, a ANDRITZ HYDRO teve a oportunidade de fornecer uma nova turbina para substituir a anterior. Esta nova turbina contém muitos desenvolvimentos em seu conceito hidráulico e mecânico. A nova queda máxima é 70,5m e apesar disso é possível agora fornecer um rotor de 7 pás ao invés de 8, com acionamento feito através de servomotor no interior do cubo Kaplan. A relação do cubo é agora somente 0,535. O espaço dentro do cubo é muito reduzido, mas ainda assim factível se todos os componentes são otimizados através do método de elementos finitos (FEA).

5.0 - CONCEITO MECÂNICO DE CAPIM BRANCO E CANDONGA

Apesar da diferença de tamanhos, o conceito mecânico das duas unidades é semelhante. A linha de eixo, com o gerador é suportada por dois mancais radiais e um combinado (axial/radial). O mancal axial é suportado pelo cone da tampa superior. O cone suporte tem acesso para a parte interna da tampa. Devido a este tipo de concepção do suporte, uma parte da força axial atuante sobre a tampa da turbina é compensada e a deflexão da tampa durante operação é reduzida. O acionamento do distribuidor é feito através de 2 servomotores apoiados na estrutura da turbina. Como elementos de segurança entre aro de regulação e palhetas diretrizes, bielas flambáveis foram utilizadas. O aro câmara do rotor foi projetado com perfil totalmente esférico para proporcionar melhor comportamento à cavitação, como já descrito acima. Abaixo, os dados técnicos de Capim Branco II e Candonga são mostrados:

	Candonga	Capim Branco II
Queda Máx. (m)	51,26	46,8
Potência Máx. (MW)	47,6	71,6
Vazão Máx. (m ³ /s)	106,4	178,7
Rotação (rpm)	225	163,6
Diâmetro do rotor (m)	3,84	5,00
Número de pás	6	6
Diâmetro da entrada da caixa espiral (m)	4,8	6,2

A principal diferença entre as duas turbinas é o livre acesso abaixo do aro de saída em Capim Branco II. Com este arranjo, é possível desmontar os mancais inferiores das palhetas diretrizes sem desmontar as palhetas ou a tampa. Em unidades grandes como as de Capim Branco II, esta concepção é uma vantagem em relação à futura manutenção da unidade. Como pré-requisito para este tipo de definição existe a necessidade de prever que a estrutura tenha rigidez suficiente para evitar vibrações excessivas e transmitir os carregamentos axiais e radiais para o concreto de forma adequada.

5.1 Rotor

O rotor é um clássico Kaplan com acionamento das pás por servomotor hidráulico interno ao cubo fundido. As pás Kaplan de aço inoxidável possuem munhões fundidos integralmente suportados por mancais de buchas de bronze. Para vedar as pás, de forma que a água não penetre o interior do cubo, anéis foram usados. A transmissão de torque do cubo para o rotor é feita através de atrito no caso de Candonga e através de tirantes ajustados no caso de Capim Branco II. Em ambos os casos, seria possível o projeto de transmissão por atrito. Em casos onde o coeficiente de atrito natural aço/aço não é suficiente para garantir a transmissão do torque, este pode ser aumentado através da introdução de placas finas com camadas diamantadas (exemplo Ekagrip). Com esta medida, um coeficiente de atrito confiável de 0,5 pode ser atingido.

5.2 Mancais

Para modernas unidades Kaplan, como Capim Branco II, a ANDRITZ HYDRO usa mancais lubrificados a óleo com cuba rotativa (Figura 5 –(a)). As duas peças (casquilhos) usam babbit como elemento de desgaste, usinadas com tolerâncias justas o suficiente para garantir a precisão das superfícies em contato com a área polida do eixo da turbina.

O efeito de resfriamento resultante da rotação da cuba de óleo no ar é suficiente e então, um trocador de calor externo não é necessário. A auto-lubrificação do mancal é garantida pela automática circulação de óleo na cuba. A parte inferior do mancal está continuamente imersa em óleo quando a unidade está parada, de forma a fornecer lubrificação adequada quando da partida. No momento da partida da unidade, devido à rotação da cuba, o óleo nela contido assume a forma de uma parábola, a pressão devido à força centrífuga faz com que o óleo circule pelos furos radiais do alimentador (oil feed disc). Pelo lado de baixo, o óleo será automaticamente pressionado através das ranhuras verticais até o lado de cima do casquilho. Do topo, este retorna pelos furos de retorno (spill holes), voltando para a parte inferior da cuba rotativa.

Pelas ranhuras verticais, o óleo preenche a folga (eixo/casquilho). O filme de óleo aquece devido ao atrito, e este óleo aquecido tende a se alojar na próxima ranhura do mancal (no sentido da rotação). Um fornecimento adequado de óleo resfriado em todas as ranhuras faz com que a temperatura se mantenha dentro de valores admissíveis. Para turbinas Kaplan, este tipo de mancal fornece uma suficiente rigidez e não é suscetível a vibrações.

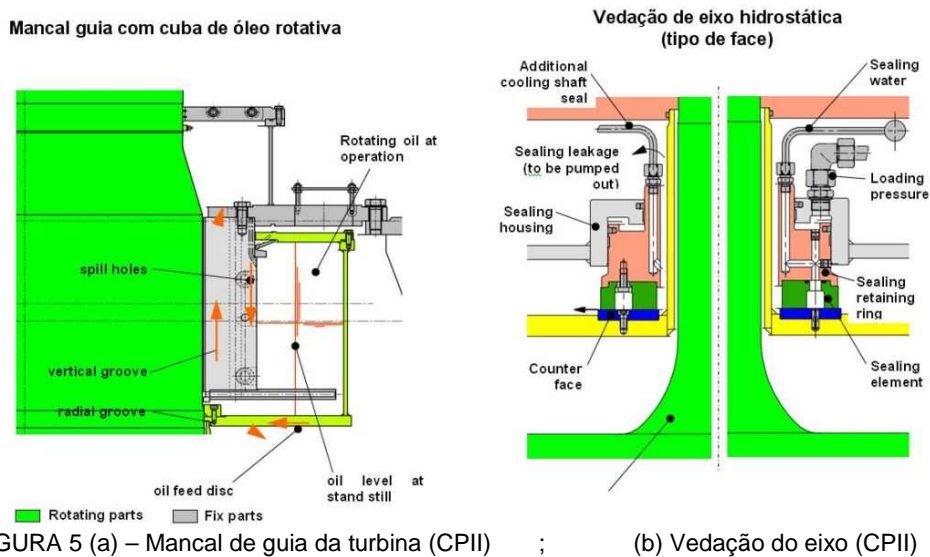


FIGURA 5 (a) – Mancal de guia da turbina (CPII) ; (b) Vedação do eixo (CPII)

O eixo da turbina possui uma vedação hidrostática axial (tipo face) que é montada sobre a placa de fechamento e proteção dos tirantes de acoplamento do rotor (Figura 5 –(b)).

Para evitar que a água de operação penetre para dentro da máquina, água filtrada é fornecida a alta pressão, alimentando o sistema, dentro de uma câmara de seção circular. A água de vedação flui através de um canal no elemento de vedação. Parte deste fluxo segue através das folgas radiais, impedindo a entrada da água de operação. Outra parte deste fluxo segue para a parte inferior da tampa interna da turbina.

A quantidade de água de vedação é calculada de forma que uma folga seja criada e mantida, assim evitando o contato entre as superfícies deslizantes. A pressão da água de vedação é automaticamente ajustada, mesmo que mude a pressão da água de operação ou aumento de força axial devido a empuxo.

A força axial requerida para pressionar o anel de vedação contra a face oposta da vedação é garantida através da pressão na câmara anelar entre a carcaça da vedação e o anel de retenção.

Uma grande vantagem deste sistema é a possibilidade de otimizar o ajuste da vedação após a unidade ter entrado em funcionamento, uma vez que existem conexões separadas para pressão e fornecimento de água.

Em operação, movimentos axiais do rotor ocorrem (relativamente às partes estáticas da vedação) e, desta forma, o anel de vedação deve seguir estes movimentos de forma correspondente. Caso existam diferenças de folga entre os anéis, pode existir variação de pressão de vedação. O sistema de pressão possui a característica de compensar esta variação de pressão até que se restabeleça o balanço correto de forças.

5.3 Comportamento Operacional – Capim Branco II

Oito meses após a entrada em operação comercial da unidade 1 em Fevereiro de 2007, um longo trabalho de medições foi realizado nas unidades 1 e 2. Os pontos de medição estão mostrados na Figura 6. Os testes de performance (Índex Test) foram feitos de acordo com a IEC 60041. Durante os testes, medições de vibração foram executadas, conforme o acordado entre Andritz e o cliente, especialmente quanto ao comportamento a cargas parciais baixas.

Os resultados para as grandezas medidas (pulsações de pressão, deslocamentos no eixo, etc.), tomadas pico a pico podem ser vistos nas figuras seguintes, comparados aos limites admissíveis da norma IEC.

5.4 Relação do Distribuidor

O ajuste da relação entre abertura de pás e distribuidor é feito normalmente de forma a otimizar a eficiência. Esta correlação corresponde em geral, à otimização operacional, em relação à vibração e pulsação de pressão. Em caso de diferenças entre essas duas grandezas, no ajuste da relação, pode ser uma vantagem priorizar o ajuste em função da redução de vibrações, ao invés de priorizar a eficiência. Em Capim Branco II, em determinada faixa de cargas, a relação foi ajustada de forma a garantir operação otimizada, com mínimos níveis de vibração.

5.5 Pulsação de pressão –Tubo de Sucção

O ponto de medição de pulsação de pressão no tubo de sucção está localizado no cone, abaixo do acesso. As medições mostram que os valores na faixa de operação garantida em contrato estão aproximadamente 6% abaixo. As medições realizadas durante os ensaios de modelo correspondem às medidas no protótipo. As condições durante o ensaio de modelo foram ajustadas conforme o processo definido pelo cliente, ver Figura 7.

Em regime de operação de carga parcial (muito baixa carga, fora da faixa garantida) a pulsação de pressão cresce rapidamente, e este comportamento pode ser reduzido através de ajuste na relação de abertura das pás/distribuidor. Diferente de pulsação de pressão (valores pico a pico), as velocidades de vibração (RMS) mais altas ocorrem em faixas de potência mais altas, ver Figura 8.

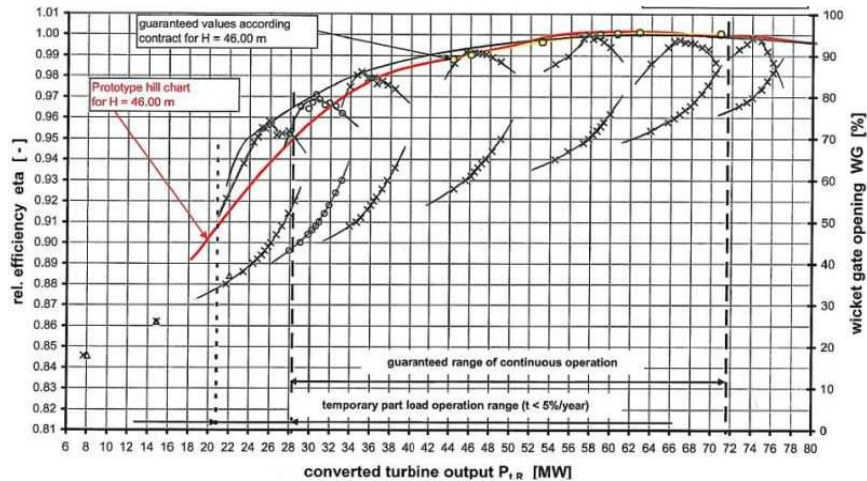


FIGURA 11 - Curvas de eficiência (CPII)

6.0 - CONCEITO MECÂNICO DA REPOTENCIAÇÃO DE MASCARENHAS

A UHE Mascarenhas possui três unidades Kaplan de 41MW que operam desde 1974 e estão, atualmente, em processo de reabilitação e repotenciação para 51MW. Esta nova potência será atingida, basicamente, com a adoção de novos rotores, modificações nas travessas do pré-distribuidor.

Mascarenhas	
Queda Máx. (m)	22
Potência Máx. (MW)	51
Vazão Máx. (m ³ /s)	251
Rotação (rpm)	105,9
Diâmetro do rotor (m)	5,86
Número de pás	5

O novo rotor de Mascarenhas foi projetado inteiramente por CFD, baseado na similaridade hidráulica com um modelo referência testado recentemente em laboratório.

O objetivo das análises foi conseguir, baseado nos mesmos conceitos usados para CPII e Candonga, um perfeito compromisso entre alta eficiência, baixa cavitação e boa condição de fluxo na saída das pás e no tubo de sucção. A análise computacional foi feita considerando, acoplados, rotor, pré-distribuidor, distribuidor e tubo de sucção.

As Figuras 11 e 12 mostram a solução proposta para o aro câmara (aumento da região esférica, devido ao maior ângulo de abertura das novas pás) e a conseqüente resposta à cavitação para o novo rotor Kaplan.

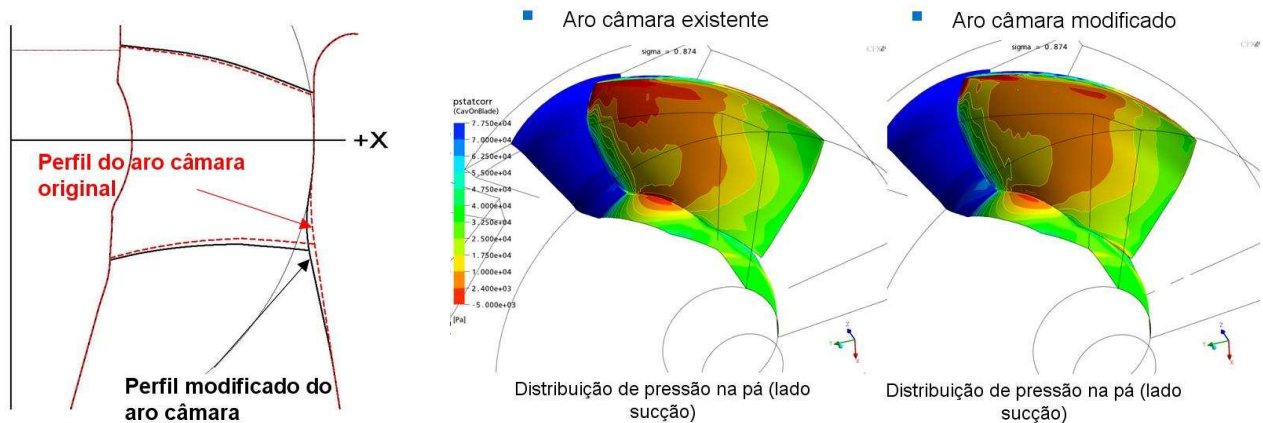


FIGURA 11 (a) – Proposta de modificação no aro câmara ; (b) CFD – distribuição comparativa de pressões

A Figura 12 mostra esquematicamente que o resultado esperado, utilizando-se o novo rotor Kaplan + modificação proposta para o aro câmara, é muito similar ao comportamento esperado para o modelo de referência, o que atesta o sucesso do processo de otimização do perfil hidráulico selecionado para Mascarenhas.



FIGURA 12 – Comparação de resultados esperados – cavitação

7.0 - INFORMAÇÕES DOS CLIENTES, DA OPERAÇÃO E DAS INSPEÇÕES DE MANUTENÇÃO

A inspeção de 8000 horas da primeira unidade de Capim Branco II ocorreu em Maio de 2008, testemunhada e aprovada pelo cliente. Após 5 dias de inspeção, não foram encontrados sinais de cavitação. As 6 pás foram inspecionadas e não havia perda de material nos lados de pressão ou sucção das pás, nem nas arestas de entrada ou saída das pás. Além disso, o Índex Test realizado em Outubro de 2007 mostrou que a comparação das curvas de eficiência com a do modelo correspondem muito bem e que o protótipo segue o previsto nos resultados de ensaio de modelo com respeito à cavitação.

As instalações de Candongá entraram em operação no segundo semestre de 2004. Após quase 4 anos de operação, a ANDRITZ HYDRO tem orgulho de dizer que o contrato foi completado dentro do cronograma previsto, cumprindo todos os requisitos do cliente e verificando a perfeita correspondência entre comportamento do protótipo e modelo. De acordo com as palavras do cliente, o nível de qualidade da planta e a operação das unidades Kaplan proporcionam satisfação total a este.

A primeira unidade repotenciada de Mascarenhas tem entrada em operação prevista para Dezembro de 2009, a aplicação da proposta de modificação descrita neste trabalho ainda está sujeita à aprovação do cliente.

8.0 - CONCLUSÃO

Graças aos modernos conceitos de projeto hidráulico e mecânico, as vantagens técnicas das turbinas Kaplan versus turbinas Francis podem ser exploradas não somente em faixas de baixa queda abaixo de 40m, mas também em faixas entre 40 e 60m. No passado, o conceito de unidades Kaplan para alta queda era aplicado somente em unidades de pequenas dimensões e potências. O sucesso dos projetos mencionados Candonga, Capim Branco II e Mascarenhas no Brasil, juntamente com outros contratos da ANDRITZ HYDRO, mostra o caminho para o uso de, não somente unidades médias, mas também para grandes, unidades Kaplan em quedas acima de 40m.

9.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] CASEY, M.V., Wintergerste, T., 2000, *Best Practice Guidelines for Industrial CFD*, published by ERCOFTAC

[2] GRUNDER, R., Brandt, R., Panzenböck, R., *Increase of maximum discharge in Kaplan turbines by CFD-optimised new runners*, Proceedings of Waterpower 1997, Montreal, Canada, 1997.

[3] KECK, H., Grunder R., Parkinson, E., Sallaberger, M., Sick, M., *Examples of recent CFD developments and their applications in practical turbine design*, Hydropower –renewable and sustainable, Vienna, Austria, November 24 – 26, 2004.

[4] SCHMIDL, R., 2007, *Contribution to the cavitation optimization of Kaplan blades by numerical flow simulation and evolutionary strategies*, Doctoral thesis, Faculty of Mechanical Engineering, Graz University of Technology, Graz, Austria

[5] SICK, M. *State of the art of CFD based feasibility studies for water turbines*, 2004 Technology Review for HPLIG (CEATI), CEATI Report No. T042700-0324, Montreal, Canada