

ESTUDO NUMÉRICO DE TUBOS DE SUÇÃO DE TURBINAS HIDRÁULICAS TIPO BULBO

José Gustavo Coelho

Universidade de Brasília
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica
Campus Universitário Darcy Ribeiro
70910-900 – Asa Norte – Brasília – DF
josegustavo@unb.br

Antônio C. P. Brasil Júnior

brasiljr@unb.br

Resumo: Neste trabalho é apresentado um estudo numérico de tubos de sucção de turbinas hidráulicas tipo bulbo, onde uma nova geometria é proposta. Essa nova proposta de tubo de sucção tem a razão de área inalterada, uma grande redução no seu comprimento e aproximadamente o mesmo rendimento do tubo de sucção convencionalmente usado. As simulações numéricas foram obtidas em ferramentas comerciais de cálculo de escoamentos (CFX-10), utilizando o modelo de turbulência SST, que permite uma descrição do campo fluidodinâmico em regiões bem próximas à parede. A estratégia de simulação tem em vista identificar precisamente o descolamento da camada limite próximo à parede e recirculações na parte central, uma vez que essas são as grandes causas do decréscimo de rendimento de um tubo de sucção. Por fim, se obtém resultados qualitativos e quantitativos referente ao desenvolvimento do escoamento em tubos de sucção.

Palavras-chave: bulbo, SST, tubos de sucção, turbulência.

1. INTRODUÇÃO

A necessidade do aumento da demanda da energia elétrica está cada vez mais visível, sendo assim, inúmeros investimentos nessa área estão sendo efetuados. Pode-se citar como exemplo o grande investimento realizado nos últimos anos, com a implantação de usinas hidrelétricas tipo Bulbo. Esse tipo de máquina funciona a fio d'água com baixa queda de reservatório, o que acaba acarretando em uma menor área de floresta inundada quando comparado com outras máquinas de maior queda como as Francis ou Kaplan.

No que se refere à construção de uma usina hidrelétrica, uma grande preocupação dos fabricantes é diminuir o máximo possível o custo do empreendimento e o preço de custo do kW instalado, assim como reduzir os custos operacionais do equipamento. Dessa forma, nos dias atuais, a primeira análise de um empreendimento desse porte se realiza através do estudo numérico, posteriormente passando para o modelo reduzido.

Na análise numérica de turbinas hidráulicas, alguns importantes trabalhos merecem destaque: Labrecque et al. (1996), faz uma comparação entre a simulação numérica de uma turbina hidráulica completa e a simulação da mesma através da interação entre as suas partes; Tamm et al. (2002), que faz a análise das aplicações e limites de um modelo de CFD (*Computational Fluid Dynamic*) específico para turbo-máquinas

A literatura técnica e científica sobre turbinas hidrelétricas bulbo especificamente é bastante escassa. Embora grande parte de projetos deste tipo de máquina baseie-se em metodologias conhecidas para máquinas axiais, algumas especificidades devem ser observadas. Uma boa descrição sobre turbinas tipo bulbo pode ser encontrada no trabalho de (Henry, 1992).

Como essa máquina é do tipo de reação (ou de escoamento total), o tubo de sucção torna-se indispensável. O escoamento no tubo de sucção apresenta uma variedade de fenômenos tal como a rotação do escoamento, colapso de vórtices, mudança de geometria circular para retangular nas secções transversais. Esses fenômenos geralmente interagem de forma não-linear, criando um grande desafio para a modelagem e a simulação do escoamento. Para minimizar as perdas do escoamento precisa-se de ferramentas e modelos que levam em conta esses fenômenos e que auxiliem os métodos antigos de remodelagem do tubo de sucção.

Com essa preocupação vários laboratórios especializados em turbinas hidráulicas têm investido na análise do tubo de sucção. Assim, alguns trabalhos merecem destaque como Bergström (2000), onde foram feitas verificação e validação das simulações numéricas para escoamentos em tubos de sucção; Puente et al. (2001), que propõe uma otimização automática do tubo de sucção; Japikse (2000), em seu trabalho, faz uma correlação com a geometria, o swirl e o bloqueio aerodinâmico na entrada (*blockage*) para determinar a eficiência de um difusor anular; Avellan (2000) analisa as influências das condições de contorno para proferir o escoamento nos tubos de sucção, e Grotjans (2001) que faz a simulação do tubo de sucção utilizando o software CFX.

Em face da função e da importância do tubo de sucção para uma turbina hidráulica tipo Bulbo, esse estudo se propõe para a modelagem, simulação e caracterização do complexo, instável e tridimensional escoamento do tubo de sucção. Para isso, a estratégia usada para modelar a turbulência será RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*). Utiliza-se o modelo de turbulência SST (*Shear Stress Transport*).

Nesse estudo, utilizam-se os softwares comerciais SOLIDWORKS para a geração da geometria e CFX-10 da ANSYS para a obtenção e pos processamento dos dados.

2. EQUAÇÕES GOVERNANTES E MODELAGEM DA TURBULÊNCIA

As equações governantes do escoamento analisado são as equações da continuidade e a da conservação do movimento, que podem ser expressas em sua forma média, respectivamente, como:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{u_j}) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho(\overline{u_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k} \rho(\overline{u_j u_k}) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{\tau_{ij}}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \rho \left(\nu_\tau \left(\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial u_k} + \frac{\partial \overline{u_k}}{\partial u_j} \right) \right), \quad (2)$$

onde u_i são as componentes de velocidade, ρ é a massa específica, p é a pressão, τ_{ij} é o tensor de tensões viscosas e τ_{ij} é a viscosidade turbulenta, que será modelada dentro de um contexto de fechamento em primeira ordem utilizando o modelo SST.

O modelo SST foi criado originalmente por Menter et al (1994). Não representa em si um novo modelo de turbulência, mas a composição entre os modelos κ - ω e κ - ϵ , assim, essa formulação possui dois conjuntos de equações de transporte. O seu funcionamento se dá de forma bem simples, as equações de transporte para κ - ω são utilizadas na região próxima à parede, enquanto as equações transformadas para κ - ϵ , são adotadas na região externa. As equações de transporte adicionais desse modelo são dadas por:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{P}_k - \beta^* \rho \kappa \omega, \quad (3)$$

onde:

$$P_k = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \Rightarrow P_k = \min(P_k, 10 \cdot \beta^* \rho \kappa \omega); \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \sigma_\omega \mu_t \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, \quad (5)$$

onde F_1 é definido como:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left[\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{\kappa}}{B^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} \kappa}{CD_{\kappa \omega} y^2} \right] \right]^4 \right\}, \quad (6)$$

com

$$CD_{\kappa \omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right), \quad (7)$$

e y é a distância da superfície de não deslizamento.

As outras constantes são todas oriundas dos modelos κ - ϵ e κ - ω com alguns ajustes e são determinadas como: $\beta^* = 0,09$, $\alpha_1 = 5/9$, $\beta_1 = 3/40$, $\sigma_{k1} = 0,85$, $\sigma_{\omega 1} = 0,5$, $\alpha_2 = 0,44$, $\beta_2 = 0,0828$, $\sigma_{k2} = 1$ e $\sigma_{\omega 2} = 0,856$. (Menter, 2003).

Nota-se que a viscosidade de turbulência é calculada neste modelo como:

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, (S_{ij} S_{ij})^{\frac{1}{2}} F_2)}; \quad (8)$$

onde $(S_{ij} S_{ij})^{\frac{1}{2}}$ é uma medida invariante do tensor taxa de deformação e F_2 é uma das funções de combinação e é determinada por:

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2\sqrt{\kappa}}{B^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right)^2 \right] \right\}. \quad (9)$$

A formulação das funções de mistura F_1 e F_2 é baseada na distância até a parede e nas variáveis. As funções de mistura têm como característica a delimitação de zonas aonde cada modelo irá atuar. Através do valor encontrado para as funções, o modelo irá mudar a formulação nas equações de transporte, onde a primeira função de mistura (F_2) é responsável pela troca de modelos na formulação da viscosidade turbulenta e a outra função de mistura, F_1 (Eq. 6) é responsável pela determinação das constantes do modelo, e pela troca de modelos na equação de transporte de ω .

3. METODOLOGIA NUMÉRICA

Nesse trabalho, o método utilizado é o de volumes finitos, onde as equações aproximadas são obtidas através do balanço de conservação da propriedade evolutiva (massa, quantidade de movimento, etc.) no volume elementar. Para a obtenção das equações aproximadas, parte-se da equação diferencial na sua forma conservativa, integrando-a sobre o volume finito.

A discretização do domínio em volume de controle finito se realiza através de uma malha, Fig. 1, onde nessa os nós são cercados pelas superfícies que compreendem o volume. Esses nós são os responsáveis pela armazenagem de todas as propriedades dos fluidos e as soluções das variáveis. Nesse estudo, a malha se compreende de um conjunto de tetraedros não sobrepostos.

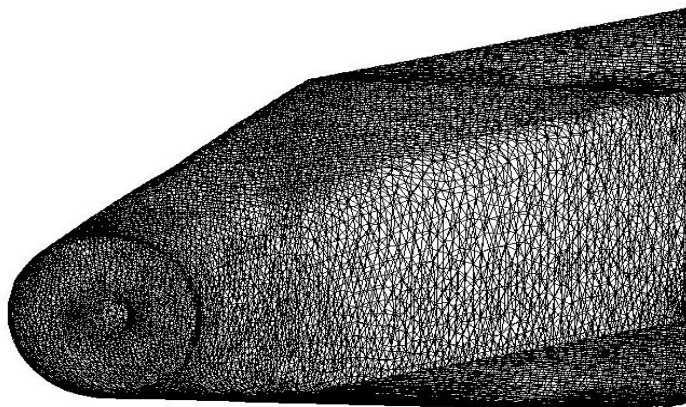


Figura 1. Visualização da malha.

A malha de discretização não estruturada descrita acima, foi obtida a partir do uso de um sólido 3D. A criação desse sólido se efetua no programa SOLIDWORKS e a implementação de pós-processamento se realiza no CFX-10 (POST e CFX-MESH). As malhas utilizadas nesse trabalho se compõem de 1842492 elementos (365922 nós) para o tubo de sucção convencional e 1568417 elementos (302105 nós) para o tubo de sucção modificado.

A constituição do domínio mostrado nesse trabalho se dá apenas pelo difusor e por um prolongamento da parte final. Realiza-se esse prolongamento para que eventuais influências das condições de contorno não sejam notadas, o que poderia produzir instabilidades numéricas.

Para as condições de contorno de entrada, utilizam-se resultados das simulações numéricas realizadas de parte do canal de tomada d'água, estator e rotor da máquina bulbo. Essas simulações foram realizadas separadamente e não serão discutidas nesse trabalho.

A condição de contorno de saída foi imposta através da pressão, onde se fixa a pressão relativa como sendo nula, assim, a pressão de saída do difusor será a pressão atmosférica. Para a parede, utiliza-se a condição de contorno de não deslizamento.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para a realização desse trabalho, se utiliza uma máquina que está em funcionamento a aproximadamente 20 anos, localizada no Arkansas, EUA. A escolha por essa instalação se dá porque no período de análise dos dados iniciais, essa era a que possuía mais dados disponíveis. Por motivo de espaço, citam-se somente alguns dados nominais na Tab. 1

Tabela 1: Características da máquina localizada no estado do Arkansas, EUA

H (m)	5,029	n (rad/s)	4,71
Q (m ³ /s)	430,00	Pás do rotor	16
Pot (MW)	19,40	Pás do estator	3

onde H é a altura, Q a vazão, Pot a potência, e n a rotação da máquina.

Nesse trabalho, opta-se por determinar a eficiência do tubo de sucção através do coeficiente de pressão recuperada, C_p , equacionado na Eq. 10. Esse coeficiente pode ser definido como a razão entre a pressão recuperada pela pressão dinâmica disponível.

$$C_p = \frac{p - p_1}{\frac{1}{2}\rho U^2} \quad (10)$$

onde, p é a pressão média em posições ao longo do difusor, p_1 é a pressão estática na entrada do difusor, ρ é a densidade da água e U a velocidade média na entrada do difusor.

A simulação do tubo de sucção se faz em duas etapas. A primeira é do um tubo de sucção convencional e a outra é o da nova geometria proposta. Realizam-se essas duas fases distintas com o intuito de comparar os resultados obtidos.

4.1 Tubo de Sucção Convencional

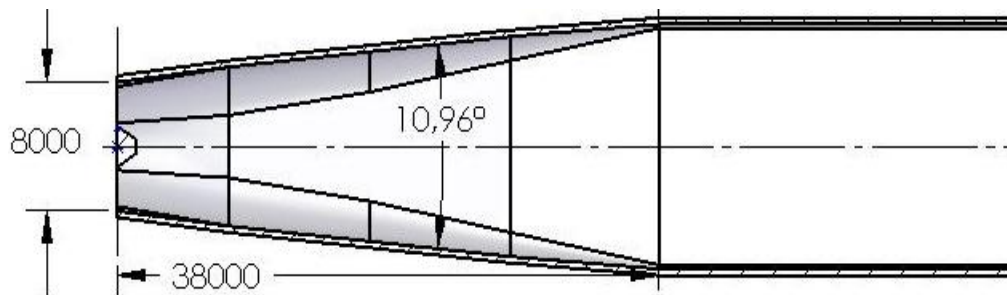


Figura 2: Dimensões do tubo de sucção, em mm..

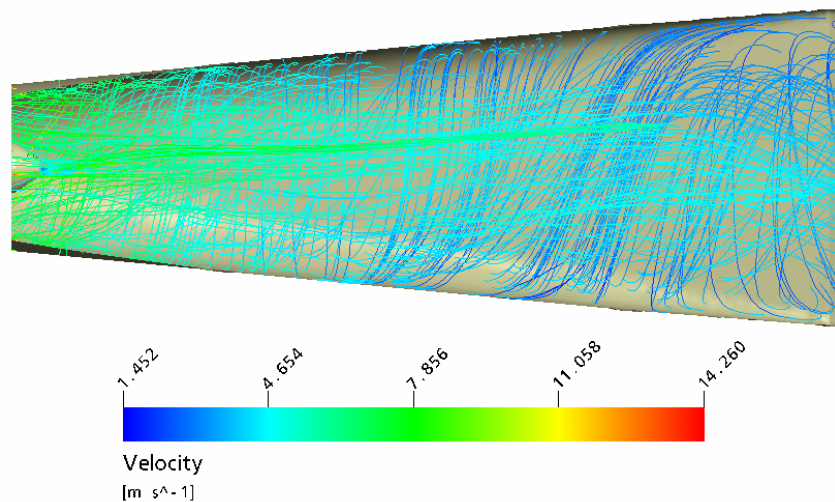


Figura. 3: Linhas de corrente.

Nessa etapa do trabalho faz-se a simulação do tubo de sucção real, (Figura 2). Analisando as linhas de corrente percebe-se que o escoamento não apresenta nem recirculações na parte central, nem descolamento próximo à parede (Figura 3).

Esse tubo de sucção apresenta um excelente C_p , 0,98. Isso já era esperado uma vez que se utiliza uma angulação total padrão.

4.2 Tubo de Sucção Otimizado

Parte central desse trabalho, a otimização se propõe com o intuito de diminuir o comprimento do tubo de sucção e assim, o custo da construção da turbina como um todo. O decréscimo conseguido se aproxima de 50%, ou seja, o tubo de sucção convencional possui comprimento de 38m enquanto que a nova geometria possui 20m.

Para que a comparação de resultados torne-se satisfatória, as relações de área (A_2/A_1) são mantidas constantes. A região A_1 (entrada do tubo de sucção) não apresenta alteração nenhuma, enquanto que o formato geométrico da saída (A_2) se modifica, conforme visualização apresentada na Figura 4. Essa alteração se realiza para eliminar a geometria cônica existente na forma original, passando para um formato mais circular.

Para manter a mesma relação de área, a angulação total apresenta um acréscimo grande no seu tamanho, resultando no descolamento da camada limite e/ou recirculações na parte central do difusor. Esses fenômenos são altamente indesejados, uma vez que diminuem drasticamente o rendimento do tubo de sucção.

Inicialmente pretendia-se utilizar uma entrada secundária de fluido para resolver tanto o problema do descolamento como o da recirculação na parte central, mas essa única entrada secundária se mostrou ineficiente.

Assim, adota-se inserir duas entradas secundárias, Figura 5. A primeira situada a aproximadamente a 15,3m (na cor vermelha) da entrada e com vazão igual a 2% da máquina, com o intuito de evitar recirculações na parte central do escoamento. A outra entrada está situada a 16,8m (em azul) da região da entrada e utiliza a vazão de 8% da vazão total da máquina. Por sua vez, essa entrada tem a função de evitar o descolamento da camada limite.

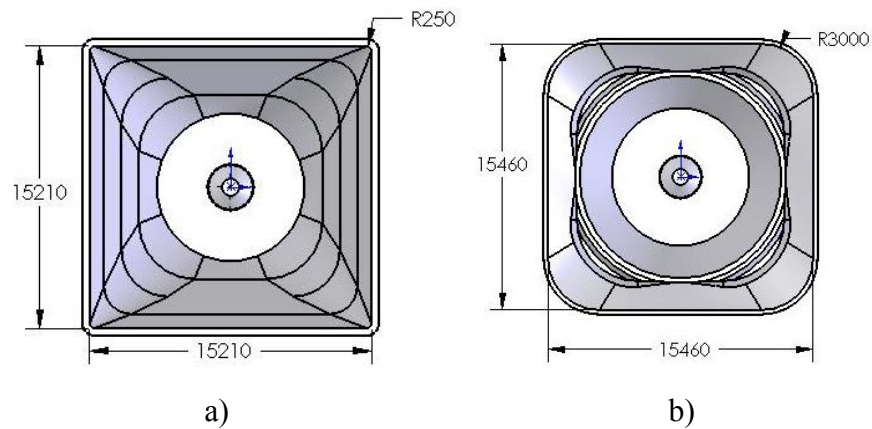


Figura 4: Comparação entre a saída convencional do tubo de sucção (a) e a saída utilizada na otimização do mesmo (b). Os valores estão em mm.

A escolha para se inserir essas entradas secundárias no escoamento se fez baseada em dois simples princípios. Se essa injeção de fluido for demasiadamente aproximada da região da entrada percebe-se a ocorrência de recirculação no centro do difusor. Se a distância entre a entrada secundária e a região final do difusor for diminuída, o fluido não terá espaço suficiente para recolocar a camada limite.

Pretende-se utilizar a menor quantidade de água possível. Assim, testam-se diferentes vazões para as entradas secundárias, 3, 5, 8 e 10% da vazão total da máquina. A que obteve melhor resultado foi a de 10%. Isso porque as outras vazões mostraram-se ter uma quantidade insuficiente de quantidade de movimento para fazer com que a camada limite voltasse a se colar à parede e/ou diminuir a recirculação existente na parte central do tubo de sucção.

Os formatos geométricos escolhidos para se fazer essas entradas secundárias se baseiam na relação geométrica da parte final do tubo de sucção. A primeira (circunferência) injeta água em toda a região do difusor, enquanto que a segunda injeta fluido em quatro regiões distintas, situadas nas localidades onde a transição da parte circular para a quadrada se mostra mais crítica (no que se refere ao descolamento da camada limite). Uma ilustração dessas entradas se mostra na Figura 5.

Na Figura 6 mostra-se o desenvolvimento do escoamento em 4 seções transversais do tubo de sucção, respectivamente. Percebe-se que o fluido escoar sem recirculações, comprovando que a vazão utilizada se mostra suficiente para o não aparecimento do descolamento e de recirculações na parte central.

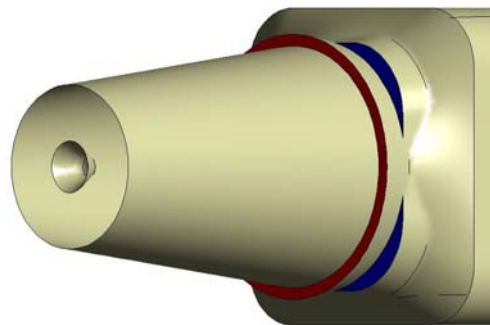


Figura 5: Ilustração das entradas secundárias, onde a primeira mostra-se na cor vermelha e a segunda na cor azul.

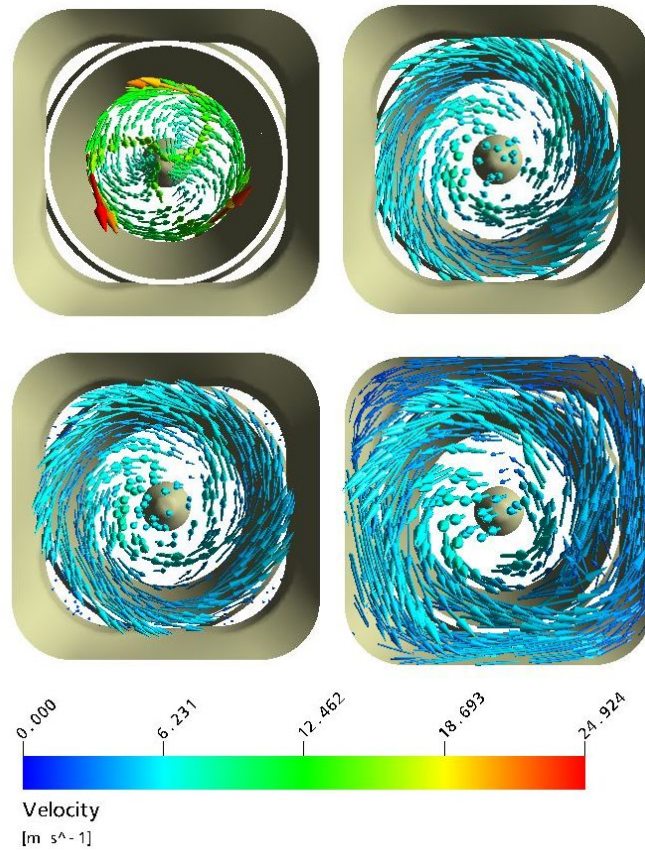


Figura 6: Desenvolvimento do escoamento do tubo de sucção otimizado, na entrada, a 15m, a 17m e a 20m.

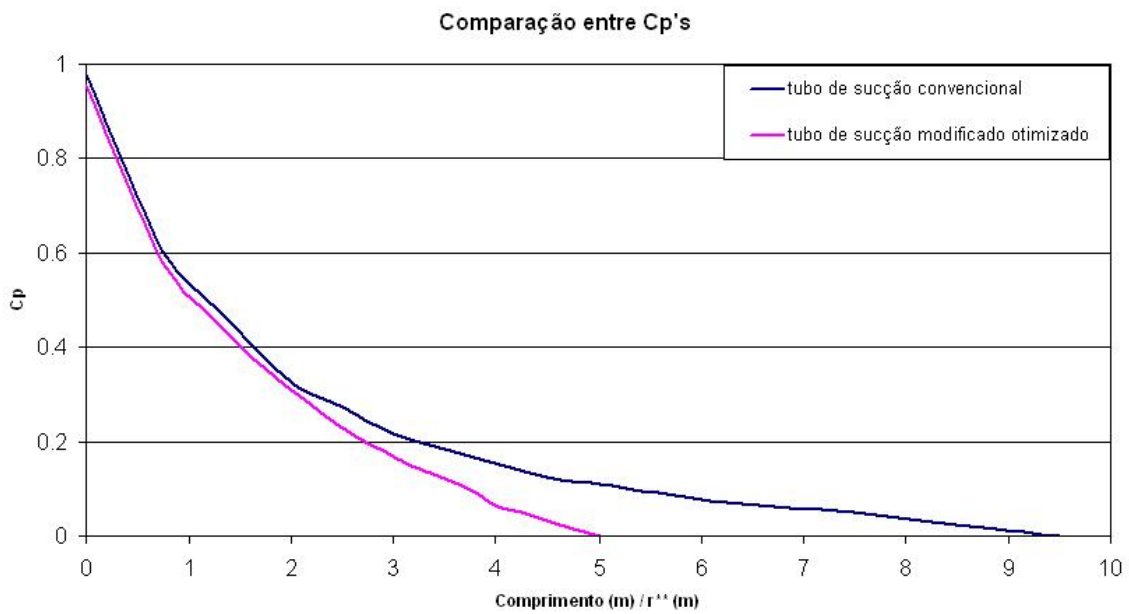


Figura 7: Comparação entre Cp's para as duas geometrias analisadas.

Tabela 2: Comparação entre os C_p 's.

Geometria	C_p
Tubo de Sucção Convencional	0,98
Tubo de Sucção Otimizado	0,95

Finalizando, tem-se que a pressão recuperada pela geometria otimizada do tubo de sucção apresenta bons resultados, uma vez que o C_p encontrado foi de 0,95 enquanto que o C_p para o tubo de sucção convencional foi de 0,98 (Tabela 2). Na Figura 7, tem-se a variação do C_p ao longo do comprimento do tubo de sucção, para as geometrias convencional e otimizada, onde r^{**} é o raio da entrada do tubo de sucção.

5. CONCLUSÕES

Concluindo, tem-se que a hipótese de diminuir o comprimento do tubo de sucção mantendo o seu rendimento aproximadamente constante mostra-se válida. Para isso, utiliza-se uma entrada secundária onde se injeta 10% da vazão da máquina. Essa nova entrada torna-se viável uma vez que utiliza fluido já turbilhonado, ou seja, água já passada pelo rotor da máquina. Com um afogamento de aproximadamente 1m do tubo de sucção, já se atingiria a pressão total necessária para succionar fluido para dentro do tubo de sucção e assim, reutilizar a água.

6. AGRADECIMENTOS

Este estudo foi financiado pelo programa P&D da ELETRONORTE S/A.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Avelan F., Mauri S. and Kueny J. L., 2000, Numerical Prediction of the Flow in a Turbine Draft Tube Influence of the Boundary Conditions, ASME 2000 Fluids Engineering Division Summer Meeting, Boston, Massachusetts, USA, 7 p.
- Berstron J. and Gebart R., 1999, Estimation of Numerical Accuracy for the Flow Field in a Draft Tube, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, Vol. 6, No. 4 pp. 472-486
- Grotjans H., 2001, Simulation of Draft Tube Flow with CFX, Second ERCOFTAC Workshop on Draft Tube Flow, Vattenfall Utvercling AB, Älvkarleby, Sweden.
- Henry P., 1992, Turbomachines Hydaruliques, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, França, 407p.
- Japikse D, 2000, Correlation of Annular Diffuser Performance with Geometry, Swirl, and Blockage, 11Th Thermal and Fluid Analysis Workshop, Cleveland, Ohio.

- Labrecque Y., Sabourin M. and Deschênes C., 1996, Numerical Simulation of a Complete Turbine and Interaction Between Components, Modeliling, Testing & Monitoring for Hydro Poweplants, Lausanne, Switzerland.
- Menter F. R., 1994, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, AIAA Journal Vol. 32, pp 1598-1605.
- Menter F. R., Kuntz, M., e Langtry, R., 2003, Ten years of industrial experience with the SST turbulence model, Turbulence, heat and Mass transfer 4,8 p.
- Puente L. R., Reggio M. and Guibault F. 2001, Automatic Shape Optimization of a Hydraulic Turbine Draft Tube, Departament of Mechanical Engineering, 6 p.
- Tamm A., Gugau M and Stoffel B., 2002, Experimental and 3D Numerical Analysis of the Flow Field in Turbomachines Part I, International Congress on Quality Assessment of Numerical Simulations in Engineering, University of Concepcion, Chile.

NUMERICAL STUDY OF DRAFT TUBES OF BULBE HYDRAULICS TURBINES

José Gustavo Coelho

University of Brasilia
Departamento f Mechanical Engineering
Campus Universitário Darcy Ribeiro
70910-900 – Asa Norte – Brasília – DF
josegustavo@unb.br

Antônio C. P. Brasil Júnior

brasiljr@unb.br

Abstract: *This work presents a numerical study of draft tubes of bulbe hydraulic turbines, where a new geometry is proposed. This new proposal of draft tube has a constant ratio area, a great reduction in its length and approximately the same efficiency of the conventionally draft tube used. The numerical simulations were obtained in commercial software's (CFX-10), using the SST turbulence model, that allows a description of the hydrodynamic field in a very close area to the wall. The simulation strategy has the objective to identify precisely the stall of the boundary layer and the recirculation in the central area, once those are the great cause of the decrease of efficiency in draft tubes. Finally, it was obtained qualitative and quantitative results about the development of the flow in draft tubes.*

Palavras-chave: *bulbe, SST, draft tubes, turbulence.*