

Turbinas Axiais Tipo Bulbo - Hidrodinâmica e Avanços Tecnológicos

Antonio C. P. Brasil Junior^{1*}, José Gustavo Coelho¹, Claudia. C. B dos Santos¹, Luciano Noletto¹ e Menezes Ferreira de Lima²

Resumo - Nesse trabalho apresenta-se as linhas gerais do projeto de P&D relacionado com o desenvolvimento de abordagens metodológicas para a análise da hidrodinâmica de turbinas hidráulicas tipo bulbo. Particularmente apresenta-se um estudo numérico do escoamento turbulento em um modelo de turbina Bulbo, considerando que a geometria utilizada nessa simulação é da futura instalação do Complexo Hidrelétrico de Belo Monte (CHE-BM). Foram utilizadas duas estratégias de simulação, desacoplada e acoplada. Na primeira, os componentes foram simulados separadamente. As partes simuladas foram parte do canal de tomada d'água, rotor/estator e tubo de sucção. Já na simulação acoplada a máquina toda foi simulada num único estágio. O domínio computacional foi gerado utilizando um software CAD e a simulação numérica foi realizada através do CFX-10. O modelo de turbulência escolhido para a realização desse trabalho foi o SST, devido a sua eficiência em determinar escoamentos com altos gradientes de pressão e descolamento próximos à parede.

Palavras-chave—Turbinas tipo Bulbo, Simulação Numérica, Turbulência.

I. INTRODUÇÃO

A implantação do Complexo Hidrelétrico de Belo Monte (CHE-BM) certamente é o mais importante empreendimento de geração de energia elétrica no Brasil neste começo de século. Trata-se de um projeto de importante relevância para o desenvolvimento econômico nacional, e contribuirá de maneira significativa com o incremento do potencial de energia elétrica disponível no país. Tal projeto conta com uma concepção inovadora que envolve a utilização de duas casas de força distintas (posicionadas em diferentes localizações do Rio Xingu). Uma primeira casa de força, próxima a cidade de Altamira, utiliza um conjunto de turbinas tipo Bulbo, que operam praticamente a fio d'água, ou seja, aproveitando a vazão do rio, e com baixa queda de reservatório. Uma segunda casa de força utiliza turbinas tipo Francis e localiza-se próxima ao pequeno vilarejo de Belo-Monte. Este arranjo garante que o potencial de geração envolva uma menor área de floresta inundada possível, minimizando assim, os impactos ambientais diretos. Certamente esta é uma concepção inovadora em termos mundiais, agregando fortemente ao projeto de uma usina hidrelétrica na Amazô-

nia um componente de impacto ambiental reduzido em relação aos outros projetos.

A utilização de turbinas tipo Bulbo na Amazônia representa um novo desafio para técnicos do setor, em particular da ELETRONORTE S/A. Todas as turbinas hidráulicas instaladas na região são do tipo Francis ou Kaplan. Mesmo no Brasil, poucas usinas hidrelétricas utilizam tal tipo de concepção (e.g. UHE's Igarapava, Canoas I e Canoas II, além de diversas PCH's). Nota-se que, como tais máquinas operam em baixas quedas, o avanço tecnológico do design hidrodinâmico de rotores axiais e de dutos de entrada e sucção é bastante dinâmico. Necessita-se um acompanhamento da evolução tecnológica em conjunto com os fabricantes, no sentido de manter atualizado o corpo de engenheiros do setor em relação ao Estado da Arte desta tecnologia de turbinas de baixa queda.

O desenvolvimento atual de projetos de turbinas tipo bulbo baseia-se em uma sequência metodológica que envolve, em uma primeira abordagem, técnicas de projeto convencionais aplicadas a máquinas de fluxo axiais. Em uma segunda fase, a hidrodinâmica da máquina é então otimizada a partir do enfoque computacional, visando a redução de perdas e melhoria de desempenho em cargas parciais, bem como na redução da cavitação que em geral ocorre em ponta de pá. Nota-se que como se tratam de turbinas de baixa queda (o que esta associado portanto a um baixo impacto ambiental) a otimização da geometria de suas partes, em particular do tubo de sucção e da redução de perdas secundárias, são pontos de desenvolvimento de projeto bastante focais que leva a utilização de metodologias avançadas, justificando assim, em boa parte a proposta atual de projeto de P&D.

Motivado pelos desafios das instalações futuras de turbina bulbo no Brasil, este projeto tem como objetivo geral explorar as tecnologias atuais de turbinas hidráulicas tipo bulbo, no sentido de conhecer suas características operacionais e hidrodinâmicas.

Como objetivos específicos este projeto visou abordar os seguintes pontos:

- Estudo da hidrodinâmica de turbinas tipo bulbo, através da simulação numérica do escoamento (CFD), com a utilização de metodologias numéricas atuais e modelos de turbulência de última geração;
- Desenvolvimento de metodologias de avaliação de projeto para máquinas tipo bulbo e avaliação crítica de projetos implantados no Brasil e em diferentes países (Canadá e França), desenvolvidos por diferentes empresas projetistas (ALSTHOM, VOITH, IMPSA,

¹Universidade de Brasília. Departamento de Engenharia Mecânica. Laboratório de Energia e Ambiente. 70910-900 Brasília. DF.

²ELETRONORTE S/A.

* Autor para contato (e-mail: brasiljr@unb.br)

etc);

- Desenvolvimento de metodologias numéricas 3D, baseadas na técnica de elementos finitos, no sentido de ampliar a base nacional de C&T para a abordagem de escoamentos complexos;

A literatura técnica e científica sobre turbinas tipo bulbo é bastante escassa. Embora grande parte de projetos deste tipo 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 [5]. Tratam-se somente de descrições técnicas sobre partes e características de projetos de diferentes máquinas hidráulicas, inclusive de turbinas tipo bulbo. Na atualidade, as empresas fabricantes de turbinas vem dominando metodologias próprias, reservadas, para a garantia de máquinas tipo bulbo mais eficientes. Nota-se que alguns dos grandes segredos, como colocado anteriormente, repousam na otimização do desenho do difusor e na redução de perdas secundárias. Portanto, sob o ponto de vista científico, este projeto abordará estas questões específicas como ponto de verticalização da atuação em P&D (não obstante a discussão de metodologias convencionais de projeto já bastante difundidas).

O projeto de tubos de sucção baseia-se na utilização de metodologias de simulação numérica de escoamentos turbulentos. Trata-se de um problema bastante complexo, que envolve um topologia de escoamento que deve ser explorada como forma de otimizar o desenho final desta parte da máquina. Os trabalhos de [2] e [6] exploram as diferentes possibilidades de modelagem e simulação e apresentam uma extensa revisão bibliográfica sobre as técnicas de numéricas para abordagem deste escoamento, e como isto pode reverter no aumento de desempenho da máquina. Cita-se ainda o trabalho experimental de Anderson [10] que posiciona o problema de maneira precisa, permitindo explorar a simulação numérica como uma ferramenta efetiva de otimização da geometria de um difusor com efeito de "swirl". No caso específico de turbinas tipo bulbo, o esforço de otimização é ainda um pouco menos preciso que para o caso de turbinas Kaplan ou Francis, visto que em sua grande maioria trata-se de um difusor com eixo horizontal, sem o cotovelo encontrado em tais máquinas. No entanto, a escolha de modelos de turbulência precisos e realísticos deve ser perseguida.

Ainda sobre a otimização de partes, este projeto visa ainda investigar a redução de perdas secundárias em de máquinas hidráulicas axiais, assunto sobre o qual uma extensa bibliografia é encontrada para máquinas axiais de turbinas à gás.

O presente artigo explorará um dos resultados do projeto associados à simulação do escoamento em uma primeira concepção de máquina bulbo para o CHE-Belo Monte. Será direcionado o foco nos resultados numéricos e nas metodologias de uso da CFD para tais escoamento. Para detalhes específicos sobre a formulação matemática dos escoamentos turbulentos, ou sobre as metodologias numéricas empregadas, sugere-se consultar os artigos publicados pelo grupo

nossos anos de projeto [13]-[18] e o manual do código utilizado [5].

II. DOMÍNIO COMPUTACIONAL

Uma das fases iniciais de um projeto de usina hidrelétrica se refere à validação das dimensões da turbina em função da potência desejada, que nesse trabalho é de 25,9 MW. Pretende-se alcançar esse rendimento usando os dados preliminares do projeto, fornecidos pela ELETRONORTE S/A. Os dados desse projeto podem ser observados na Fig. 1 e 2, onde mostra-se as dimensões preliminares do projeto e do bulbo, respectivamente.

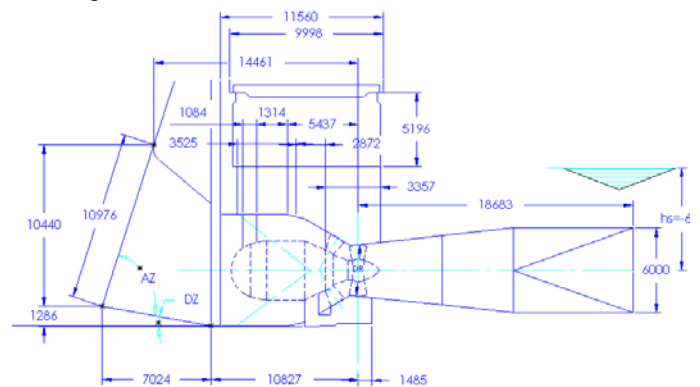


Figura 1. Dimensões de uma das máquinas da futura instalação do Complexo Hidrelétrico de Belo Monte.

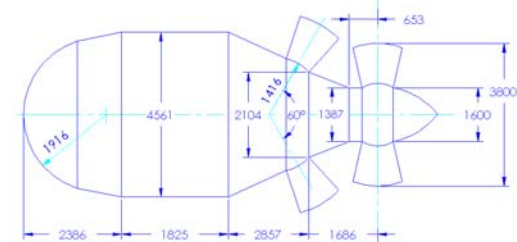


Figura 2. Dimensões do Bulbo.

Nesse campo de simulação numérica de turbinas hidráulicas, importantes trabalhos merecem destaque, como Labrecque *et al* [9], usando o *software* TASCflow, mostra em seu trabalho uma comparação da simulação numérica de uma turbina hidráulica completa com a simulação da mesma através da interação entre as suas partes, distribuidor, rotor e tubo de sucção; Massé *et al.* (1999), “define” a simulação numérica como sendo uma ferramenta que pode ser utilizada para melhorar o desempenho de turbinas hidráulicas; trabalho este, onde se faz uma análise de uma turbina em funcionamento e propõe-se sugestões para a melhoria de sua performance. Tamm *et al.* [8], faz a análise das aplicações e dos limites de um modelo em CFD (*Computational Fluid Dynamic*) específicos para turbomáquinas, onde se mantém o rotor parado e faz-se todo o domínio girar, o que se chama de *frozen – rotor*; neste trabalho, o autor trabalha com escoamentos compressíveis e incompressíveis, em regime permanente.

Diferentes possibilidades de modelagem e simulação são bastante exploradas nos trabalhos de Moura [3] e Mauri *et al.* [11][12], além de ser apresentada uma extensa revisão bibliográfica sobre as técnicas numéricas para a abordagem

do escoamento, e como é possível se reverter em aumento de desempenho para a máquina.

Usa-se para a validação desse projeto o *software* CAD comercial SOLIDWORKS® para a geração da geometria e o código CFX-10 da ANSYS® para a implementação e a análise dos resultados hidrodinâmicos. Para modelar o fenômeno da turbulência utiliza-se a estratégia URANS (*Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes*) e o modelo SST (*Shear Stress Transport*) (ver [9], [7] e [4]). Recorre-se a esse modelo de turbulência pela sua grande capacidade de determinar o descolamento da camada limite, mesmo na presença de gradiente adverso de pressão.

A estratégia adotada para a simulação numérica foi a de inicialmente simular a máquina por partes, ou seja, simular a máquina desacoplada, canal de tomada d'água, distribuidor/rotor e tubo de sucção. Posteriormente faz-se a mesma simulação, porém, com todas as partes juntas, em uma mesma simulação. Adota-se utilizar essas duas metodologias devido à rapidez, esforço computacional e análise pontual da primeira e análises das influências simultâneas de cada parte na segunda metodologia.

O domínio utilizado nesse trabalho pode ser visto na Fig. 3, onde se tem parte do canal de tomada d'água, bulbo, tubo de sucção e prolongamento simulando o afogamento do tubo de sucção, mostrados como 1,2,3, e 4 respectivamente.

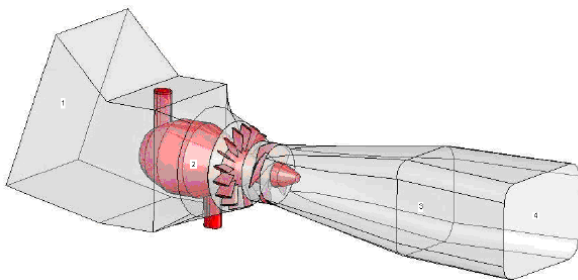


Figura 3. Domínio computacional usado nesse trabalho.

As condições de contorno utilizadas se baseiam nos dados oriundos do projeto preliminar, mais especificamente na altura a montante, que é de 19,1 m, e na distância entre o eixo da máquina e a superfície livre (Figura 1), que é 6 m, o que fornece uma queda nominal de 13,1 m. Assim, para a primeira parte as condições de contorno utilizadas são a pressão total na entrada e vazão na saída. Essa vazão foi encontrada indiretamente, utilizando o equacionamento da potência desejada, mostrada na Eq. 1

$$\eta = \frac{P}{\rho g Q H} \quad 1$$

onde η é o rendimento, P é a potência, ρ é a densidade, g é a aceleração da gravidade, Q é a vazão e H é a queda disponível.

Conforme dito anteriormente, essa simulação se realiza por partes, primeiramente o canal de tomada d'água, depois o estator/rotor e por fim o tubo de sucção. Após a primeira simulação, exporta-se o campo de velocidade localizado na região da saída e utiliza como condição de entrada da simu-

lação posterior. Uma exemplificação dessas condições de contorno podem ser visualizadas na Fig. 4

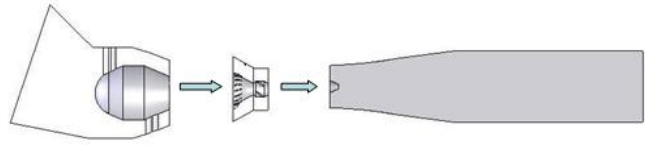


Figura 4. Visualização das condições de contorno.

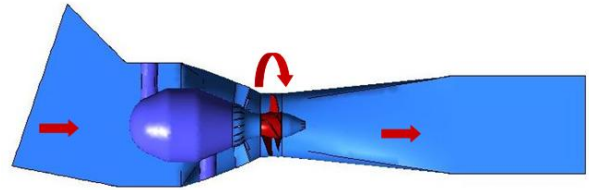


Figura 5. Domínio utilizado para a simulação da máquina acoplada.

Para a simulação acoplada, as condições de contorno são modificadas. Faz-se essas mudanças para que a vazão passe a ser solução do problema e não imposição, como no caso anterior. Assim, a única condição imposta é a variação de pressão encontrada através da queda disponível que é de 13,1 m. Quando se utiliza essa técnica, um problema encontrado é a mudança de referencial, visto que existem partes que estão em movimento como o rotor. Um dos pontos positivos em utilizar o CFX-10 é que ele já faz essa variação de referencial automaticamente. Uma visualização do domínio completo se mostra na Fig.5

III. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A. Simulação Desacoplada

Inicialmente simulou-se o canal de tomada d'água, passando pelo bulbo chegando até o conjunto formado pelo distribuidor e rotor. Observa-se, a partir da Fig. 6, que o vetor velocidade do escoamento na entrada está sofrendo uma pequena variação devido à presença do pilar de sustentação do bulbo. Pode-se verificar que o maior valor da velocidade encontra-se na parte central, diminuindo seu valor com a proximidade das paredes inferior e superior do canal de entrada, fato observado devido a presença da camada limite que está agindo sobre o escoamento.

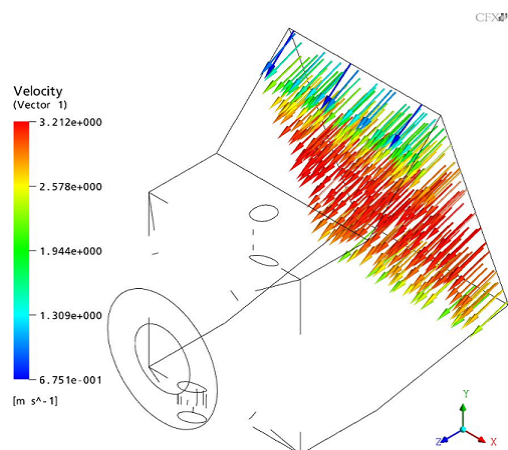


Figura 6. Vetor velocidade na entrada do primeiro componente.

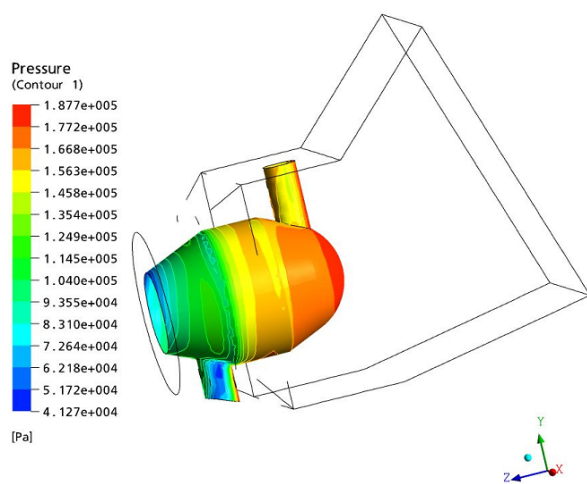


Figura 7. Campo de pressão no bulbo.

Observa-se, a partir da Fig. 7, que o campo de pressão atuante no bulbo apresenta variação pouco significativa. Pode-se verificar que o maior valor da pressão atuante sobre o bulbo se encontra na parte mais externa deste, amenizando o seu valor com o prosseguimento do bulbo. Isto ocorre devido ao fato deste ponto ser o primeiro local a ser atingido pelo escoamento, sofrendo assim a maior pressão do fluido.

Conforme Fig. 8 e 9, pode-se visualizar o desenvolvimento do escoamento da entrada até o distribuidor. Essas análises podem ser feitas através das linhas de cisalhamento (Fig. 8) e do campo de velocidade (Fig. 9). Percebe-se que à medida que o escoamento vai se aproximando do distribuidor, o mesmo tem um aceleração, explicável pela diminuição da área dessa região.



Figura 8. Linhas de cisalhamento no bulbo e distribuidor.

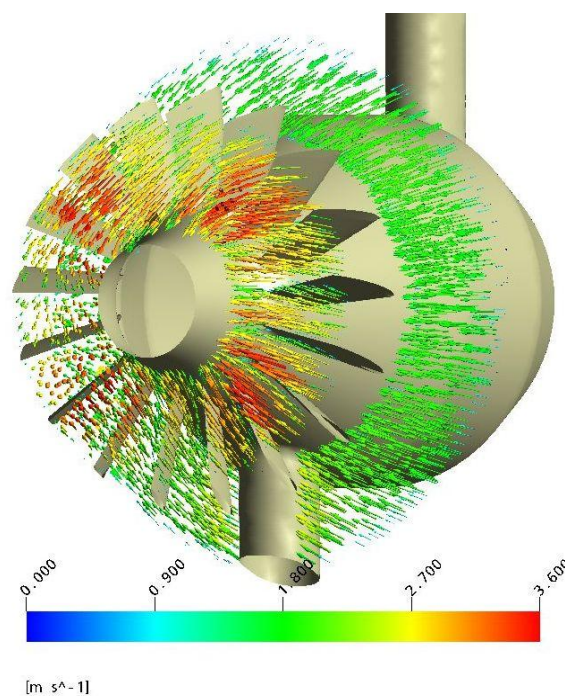


Figura 9. Campo de velocidade no bulbo e na entrada do rotor.

A partir resultados encontrados na simulação do conjunto distribuidor e rotor observa-se que o mesmo necessita de certa ênfase.

Segundo o projeto preliminar, o rotor apresenta um diâmetro externo de 3,8 m. Porém, a partir dos resultados qualitativos e quantitativos adquiridos através de visitas às usinas brasileiras que utilizam turbinas do tipo Bulbo, permitiu visualizar que neste projeto o diâmetro encontra-se abaixo do necessário para potência esperada pelo mesmo. Isso fica evidenciado quando se insere a Usina de Belo Monte em uma curva de potência em função do diâmetro do rotor, Fig. 10.

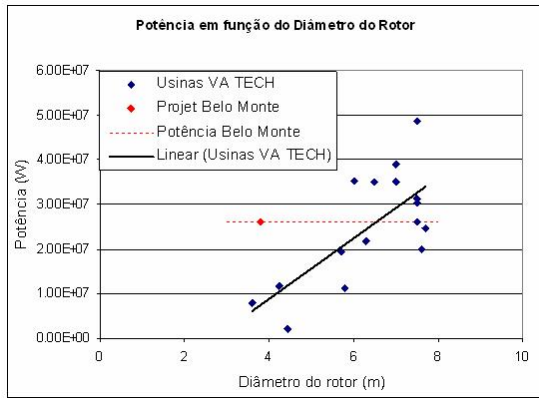


Figura 10. Curva de potência em função do diâmetro do rotor.

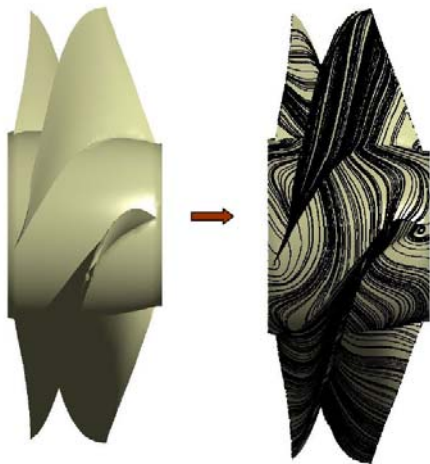


Figura 11. Linhas de cisalhamento no rotor.

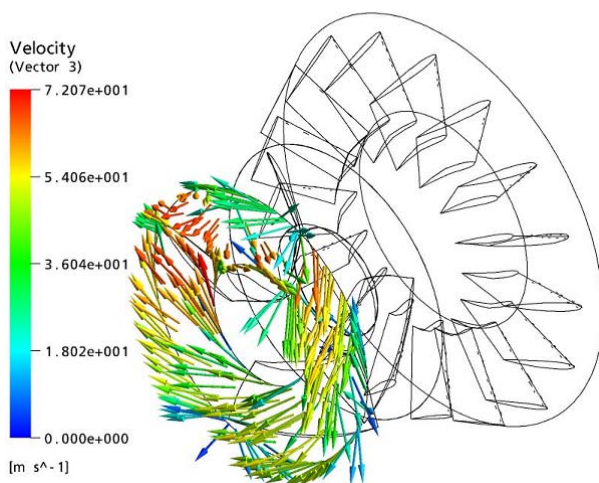


Figura 12. Vetor velocidade na saída do rotor.

Outros fatores que evidenciam que o diâmetro do rotor está muito pequeno são as linhas de cisalhamento, Fig. 11, e o vetor velocidade na saída do rotor, Fig. 12, que mostra recirculações existentes nessa região.

A partir das Fig. 13 e 14, verifica-se uma alta vazão, imposta pelo projeto e anteriormente calculada. Como a vazão varia de acordo com a velocidade para uma área constante, conclui-se que a velocidade também está bastante elevada, o que gera uma região de recirculação na área central do tubo de sucção. Isto é mais um ponto indicativo de que alguns parâmetros na máquina devem ser modificados.

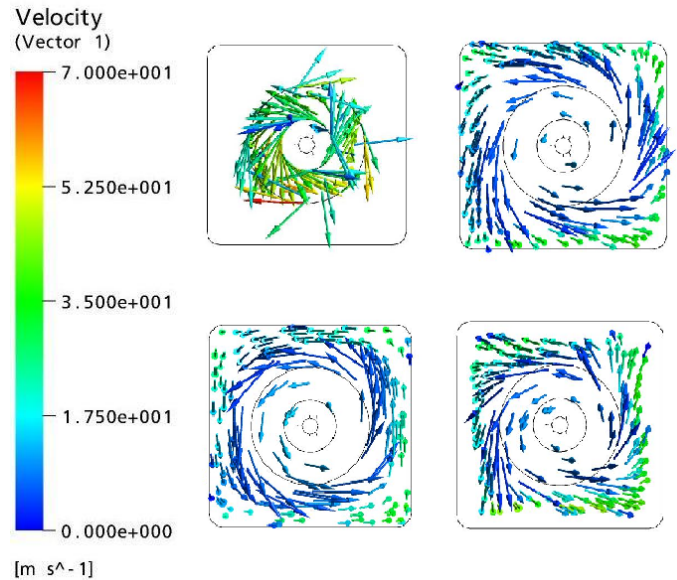


Figura 13. Vetor velocidade na entrada, saída e planos intermediários.

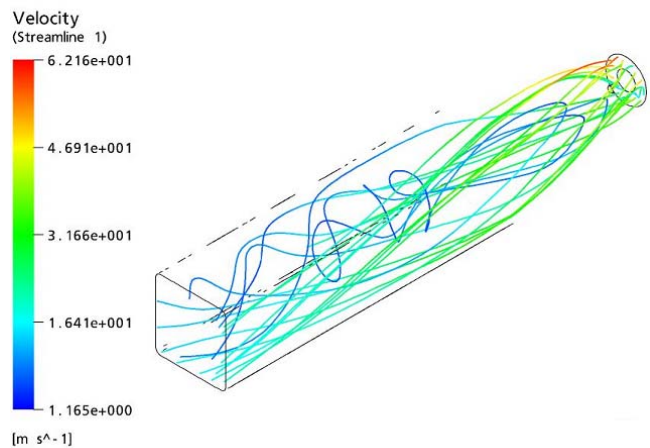


Figura 14. Linhas de corrente no tubo de sucção.

Calcula-se então, a perda de carga dos componentes da máquina. Esta é fornecida através de:

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad 2$$

onde ΔP indica a diferença de pressão na entrada e na saída do componente. Como se têm que:

- No primeiro componente: $P_e = 187371$ [Pa] e $P_i = 91193,3$ [Pa];
- No segundo componente: $P_e = 86029,2$ [Pa] e $P_i = 1,27609 \times 10^6$ [Pa]; e
- No terceiro componente: $P_e = 85116$ [Pa] e $P_i = 684,134$ [Pa].

O que fornece uma perda de carga em cada componente de:

- No primeiro componente: $\Delta H = -9,804$ [m];
- No segundo componente: $\Delta H = 121,31$ [m]; e
- No terceiro componente: $\Delta H = -8,607$ [m].

O que indica que a vazão imposta está realmente bastante elevada, uma vez que a perda de carga total encontrada é superior a queda de projeto.

B. Simulação Acoplada

A partir dessa etapa do trabalho, passaremos a considerar simulações da máquina completa, porém, com um tamanho de rotor incrementado.

Esse aumento se dá através de análises de outras máquinas de potências e quedas parecidas, e também, recorrendo à literatura de máquinas de fluxo.

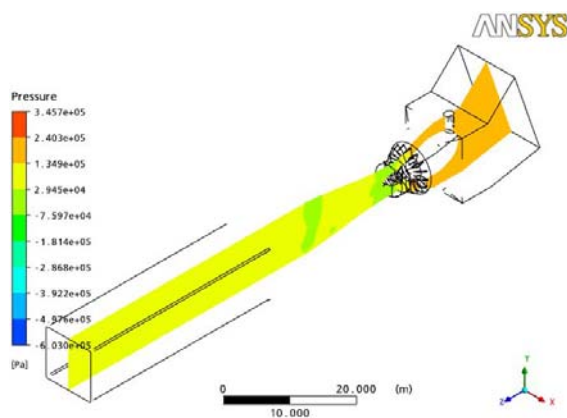


Figura 15. Campo de pressão na máquina completa

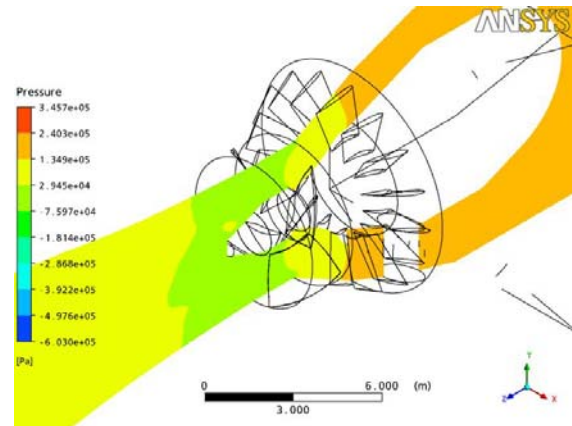


Figura 16. Campo de pressão na região do bulbo, distribuidor, e rotor.

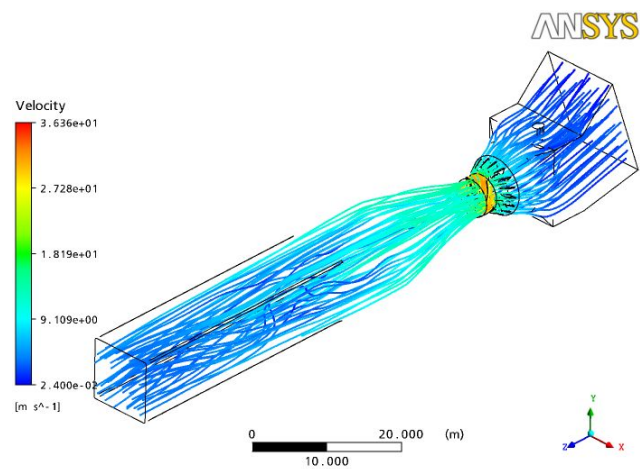


Figura 17. Linhas de corrente.

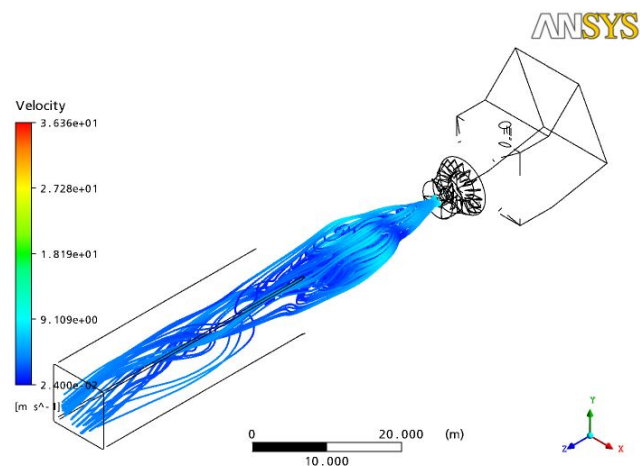


Figura 18: Linhas de corrente no tubo de sucção.

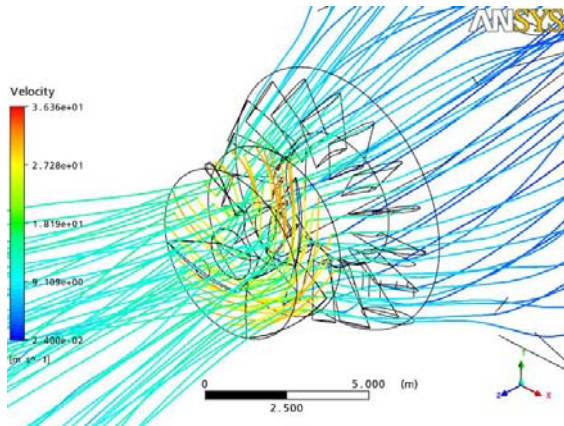


Figura 19. Linhas de corrente na região do rotor.

O diâmetro utilizado para o rotor foi de 5,6m. Melhores resultados foram encontrados, porém ainda distantes do rendimento pretendido. Essa discrepância se explica devido à aproximação do diâmetro do rotor, desconhecimento dos perfis das pás do distribuidor rotor, da curva de conjugação da máquina e da necessidade de utilização não robusta como condições de contorno (variação de pressão). O recomendado para esse tipo de simulação é que se utilize a pressão total como condição de entrada e vazão na saída, mas para isso, a vazão deixaria de ser solução e precisaria ser conhecida com precisão.

Através das Fig. 15 e 16, pode-se perceber a variação de pressão na máquina. Esse é um dado de grande valia, pois através dele pode-se fazer inúmeras análises, como perda de carga na máquina por exemplo.

As linhas de corrente do escoamento são mostradas nas Fig. 17, 18 e 19. Na primeira mostra-se as linhas de corrente na máquina toda, enquanto que na outra ilustra-se somente a região de recirculação encontrada do difusor. Esse refluxo encontrado é função direta do desconhecimento preciso de dados do rotor e também da não precisão da vazão. Refluxo dentro do rotor já não é mais percebido, mostrando que o aumento do diâmetro do rotor melhorou consideravelmente a eficiência da máquina como um todo.

Através da Fig. 20, tem-se o campo de velocidade da máquina, onde se percebe que a região de maior velocidade é a do rotor, facilmente explicada pela diminuição da área nessa região.

Na Fig. 21, tem-se uma visualização do vetor velocidade na saída do rotor. Percebe-se uma intensidade um pouco elevada, explicando as recirculações encontradas no tubo de sucção. Um outro motivo considerado para a existência dessa recirculação foi a geometria do tubo de sucção, mas esse motivo foi descartado, visto que o tubo apresenta angulação total de aproximadamente 10° , que é a recomendada pela literatura para que recirculações na parte central não sejam encontradas.

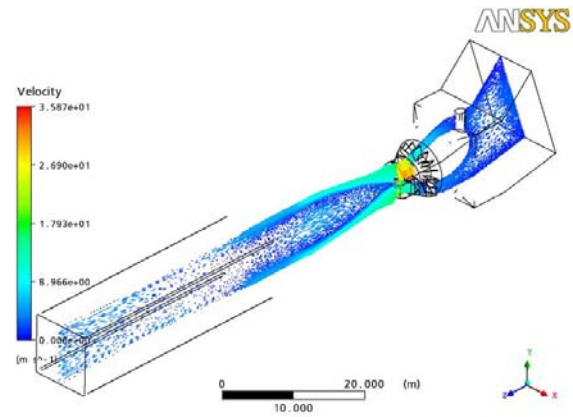


Figura 20. Campo de velocidade.

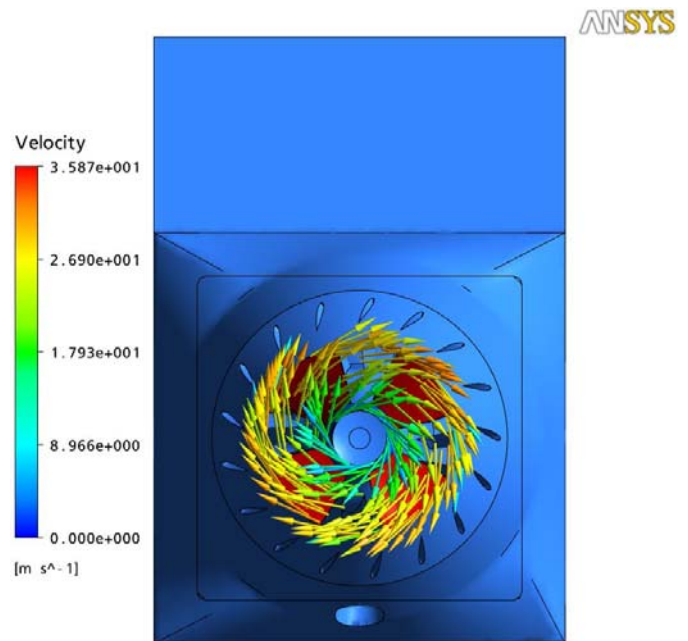


Figura 21. Campo de velocidade na saída do rotor.

IV. CONCLUSÕES

Através dos dados do pré projeto da futura instalação do complexo hidrelétrico de Belo Monte, faz-se a simulação da máquina. Inicialmente, utiliza-se a vazão que é indiretamente determinada através do rendimento desejado. Num primeiro estágio desse trabalho, percebe-se que o diâmetro sugerido no pré projeto para o rotor mostra-se pequeno, assim o mesmo tem um incremento, passando de 3,8 m para 5,6 m.

As novas dimensões ainda não são as ideais, mas como esse é um trabalho de simulação numérica de uma usina que ainda será construída, já apresentou importantes resultados, além de ajudar no embasamento dessa nova tecnologia que são as turbinas hidráulicas tipo Bulbo.

V. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1]. Massé B., Page M. Magnan R. and Giroux A. M., 1999, Numerical Simulations: A Tool to Improve Performance of Hydraulic Turbines, WaterPower 99, Hydro Future: Tecnology, Markets and Policy, Las Vegas, Nevada, USA.
- [2]. Moura, M. D. ,2003, Modelagem e Simulação Numérica do escoamento Turbulento em Tubos de Sucção de Turbinas Kaplan., Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasil, 139p.
- [3]. 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.
- [4]. CFX, 2005, Manual Guide – V.10, CFX International, AEA Technology, Harwell, Didcot, Oxon, UK.
- [5]. Henry P., 1992, Turbomachines Hydrauliques, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, França, 407p.
- [6]. Silveira Neto, A.,2002a,. Fundamentos da Turbulência nos Fluidos. In A. P. S. Freire, P. Menut, and J. Su (Eds.), Turbulência, Volume 1, pp. 3–48. ABCM, Rio de Janeiro.
- [7]. 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.
- [8]. Wilcox, D. C., 1993,. Turbulence Modelling for CFD. DWC Industries Inc., La Canada, 460p.
- [9]. Labrecque Y., Sabourin M. and Deschênes C., 1996, Numerical Simulation of a Complete Turbine and Interaction Between Components, Modelilng, Testing & Monitoring for Hydro Poweplants, Lausanne, Switzerland.
- [10]. Anderson, U., An exerimental study of the flow in a sharp-heel draft tube, Lit. Thesis, Univ. of Lulea, 2000
- [11]. Mauri, Sebastiano, Kueny, Jean-Louis, Avellan, François; "Flow Simulation in an Elbow Diffuser : Verification and Validation ". Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Lausanne, Switzerland, 9-12 September 2002, pp. 231-240
- [12]. Mauri, Sebastiano, Kueny, Jean-Louis, Avellan, François; "Werle - Legendre Separation in a Hydraulic Machine Draft Tube ". Proceedings (CDRom) of the Joint ASME -European Fluids Engineering Summer Conference, June 14-18, 2002, Montreal, Québec, Canada
- [13]. Moura, M., Brasil Junior, A.C.P., Assessment Of Turbulent Modelling For Cfd Simulation In Hydroturbines: Draft Tubes, Proc. Of COBEM 2005, Ouro Preto Dezembro 2005.
- [14]. Coelho, J. G, Brasil Junior, A.C.P., Noletto, L., Escoamento turbulento em difusores cônicos, Anais da 5ª Escola de Primavera de Transição e Turbulência, Rio de Janeiro, Setembro 2006.
- [15]. Coelho, J. G, Brasil Junior, A.C.P., Simulação Numérica da Influência do Swirl no escoamento em difusores, Anais do ENCIT 2006, Curitiba, Dezembro 2006.
- [16]. Coelho, J. G, Brasil Junior, A.C.P., Estudo Numérico de tubos de sucção de turbinas bulbo, Anais da 16ª Simpósio de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Uberlândia, Novembro 2006.
- [17]. Juillard, J, Santos, C. B, Coelho, J. G, Brasil Junior, A.C.P., Simulação numperica de turbinas hidráulicas tipo bulbo, Anais da 16ª Simpósio de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Uberlândia, Novembro 2006.
- [18]. Coelho, J. G, Brasil Junior, A.C.P., Numerical simulation of bulb hydraulic turbines, ANSYS User Conference, Florianópolis, Outubro 2006.