

MODELAGEM E AVALIAÇÃO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS OPERANDO COMO TURBINAS EM PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS

Alex Nivaldo Alcântara Renó^(a), Gabriel Ferraz Marcondes de Carvalho^(b), Celso Antonio Bittencourt Sales Júnior^(c), Ramiro Gustavo Ramirez Camacho^(d)

- (a) Universidade Federal de Itajubá - UNIFEI, Brasil - alexnivaldo@unifei.edu.br
(b) Universidade Federal de Itajubá - UNIFEI, Brasil – ferraz@unifei.edu.br
(c) Universidade Federal de Itajubá - UNIFEI, Brasil – celsosalesjunior@unifei.edu.br
(d) Universidade Federal de Itajubá - UNIFEI, Brasil – ramirez@unifei.edu.br

INTRODUÇÃO

As usinas reversíveis, também chamadas de sistemas de armazenamento de energia hidrelétrica bombeada (PHES, na sigla em inglês), vêm se consolidando como soluções estratégicas nos sistemas modernos de energia. Esses empreendimentos permitem o armazenamento de energia em períodos de baixa demanda e sua liberação nos horários de pico, favorecendo o aproveitamento de fontes renováveis intermitentes e reforçando a estabilidade das redes elétricas (Naval, et al. 2023). Diante da crescente necessidade de reduzir a dependência de combustíveis fósseis e ampliar a participação de alternativas sustentáveis, o papel das usinas reversíveis torna-se cada vez mais relevante para a segurança energética (GESEL, 2021)

No contexto dessas tecnologias, destaca-se o uso de bombas operando como turbinas (BFT), que alia simplicidade construtiva, menor custo de implantação e flexibilidade operacional. Além dos aspectos técnicos e econômicos, sua adoção demanda a consideração de custos socioambientais e da valoração de recursos naturais, uma vez que envolvem externalidades positivas e negativas. Entre elas, destacam-se o menor impacto ambiental em comparação a grandes hidrelétricas, a possibilidade de aproveitamento de infraestrutura existente e o estímulo ao desenvolvimento regional por meio da utilização de equipamentos padronizados de baixo custo (Miranda, 2024).

A tecnologia BFT também apresenta grande potencial quando associada a outras fontes renováveis, como a energia fotovoltaica e as hidrelétricas convencionais. Essa sinergia permite a

construção de arranjos híbridos eficientes: enquanto a energia solar apresenta elevada variabilidade horária, e as hidrelétricas convencionais fornecem estabilidade de base, as bombas-turbinas oferecem a flexibilidade de operação reversível e a capacidade de armazenamento estratégico. O resultado é uma matriz mais equilibrada, resiliente e capaz de atender às flutuações de demanda e oferta (EPE, 2019).

O Brasil apresenta condições particularmente favoráveis para a aplicação dessa tecnologia. A geologia nacional é caracterizada por rios de grandes vazões e baixas quedas, cenário que amplia o potencial de uso das bombas-turbinas em substituição ou complemento às turbinas convencionais. Isso permite maior aproveitamento do elevado fluxo hídrico disponível, ao mesmo tempo em que diversifica a matriz elétrica e fomenta soluções sustentáveis voltadas tanto para sistemas isolados quanto para comunidades rurais (EPE, 2020).

Diante desse panorama, o presente trabalho tem como objetivo propor um modelo analítico de projeto de bomba centrífuga radial (rotor e voluta), considerando pás em formato de arco de círculo. O desempenho da máquina será avaliado quantitativamente por meio de simulações de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), com posterior comparação a resultados experimentais obtidos para a bomba centrífuga modelo 3DBE51, previamente ensaiada em laboratório da UNIFEI.

MATERIAIS E MÉTODOS

A análise numérica da bomba centrífuga operando em regime reverso, caracterizada como bomba-turbina (BFT), tem início com a descrição do princípio de funcionamento da máquina. No modo convencional (bomba), o fluido entra pela sucção em baixa pressão, atravessa o rotor — onde parte da energia cinética é convertida em pressão — e é descarregado com energia aumentada. Já no modo turbina, o processo é invertido: o fluido entra com alta energia de pressão, movimenta o rotor em sentido contrário e deixa a máquina com menor pressão (Mariano, 2017). A Figura 1 ilustra os dois modos de operação, destacando as principais partes do equipamento.

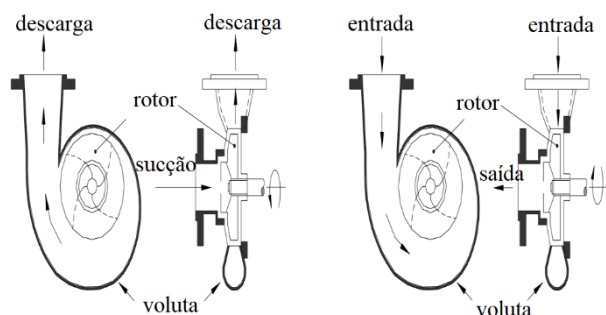


Figura 1.- Bomba centrífuga operando como bomba (esquerda) e como turbina (direita).

No Brasil, pesquisas pioneiras sobre bombas operando como turbinas foram conduzidas entre 1987 e 1990 pelo Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas (LHPCH–UNIFEI). Os trabalhos de Viana (1987) e Viana e Nogueira (1990) avaliaram experimentalmente o desempenho de bombas centrífugas em regime reverso, obtendo coeficientes característicos de altura e vazão. Esses resultados forneceram subsídios fundamentais para a seleção rápida e confiável de bombas aptas a operar como turbinas em pequenos aproveitamentos hidroenergéticos.

A Figura 2 apresenta curvas experimentais típicas de altura, potência no eixo e rendimento global em função da vazão, comparando o desempenho nos modos bomba e turbina sob a mesma rotação. Observa-se que, no modo BFT, tanto a vazão quanto a altura superam os valores obtidos em ponto de máximo rendimento no modo bomba, resultando também em maior potência de eixo.

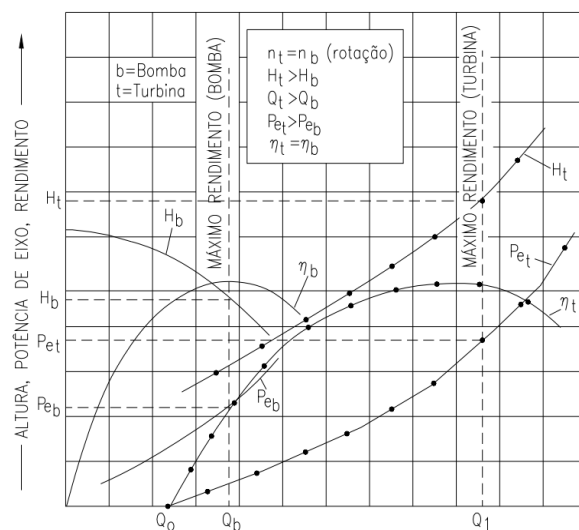


Figura 2.- Curvas de altura, potência de eixo, rendimento versus vazão para a bomba e BFT.

Para quantificação, definem-se coeficientes característicos de vazão e altura, expressos por:

$$k_q = \frac{Q_b}{Q_t} \quad (1)$$

$$k_a = \frac{H_b}{H_t} \quad (2)$$

Essas relações variam conforme o modelo da bomba e dependem diretamente da rotação específica, definida no Sistema Internacional como:

$$n_{qA} = \frac{10^3 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{(H \cdot g)^{0,75}} \quad (3)$$

Com base em resultados experimentais obtidos em duas bombas de fabricação nacional, e complementados por dados da literatura, Viana e Nogueira (1990) construíram curvas que relacionam os coeficientes de vazão (k_q) e de altura (k_a) em função da rotação específica (n_{qA}). Esses resultados, válidos para a faixa de 40 a 200, estão representados na Figura 3.

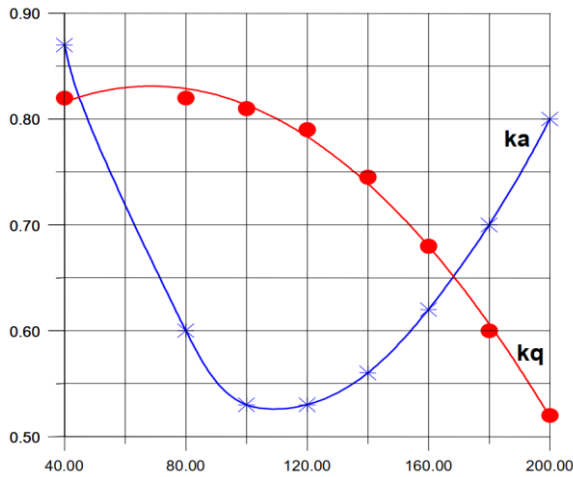


Figura 3.- Coeficientes de vazão e altura versus rotação específica da BFT (Viana e Nogueira, 1990).

1. Modelagem CFD

Na simulação CFD da turbomáquina, o escoamento foi descrito em referencial rotativo, considerando a interação fluido-rotor (Viana, 1987). A velocidade relativa do escoamento (v_r) é dada por:

$$v_r = v - u_r \quad (4)$$

Em que, v é a velocidade absoluta, u_r é a velocidade de turbilhão e r o vetor posição:

$$u_r = \omega \times r \quad (5)$$

A conservação de massa no domínio segue a equação da continuidade (Le Marre, et al. 2023):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v_r) = 0 \quad (6)$$

Enquanto a conservação da quantidade de movimento no referencial rotativo é:

$$\frac{\partial(\rho v_r)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v_r v_r) + \rho(2\omega \times v_r + \omega \times \omega \times r) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau}_r \quad (7)$$

O tensor de tensões viscosas ($\vec{\tau}_r$) é dado por (Barbosa, et al. 2010):

$$\vec{\tau}_r = \mu_{eff} [\nabla v_r + (\nabla v_r)^{tr} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot v_r) I] \quad (8)$$

Em que, μ_{eff} , é a viscosidade efetiva, I o tensor unitário e tr indica a transposição.

2. Parâmetros adimensionais

Para a avaliação de desempenho, foram utilizados coeficientes adimensionais clássicos. O coeficiente de vazão é expresso por (Kang, et al. 2023):

$$\Phi = \frac{(\frac{Q}{2\pi r_5 b_5})}{\omega r_5} = \frac{c_{r5}}{u_5} \quad (9)$$

O coeficiente de aumento de pressão total é:

$$\psi = \frac{2Y}{(\omega r_5)^2}, \quad Y = \frac{\Delta p_t}{\rho} \quad (10)$$

O aumento de pressão ideal é obtido pela variação da quantidade de movimento tangencial (Jain, 2014):

$$\Delta p_{t,i} = \rho u_5 [u_5 - c_{r5} \cot(\beta_5)] = \rho (u_5)^2 [1 - \Phi \cot(\beta_5)] \quad (11)$$

E o rendimento hidráulico resulta de:

$$\eta = \frac{\Delta p_t}{\Delta p_{t,i}} = \frac{\Delta p_t}{\rho (u_5)^2 [1 - \Phi \cot(\beta_5)]} \quad (12)$$

3. Caracterização geométrica

A bomba centrífuga modelo 3DBE51 (Workington) foi desmontada para obtenção de parâmetros geométricos específicos (ângulos de pás, canal hidráulico e traçado da voluta).

O rotor, de diâmetro externo $D_s = 133,56$ mm (Figura 4), foi limpo por jateamento de areia antes da digitalização 3D. Outras dimensões foram medidas no Laboratório de Metrologia da UNIFEI (Tabela 1).



Figura 4.- Rotor centrífugo, D5=133,56 mm.

Tabela 1.- Medidas da pá do rotor

D ₅ = 133,56 mm	b ₅ = 38,54 mm	e ₅ = 5,40 mm	β ₄ = 66°
D ₄ =90,75 mm	b ₄ = 66,20 mm	e ₄ = 2,50 mm	β ₅ = 18°

A partir das medidas, uma nova geometria do rotor em formato *Step* foi modelada no software *SpaceClaim* (Figura 5a), posteriormente comparada com o modelo escaneado para verificação dimensional. A voluta foi modelada teoricamente e o volume fluido subdividido em três regiões: entrada (laranja), rotor (azul) e voluta (verde), conforme Figura 5b.

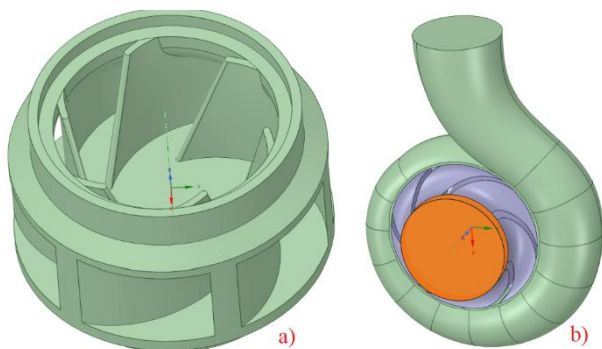


Figura 5.- Rotor(a) e geometria dos volumes fluidos(b).

5. Malha Computacional e configuração numérica

A malha computacional foi gerada com cerca de 11 milhões de elementos, conforme apresentado na Figura 6. O domínio de escoamento foi discretizado com predominância de elementos hexaédricos nas regiões de entrada e rotor, enquanto na voluta foram empregados elementos tetraédricos, adotando-se um tamanho máximo de 3 mm.

Na região de entrada (*inlet*) e saída (*outlet*), aplicou-se a técnica de *inflation* com 9 camadas prismáticas, garantindo melhor resolução da camada limite. O rotor e a entrada foram malhados pelo método *MultiZone*, resultando em uma malha estruturada com elementos hexaédricos de aproximadamente 1,5 mm, com crescimento progressivo de 15% entre elementos.

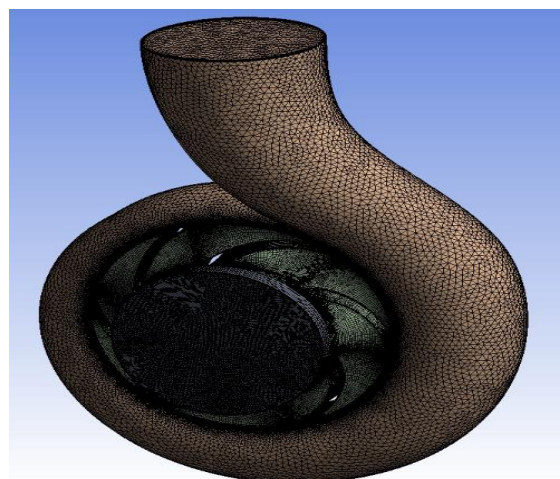


Figura 6.- Malha gerada nos 3 volumes fluidos.

Adicionalmente, no rotor empregou-se *inflation* com 25 camadas prismáticas, sendo a primeira de 0,004 mm, distribuídas ao longo das pás (nos lados de sucção e pressão), com crescimento de 20% entre camadas. Essa configuração permitiu maior precisão na captura dos efeitos da viscosidade turbulenta. A Figura 7 apresenta detalhes da malha nas regiões críticas.

As simulações foram realizadas no Laboratório de Hidrodinâmica Virtual (LHV–UNIFEI) e compreenderam as etapas de: modelagem geométrica, geração da malha, configuração das condições de contorno e pós-processamento.

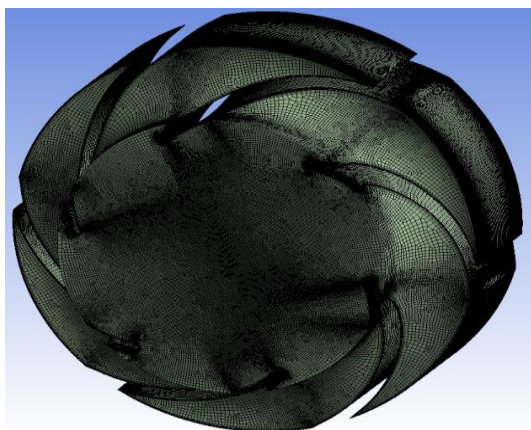


Figura 7.- Malha gerada no rotor.

O modelo de turbulência utilizado foi o *SST $k-\omega$* com correção por curvatura, adequado para representar os efeitos centrífugos. O acoplamento entre as regiões foi realizado por interfaces de contato de superfícies (entrada-rotor e rotor-voluta).

Nos métodos numéricos, adotou-se o esquema de acoplamento pressão-velocidade, com interpolação do gradiente via *Green-Gauss Node Based* e discretização de segunda ordem para todas as equações, garantindo maior precisão. As referências adotadas foram: a superfície de entrada (para pressão) e o comprimento da pá (para velocidade e torque).

As condições de contorno aplicadas foram: pressão absoluta de 0 Pa na entrada, vazão mássica variada na saída e rotação imposta ao rotor de 1800 rpm. Por fim, no módulo *Report Definition*, foram configuradas as variáveis monitoradas, incluindo pressões totais na entrada e saída, cálculo da altura manométrica e torque aplicado ao rotor.

RESULTADOS

Os resultados numéricos foram inicialmente validados para a turbomáquina operando no modo bomba. A Figura 8 apresenta a comparação entre as curvas de altura manométrica em função da vazão, obtidas tanto por simulação numérica (CFD) quanto pelos ensaios experimentais conduzidos por Medeiros (2004).

Observa-se que as curvas apresentam boa concordância global, especialmente na região próxima à vazão de projeto, com desvios mais pronunciados em regimes de baixas e altas vazões. Essa diferença pode ser atribuída a simplificações inerentes ao modelo numérico, como hipóteses de

contorno e idealizações geométricas. Ainda assim, os resultados CFD se mostram confiáveis para representar o comportamento hidráulico da bomba.

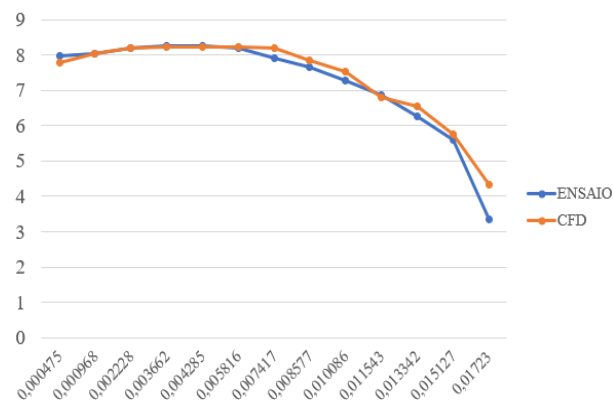


Figura 8.- Comparação das curvas de altura (m) x vazão (m^3/s) de ensaio (Medeiros, 2004) e CFD.

A Figura 9 apresenta o contorno de pressão no interior da bomba operando em regime permanente. Observa-se que as maiores pressões concentram-se na região da voluta, especialmente próxima à saída, onde os valores atingem aproximadamente $1,22 \times 10^5$ Pa, coerente com a conversão da energia de velocidade em pressão estática. Já na entrada do rotor, a pressão é significativamente menor, chegando a valores negativos em relação à pressão de referência (até $-6,31 \times 10^4$ Pa), o que pode indicar zonas de recirculação e risco potencial de cavitação. Nota-se ainda que a distribuição de pressão acompanha o escoamento ao longo das pás, apresentando gradiente crescente no sentido do escoamento do fluido, o que confirma o papel do rotor na transferência de energia hidráulica.

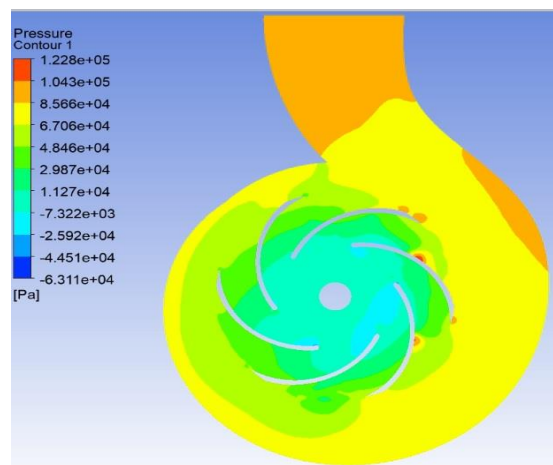


Figura 9.- Distribuição de pressão, modo bomba.

A Figura 10 apresenta as linhas de corrente coloridas pela magnitude da velocidade no interior da bomba centrífuga. Observa-se que o escoamento acompanha o formato das pás do rotor, com as maiores velocidades concentradas na região de saída do impelidor, atingindo valores próximos de 18 m/s. Esse comportamento confirma o papel do rotor na transferência de energia ao fluido, acelerando-o na direção radial.

As linhas de corrente evidenciam ainda zonas de recirculação e vórtices, principalmente na entrada do rotor e nas proximidades da parede da voluta. Essas regiões apresentam menores velocidades e indicam a ocorrência de perdas hidráulicas, contribuindo para a redução da eficiência global da bomba.

Na região da voluta, as streamlines mostram o processo de difusão, onde a energia cinética do fluido é gradualmente convertida em pressão. Nota-se um escoamento mais ordenado próximo à saída da carcaça, demonstrando que a energia transferida pelo rotor é coletada pela voluta e direcionada ao duto de descarga.

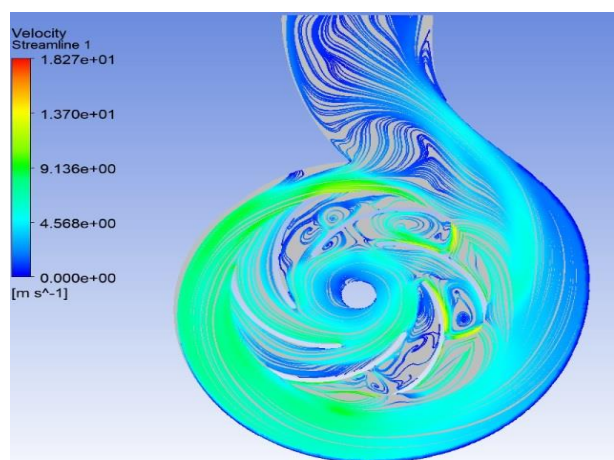


Figura 10.- Distribuição de velocidades em linhas de corrente, modo bomba.

De forma geral, os resultados numéricos mostram uma distribuição de pressão e velocidade compatível com o funcionamento esperado de uma bomba centrífuga operando em condição nominal.

As regiões de alta pressão na voluta e de alta velocidade entre as pás confirmam a eficiência do processo de conversão de energia, enquanto as zonas de baixa pressão e recirculação evidenciam os pontos críticos onde podem ocorrer perdas ou fenômenos indesejáveis, como a cavitação.

CONCLUSÕES

A análise numérica CFD apresentou boa concordância com os resultados experimentais disponíveis na literatura, validando a abordagem adotada e confirmando o desempenho satisfatório da bomba operando como turbina (BFT). Tanto os ensaios laboratoriais quanto as simulações evidenciam que, apesar da eficiência máxima relativamente baixa ($\approx 43\%$), a tecnologia se mostra atrativa pela robustez, baixo custo de aquisição e simplicidade construtiva quando comparada a turbinas convencionais.

O estudo experimental destacou a viabilidade técnica da BFT associada a motores de indução como geradores, reforçando seu potencial para aplicações em pequenas centrais isoladas ou conectadas à rede. Já análises comparativas recentes demonstraram que a BFT apresenta maior competitividade econômica em relação a turbinas hidráulicas convencionais, principalmente pela padronização e disponibilidade no mercado nacional, com prazos de fornecimento menores e custos mais baixos.

No entanto, limitações persistem: a eficiência hidráulica e o fator de potência ainda são pontos críticos, e a viabilidade econômica em larga escala depende da evolução do arcabouço regulatório, com a valorização de serviços ancilares prestados ao sistema elétrico. Além disso, a crescente competitividade de tecnologias de armazenamento em baterias pode reduzir a atratividade futura de mini-UHRs baseadas em BFT.

Em síntese, os resultados numéricos, experimentais e comparativos convergem para a conclusão de que a BFT é uma alternativa técnica e economicamente viável para micro e pequenas centrais hidrelétricas, sobretudo em regiões com potenciais hidráulicos de baixo custo e em cenários de restrição orçamentária. Avanços em otimização geométrica, mitigação de cavitação e estratégias de regulação e controle são fundamentais para ampliar sua eficiência e consolidar seu uso como tecnologia de baixo custo no aproveitamento energético descentralizado.

SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Validação do modelo de turbina no CFD: utilizar os dados de ensaio já disponíveis para

comparar com os resultados numéricos, ajustando parâmetros de malha, modelos de turbulência e condições de contorno. Essa validação permitirá avaliar o grau de precisão da simulação e aumentar a confiabilidade dos resultados obtidos por meio do CFD.

Novo desenho do rotor e da voluta com base em formulações analíticas 1D: desenvolver geometrias preliminares a partir de métodos unidimensionais, que possam servir de base para simulações tridimensionais mais detalhadas, reduzindo o esforço computacional e orientando escolhas construtivas mais adequadas.

Otimização do modelo por superfícies de resposta: aplicar técnicas de metamodelagem, construindo superfícies de resposta a partir de simulações parametrizadas, de forma a identificar combinações de parâmetros geométricos que maximizem a eficiência hidráulica e minimizem as perdas.

Essas etapas complementares podem consolidar o modelo numérico como ferramenta de previsão de desempenho, além de contribuir para o desenvolvimento de turbomáquinas mais eficientes e robustas.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pelo apoio ao desenvolvimento deste trabalho.

REFERÊNCIAS

Barbosa, J. R. et al. (2010). Radial turbofan cfd análise. 3rd Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. December 05-10, 2010, Uberlândia, MG, Brasil.

Dos Santos, M. A. R. (2009). Otimização de Bomba-Turbina Utilizando Programação Quadrática Sequencial e Algoritmos Genéticos. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Itajubá.

EPE (2020). Balanço Energético Nacional 2020. Brasil: Empresa de Pesquisa Energética.

EPE (2019). Estudos de Inventário de Usinas Hidrelétricas Reversíveis. Metodologia e resultados Preliminares para o Estado do Rio de Janeiro. Brasil: Empresa de Pesquisa Energética.

GESEL (2021). Usinas Hidrelétricas Reversíveis. Rio de Janeiro: Grupo de Estudos do Setor Elétrico - GESEL/UFRJ.

Jain, S. V.; Patel, R. N. (2014). Investigations on pump running in turbine mode: A review of the state-of-the-art. Renewable and Sustainable Energy Reviews Elsevier Ltd.

Kang, W.; Zhou, L.; Wang, Z. (2023). Analysis of flow characteristics and cavitation in the vanes of a reversible pump-turbine in pump mode. Journal of Energy Storage, v. 68, 15 set.

Le Marre, M. et al. (2023). Experimental study on performance predictions of pumps as turbine. Energy Conversion and Management, v. 292, 15 set.

Lima, F. E. M. (2012). O estudo da inserção do reativo da Usina Elevatória de Pedreira na dinâmica do sistema elétrico da Grande São Paulo. 2012. 170 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Faculdade de Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Uberlândia.

Mariano, M. O. C. (2017). Usinas Hidrelétricas Reversíveis: Considerações sobre rebaixamento rápido na estabilidade de taludes. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro.

Medeiros, D. M. (2004). A utilização de bombas operando como turbinas e geradores de indução na geração de energia elétrica. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Itajubá.

Miranda, R. F. (2024). Uso de bombas funcionando como turbinas para a operação de miniusinas hidrelétricas reversíveis. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Itajubá.

Naval, N. et al. (2023). Optimal scheduling and management of pumped hydro storage integrated with grid-connected renewable power plants. Journal of Energy Storage, v. 73, 10 dez.

Viana, A. N. C. (1987). Comportamento de bombas centrífugas funcionando como turbinas hidráulicas. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Itajubá.

Viana, A. N. C.; Nogueira, F. J. H. (1990). Bombas Centrífugas Funcionando como Turbinas. Trabalho de pesquisa. Departamento de Mecânica. UNIFEI. Itajubá/MG. mar.