



SIMULAÇÃO NUMÉRICA E ANALÍTICA DE UMA BOMBA RADIAL PARA REDUÇÃO DOS CUSTOS DE PROTOTIPAGEM E OBTENÇÃO DE PERFIS DE VELOCIDADES E DE PRESSÕES PARA ESTUDO DA CAVITAÇÃO

Michel Fábio Moreira michel.moreira@newtonpaiva.br

Thiago Pereira Brito thiago.brito07@gmail.com

Lucas Paglioni Faria lucas.faria@newtonpaiva.br

Juliana Guedes Arvelos Barbosa juliana.barbosa@newtonpaiva.br

Handerson Gomes Correa handerson.gomes@newtonpaiva.br

José Francisco Rosa vilelarosa@newtonpaiva.br

Mariana Silveira Ribeiro mariana.ribeiro@newtonpaiva.br

Centro Universitário Newton Paiva

Rua Paulo Piedade Campos 420, 30494-060, Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil Pedro

Américo Almeida Magalhães Júnior pamerico@pucminas.br

PUCMINAS, Av. Dom José Gaspar, 500 - Coração Eucarístico – Prédio 10 - Belo Horizonte - MG – CEP 30535-901 – Brasil

Resumo: As máquinas hidráulicas podem ser classificadas de modo amplo em máquinas de deslocamento positivo (ou volumétricas) e máquinas dinâmicas (ou turbomáquinas). As turbomáquinas, objeto de estudo do presente trabalho, fornecem ou retiram energia de um fluido de forma contínua a partir de efeitos dinâmicos do rotor sobre a corrente de fluido. Para o projeto de qualquer máquina é interessante sua prévia modelagem matemática, para redução dos custos de fabricação associados aos objetivos a serem alcançados por tal máquina. Neste artigo foi realizada a modelagem analítica de uma bomba centrífuga a partir do princípio da quantidade de movimento angular e foi realizada a modelagem numérica a partir da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) da mesma bomba. Os resultados das duas simulações foram comparados e apresentaram boa concordância entre os valores de pressão e de velocidades, associados a bomba. Os resultados das variáveis estudadas apresentaram discrepâncias de cerca de 18,53% relativos a pressão total entregue ao fluido sem passar pelo difusor da bomba. A partir dos resultados obtidos observou-se o detalhamento dos perfis de velocidades e de pressões obtidos da análise CFD que podem ser usados para estudo de cavitação no interior da bomba.

Palavras-chave: Simulação numérica, analítica, projeto, bomba radial, comparação.

1. INTRODUÇÃO

As máquinas hidráulicas estão presentes no cotidiano das atividades industriais e residenciais, normalmente como componentes de sistemas, como plantas para geração de potência, como as usinas termoeletricas e nucleares. A demanda por máquinas hidráulicas tem aumentado muito nos últimos anos, dessa forma a busca por máquinas com maior rendimento e condições específicas de trabalho tem aumentado por parte dos projetistas e pesquisadores do assunto.

Diversos estudos têm sido publicados com o objetivo de melhoria e redução de custos no projeto e construção de máquinas hidráulicas. Siddique et. al. (2017) realizaram uma investigação experimental da performance de uma bomba centrífuga para sistemas de bombeamento de água e óleo leve cru. Os autores realizaram uma simulação computacional em três dimensões em regime permanente considerando os fluidos incompressíveis em um sistema de bombeamento por bomba centrífuga utilizando as equações de Navier – Stokes e o modelo de turbulência SST. Para uma vazão volumétrica reduzida observou-se comportamentos diferentes para a água e para o óleo leve cru em relação ao rotor da bomba. Couzinet, Gros, e Pierrat (2013) investigaram as características de uma bomba centrífuga trabalhando em modo direto ou reverso em regime transiente. Esses autores utilizaram o ANSYS® como software de trabalho e dados experimentais, nesse estudo foram observadas boas correlações entre os dois modelos estudados. Williams (1994) estudou a performance de bombas centrífugas operando como turbinas, com água como fluido de trabalho, através da comparação entre métodos. Essa pesquisa teve por objetivo analisar o funcionamento de bombas radiais no lugar de turbinas do tipo Francis em usinas hidrelétricas com geração menor que 100 kW (Pequenas Centrais Hidrelétricas, PCH), onde as turbinas normalmente usadas são relativamente mais caras em relação s bombas radiais. Williams (1994) concluiu que bombas radiais podem ser utilizadas como turbinas, mas com rendimento reduzido e sugeriu modificações para melhoria do sistema proposto. Engin e Gur (2001) investigaram as características de performance de uma bomba centrífuga com rotor para misturas envolvendo a combinação de líquidos e sólidos. Burenin (2004) propôs uma nova bomba centrífuga para a indústrias de refinamento de óleo e petroquímicas. Nesse projeto o autor propôs um novo design que integra líquidos sujos com impurezas sólidas, multiestágios, com força axial aliviada por um dispositivo na forma de tambor associado a um tipo de purgador. Simpson e Cinnamond (1963), uns dos pioneiros no assunto, estudaram o escoamento através de rotores de bombas centrífugas com o uso de técnicas fotográficas.

Este artigo teve por objetivo realizar a modelagem analítica de uma bomba centrífuga a partir do princípio da quantidade de movimento angular (Fox e Mcdonald, 2010) e a realização da modelagem numérica a partir da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) da mesma bomba usando o software ANSYS® Student Version. O presente estudo foi realizado para obtenção do detalhamento dos perfis de velocidades e pressões que podem ser usados para estudo de cavitação no interior de uma bomba, além de se avaliar a complementação dos dois métodos para direcionamento do projeto de bombas radiais e redução dos custos de fabricação.

2. MODELAGEM DA BOMBA RADIAL A PARTIR DO PRINCÍPIO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO ANGULAR

O princípio da quantidade de movimento angular ou momento da quantidade de movimento é obtido a partir do teorema de transporte de Reynolds (Fox e Mc Donald, 2010). A Eq. 1 apresenta o princípio da quantidade de movimento angular.

$$\vec{r} \times \vec{F}_s + \int_{VC} \vec{r} \times \vec{g} \rho dV + \vec{T}_{eixo} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \vec{r} \times \vec{v} \rho dV + \int_{SC} (\vec{r} \times \vec{v}) \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} \quad (1)$$

Onde $\vec{r}$ é o vetor associado ao raio, $\vec{F}_s$ representam as forças de superfície, $\vec{g}$ é o vetor aceleração da gravidade, ρ é a massa específica, dV representa um elemento infinitesimal de volume, $\vec{v}$ é o vetor velocidade e $d\vec{A}$ é um elemento de área infinitesimal na forma vetorial. Na equação 3.1 os subscritos VC e SC correspondem a volume de controle e superfície de controle respectivamente. Essa mesma equação pode ser simplificada para análise de turbomáquinas. Para essas simplificações desprezam-se as forças de superfície, as forças de campo ou de corpo devido a razões de simetria e considere-se a turbomáquina operando em regime permanente. Com essas simplificações a Eq. 1 se reduz a Eq. 2.

$$\vec{T}_{eixo} = \int_{SC} (\vec{r} \times \vec{v}) \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} \quad (2)$$

A Eq. 2 pode ser expressa em forma vetorial, Eq. 3, e na forma escalar Eq. 4.

$$T_{eixo, \hat{k}} = (R_2 V_{t2} - R_1 V_{t1}) \dot{m}_{\hat{k}} \quad (3)$$

$$T_{eixo} = (R_2 V_{t2} - R_1 V_{t1}) \dot{m} \quad (4)$$

Nas Eq. 3 e 4 o eixo Z foi escolhido como eixo de rotação da máquina. A Eq. 4 é chamada de equação de Euler para Turbomáquinas (Fox e Mc Donald, 2010). Na Eq. 4 o R_1 e R_2 são raios de entrada e saída do rotor, respectivamente, V_{t1} e V_{t2} são as componentes tangenciais das velocidades absolutas do fluido à entrada e à saída do rotor, respectivamente, e $\dot{m}$ é a vazão mássica. A Fig. 1, mostrada a seguir, ilustra o rotor de uma turbomáquina e as variáveis associadas a Eq. 4. Na equação de Euler se $T_{eixo} > 0$ a máquina em análise é uma bomba se $T_{eixo} < 0$ é uma turbina.

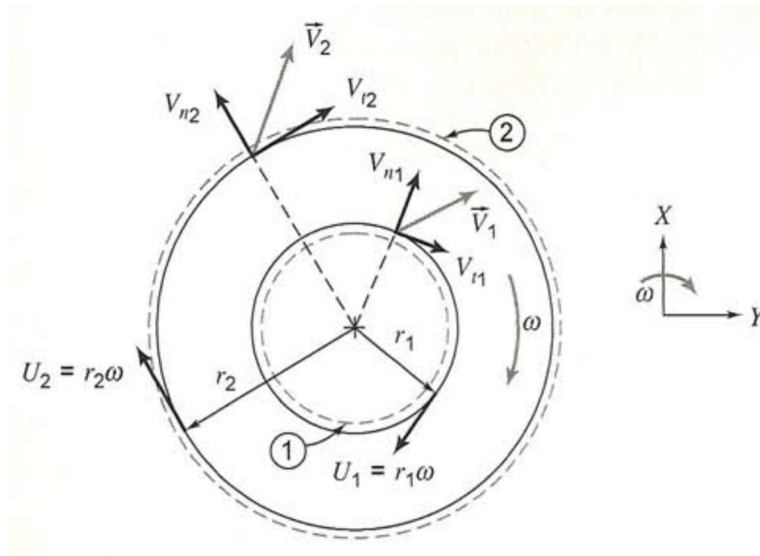


Figura 1 – Volume de controle finito e componentes de velocidade absoluta para análise da quantidade de movimento angular. Fonte: Fox e Mc Donald, 2010.

A potência mecânica ou a taxa de trabalho realizado sobre um rotor de uma turbomáquina, $\dot{W}_m$, é calculada através da Eq. 5.

$$\dot{W}_m = (U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}) \dot{m} \quad (5)$$

Na Eq. 5 $\dot{W}_m = W/t$, a velocidade angular é $\omega = 2\pi/T$, $U_1 = \omega R_1$ e $U_2 = \omega R_2$ são as velocidades de arrastamento (periférica ou circunferencial) à entrada e à saída do rotor, respectivamente, dessa maneira, tem-se:

$$\dot{W}_m = \omega T_{eixo} = \omega (R_2 V_{t2} - R_1 V_{t1}) \dot{m} \quad (6)$$

A Eq. 5 pode ser ajustada para calcular a potência de uma turbomáquina na forma de taxas. Para isso, divide-se os dois lados da Eq. 6 por $\dot{m}g$ o que resulta na Eq. 7, útil para o cálculo da altura de carga ou simplesmente carga, H .

$$H = \frac{1}{g} (U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}) \quad (7)$$

Na Eq. 7 V_{t1} corresponde a componente da velocidade do fluido na direção paralela a velocidade de arrastamento. Para uma melhor compreensão dessas definições diagramas de velocidades (ou polígonos) são necessários (Carvalho, 1979). Esses diagramas, se construídos de forma adequada definem muito bem as componentes de velocidades do fluido e do rotor nas seções de entrada e saída. Definições matemáticas das velocidades apresentadas anteriormente são mostradas nas seguintes equações.

Para a entrada do fluido em relação ao rotor:

$$\vec{V}_1 = \vec{V}_{rb1} + \vec{U}_1 \quad (8)$$

$$\vec{V}_1 = \vec{V}_{t1} + \vec{V}_{n1} \quad (9)$$

Para a saída do fluido em relação ao rotor:

$$\vec{V}_2 = \vec{V}_{rb2} + \vec{U}_2 \quad (10)$$

$$\vec{V}_2 = \vec{V}_{t2} + \vec{V}_{n2} \quad (11)$$

Nas Eq. 8 a 11 $\vec{V}_{rb}$ corresponde a velocidade relativa a pá, $\vec{V}_t$ e $\vec{V}_n$ correspondem a decomposição da velocidade nas direções tangenciais e normais, respectivamente; os subscritos 1 e 2 correspondem a entrada e a saída, respectivamente.

Para se iniciar o projeto de uma turbomáquina através de um modelo analítico parte-se de uma situação idealizada. Nessa situação o escoamento relativo ao rotor é admitido como entrando e saindo tangencialmente ao perfil da pá em cada seção (condição de entrada sem choque) (Fox e Mc Donald, 2010). Sem turbulência na entrada (livre de redemoinhos) a velocidade absoluta de entrada, $\vec{V}$, é puramente radial ($\vec{V}_1 = \vec{V}_{n1}$). Adicionalmente, os diagramas de velocidades além de contribuir para a compreensão das equações anteriores, dão base para o cálculo do torque e da potência idealizada.

Para o cálculo de máquinas reais utiliza-se das aproximações básicas mencionadas, das variações nas propriedades do escoamento através da extensão da pá nas seções de entrada e saída e dos desvios entre ângulos das pás e as direções do escoamento. Se o fluido entrar no impulsor com velocidade puramente radial não terá quantidade de movimento angular, $V_{t1} = 0$. Dessa maneira, a Eq. 7 com auxílio do diagrama de velocidades se reduz a Eq. 12.

$$H = \frac{U_2^2 - U_2 V_{n2} \cot \beta_2}{g} \quad (12)$$

Como a vazão em volume pode ser calculada por $Q = vA = 2\pi R_2 w V_{n2} = \pi D_2 w V_{n2}$, isolando V_{n2} e levando a Eq. 12 tem-se a Eq. 13. A variável refere-se a largura do impulsor à saída ($w = b_2$).

$$H = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cot \beta_2}{g \pi D_2 w} Q = C_1 - C_2 Q \quad (13)$$

Da Eq. 13 tem-se:

$$C_1 = \frac{U_2^2}{g} \quad (14)$$

$$C_2 = \frac{U_2 \cot \beta_2}{g \pi D_2 w} \quad (15)$$

Na Eq. 13 se $\beta_2 < 90^\circ$ as pás do rotor estão curvadas para trás e se $\beta_2 > 90^\circ$ as pás do rotor estão curvadas para frente. Em uma bomba radial (ou centrífuga) as pás do rotor devem ser curvadas para trás (Carvalho, 1979). A Fig. 2 a seguir apresenta a possibilidades de curvatura das pás de um rotor de uma bomba centrífuga em um gráfico: altura de carga, H , versus vazão volumétrica, Q .

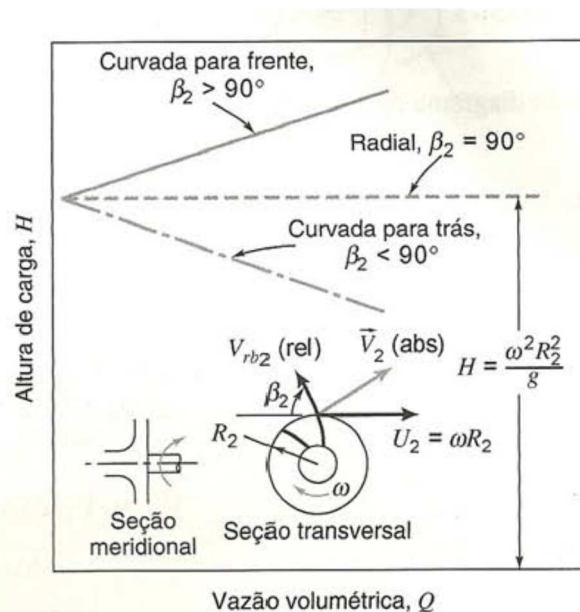


Figura 2 – Relacionamento idealizado entre altura de carga e vazão em volume para uma bomba centrífuga com pás do impulsor curvadas para frente, radiais e curvadas para trás. Fonte: Fox e Mc Donald (2010).

As variáveis calculadas pela equação da quantidade de movimento angular (Eq. 1) são valores idealizados, que possuem desvios das condições reais de operação devido aos fatores: perdas por efeitos viscosos (voluta, rotor, selos, mancais, etc); desvios de escoamentos uniformes; desvio de direção do fluxo em relação ao ângulo das pás; condições irreversíveis; entre outras. Apesar dos valores teóricos para se especificar uma turbomáquina deve-se conhecer: o aumento de pressão (ou altura de carga, H); o torque (T_{eixo}); a potência ($\dot{W}_m$); e o rendimento da turbomáquina. Os parâmetros citados anteriormente são função da vazão volumétrica (Q) e são parâmetros teóricos que são úteis para prever tendências e para determinar o desempenho da máquina no ponto de projeto. O desempenho completo e real deve ser determinado experimentalmente por meio de uma bancada de testes instrumentalizada para medir: vazão, velocidade, torque de entrada e aumento de pressão. A Fig. 3 apresenta o desvio de energia relativo a bomba ideal e a bomba real.

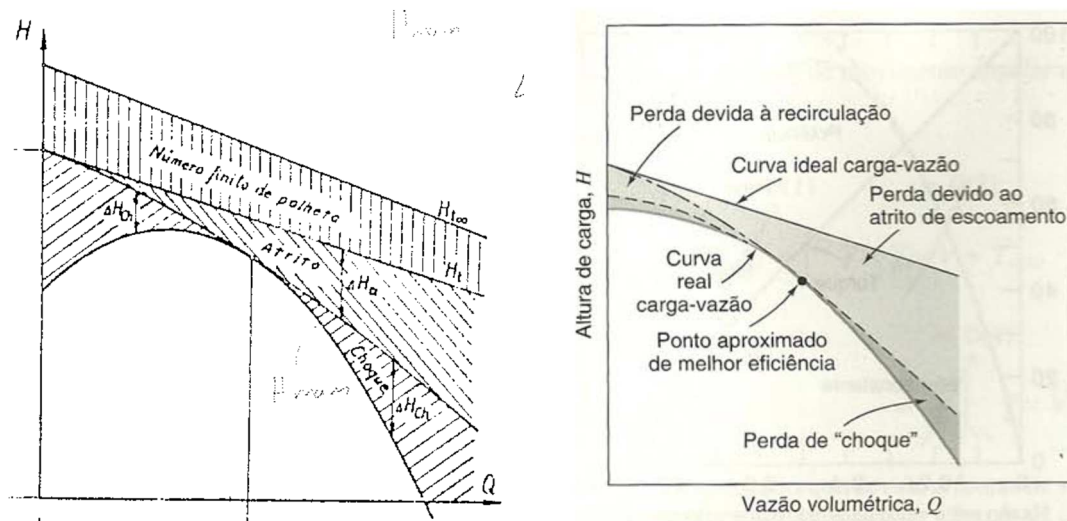


Figura 3 – Comparação das curvas de carga – vazão ideal e real para uma bomba centrífuga com pás do impulsor curvadas para trás. Fonte: Fox e Mc Donald (2010) e Carvalho (1979).

Da Fig. 3 observa-se que para vazões muito baixas, certa quantidade de fluido recircula no impulsor, há perdas por atrito e por vazamentos, o que aumenta a vazão, também há perdas por choque, que resultam da divergência entre a direção da velocidade relativa e a direção da tangente à pá do impulsor na entrada. Com base na Fig. 3 nota-se que a formulação apresentada por Fox e Mc Donald (2010), considera o rotor com número infinito de pás (aletas ou filetes), já Carvalho (1979) avalia o projeto de uma bomba centrífuga com número finito de pás. Para tal consideração Carvalho (1979) considera um fator de correção chamado de coeficiente de Pfleiderer dado pela eq. 16.

$$\Delta P_{fl} = 1 + 2 \frac{\psi}{Z} \cdot \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (16)$$

Na Eq. 16 Z refere-se ao número de palhetas, r_2 é o raio externo do rotor, r_1 é o raio interno do rotor e ψ é um coeficiente tabelado em função de β_2 . A utilização do coeficiente de Pfleiderer é feita conforme a Eq. 17.

$$H_{man} = \frac{\eta_H}{\Delta P_{fl}} H \quad (17)$$

Na Eq. 17, H é calculado pela Eq. 13, ΔP_{fl} é calculado pela Eq. 16 e η_H , o rendimento hidráulico, que combinando as equações anteriores resulta na Eq. 18.

$$H_{man} = \frac{\eta_H}{\left(1 + 2 \frac{\psi}{Z} \cdot \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}\right)} \left(\frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cot \beta_2}{g \pi D_2 w} Q \right) \quad (18)$$

Na Eq. 18 H_{man} refere-se à altura manométrica da bomba que segundo Carvalho (1979) é definida como a quantidade de energia que deve ser absorvida por 1 kg de fluido que atravessa a bomba, energia necessária para que o fluido vença o desnível da instalação, a diferença de pressão entre os reservatórios de sucção e recalque e a perda de carga que as tubulações e acessórios oferecem ao escoamento dos fluidos.

3. A SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL NUMÉRICA DA BOMBA RADIAL PROPOSTA

Como forma de comparar os resultados da simulação analítica mencionada no item anterior uma simulação numérica foi realizada. Para isso o software ANSYS® Student, foi utilizado. A geometria do impulsor, por onde há o escoamento foi produzida no software Solidworks® e em seguida encaminha para sua divisão em volumes de controle finitos (Work Bench – Fig. 4). Após essa etapa, as condições de contorno foram atribuídas (vazão, pressão de entrada, etc.) e o teve-se início a etapa de solução (Solver). No desenvolvimento da geometria do rotor é que foram definidos os ângulos de inclinação e o número de palhetas.

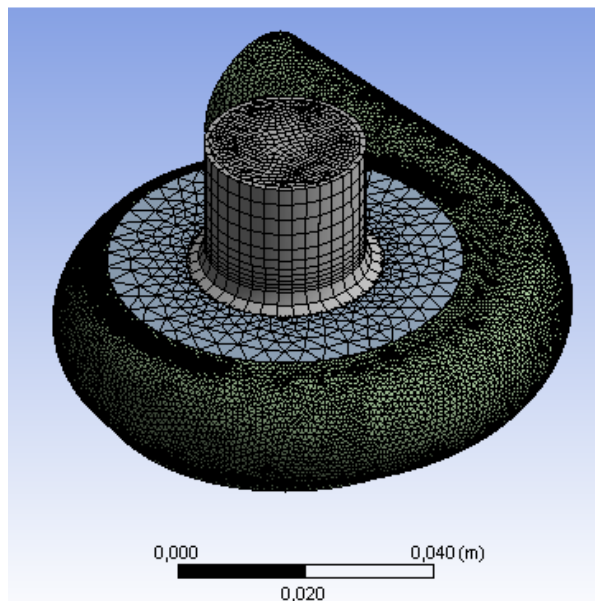


Figura 4 – Divisão da região de escoamento do rotor em volumes de controle finitos.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Resultados obtidos com a simulação numérica

Os resultados obtidos com a simulação numérica são apresentados a seguir para uma bomba centrífuga com as seguintes dimensões: diâmetro externo do rotor de 0,60 m; diâmetro interno do rotor de 0,15 m; rotor com 8 pás com ângulo de entrada de 45° e ângulo de saída de 30°; altura das pás de 0,05 m; rotação do impulsor igual a 1800 rpm. O fluido de trabalho considerado foi a água como velocidade de entrada igual a 2,6 m/s, massa específica de 998,8 kg/m³, viscosidade absoluta igual a 0,001003 Pa.s. A simulação numérica foi realizada para a obtenção da distribuição de velocidades da água no impulsor (Fig. 5) e para a distribuição de pressões (Fig. 6 e 7).

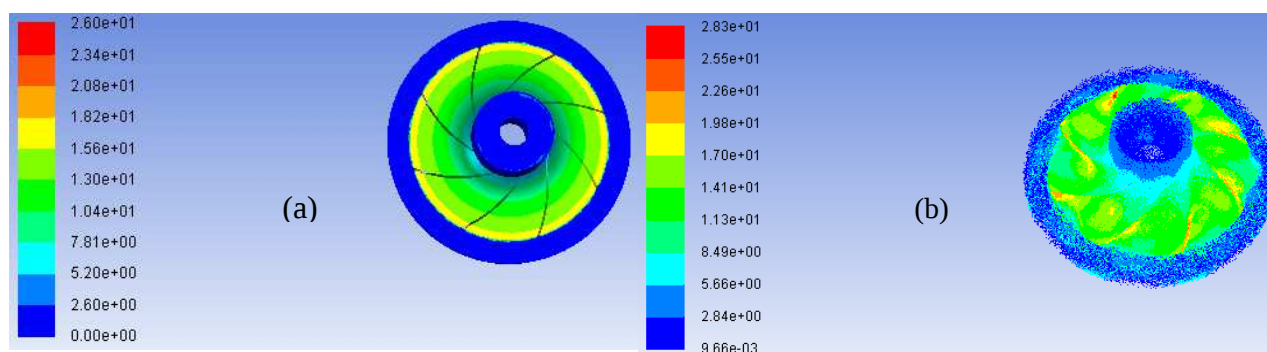


Figura 5 – (a) Distribuição das velocidades em módulo em m/s no rotor estudado e (b) distribuição dos vetores de velocidade.

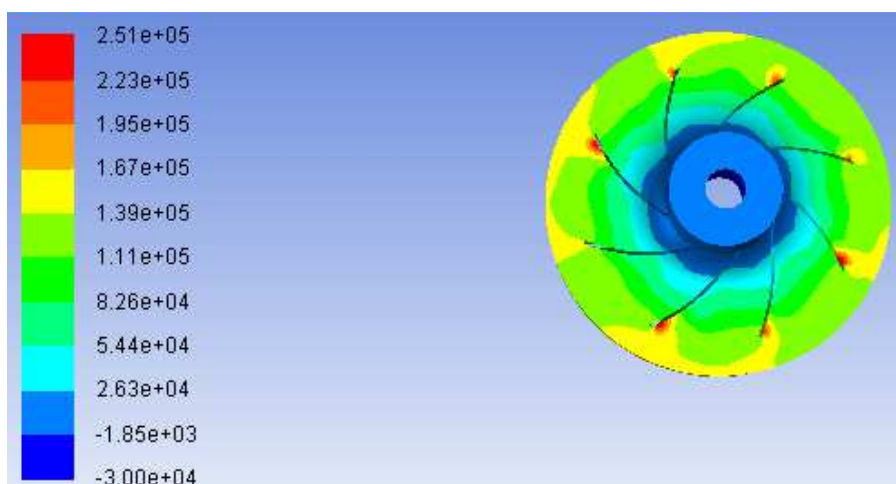


Figura 6 – Distribuição de pressões estáticas em Pa no rotor estudado.

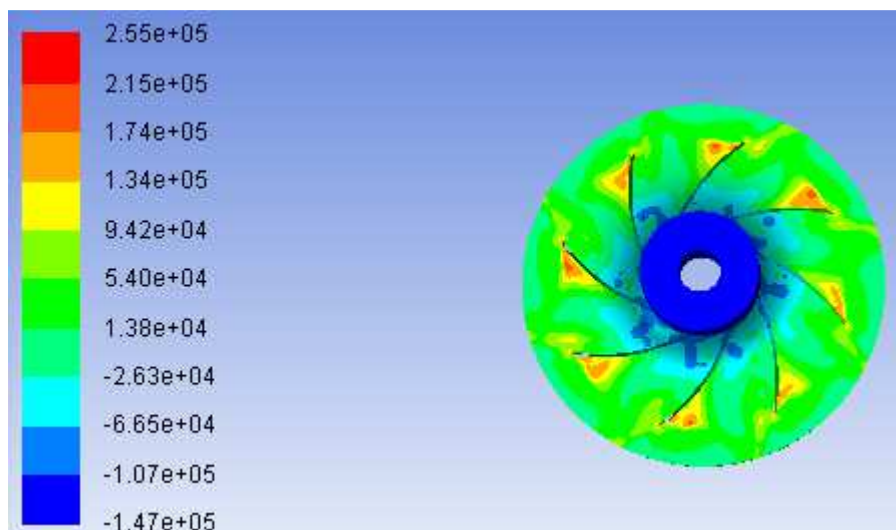


Figura 7 – Distribuição de pressões totais em Pa no rotor estudado.

Na Fig. 5 observa-se o aumento da velocidade da água em direção a carcaça da bomba e sua diminuição próximo desta (condição de não deslizamento de Prandtl). Nessa figura observa-se o valor máximo da velocidade próximo de 18,2 m/s na extremidade de saída do impulsor e uma velocidade de entrada na bomba de 2,6 m/s. Da Fig. 6 observam-se valores máximo de pressões estáticas próximos $2,51 \cdot 10^5$ Pa ($\sim 2,5$ atm). Esses valores máximos de pressão são observados na face de ataque das paletas, local onde o fluido de fato sofre a maior pressão e é encaminhado a saída da bomba através do difusor. Na face oposta a face de ataque das pás próximo da entrada da tubulação de sucção da bomba, observam-se as menores pressões estáticas $2,72 \cdot 10^4$ Pa. Da Fig. 7 observa-se que a pressão total atinge um máximo de cerca de $2,12 \cdot 10^5$ Pa próximo das pontas das pás, na face de ataque do rotor. Em uma bomba radial há ainda um aumento de pressão expressiva na passagem do fluido pelo difusor da bomba posicionado na saída da mesma. As variações de pressão observadas no rotor podem ocasionar a mudança de fase do líquido em regiões de baixas pressões (dorso das pás), seu aumento de velocidade e aumento de pressão na face de ataque, proporcionando o aumento da cavitação por efeito mecânico (Carvalho, 1979).

4.2 Resultados obtidos com a simulação analítica

A Eq. 18 foi implementada no software MATLAB®. Os parâmetros considerados para simulação computacional foram os mesmos considerados na simulação numérica. Com os dados apresentados o coeficiente de Pfleiderer calculado foi igual a 1,187 (Carvalho, 1979). A vazão da bomba foi variada conforme a distribuição de velocidades (Fig. 5). Para comparação com os resultados da simulação numérica, a simulação analítica foi realizada usando as mesmas dimensões do rotor, mesma rotação e condições similares de funcionamento. Dessa maneira, para comparação, o principal parâmetro a ser calculado no modelo analítico foi altura manométrica (Eq. 18), onde variou-se a vazão aspirada pela bomba (Fig. 8) e o rendimento hidráulico da bomba radial estudada (Fig.9). A altura manométrica da bomba estudada foi calculada a partir da energia cinética do fluido proporcionada por sua passagem através da

bomba. Essa energia foi transformada em energia de pressão aplicando-se um balanço de energia ao difusor localizado à saída da bomba, considerando a existência de um regime permanente do escoamento ao longo do difusor.

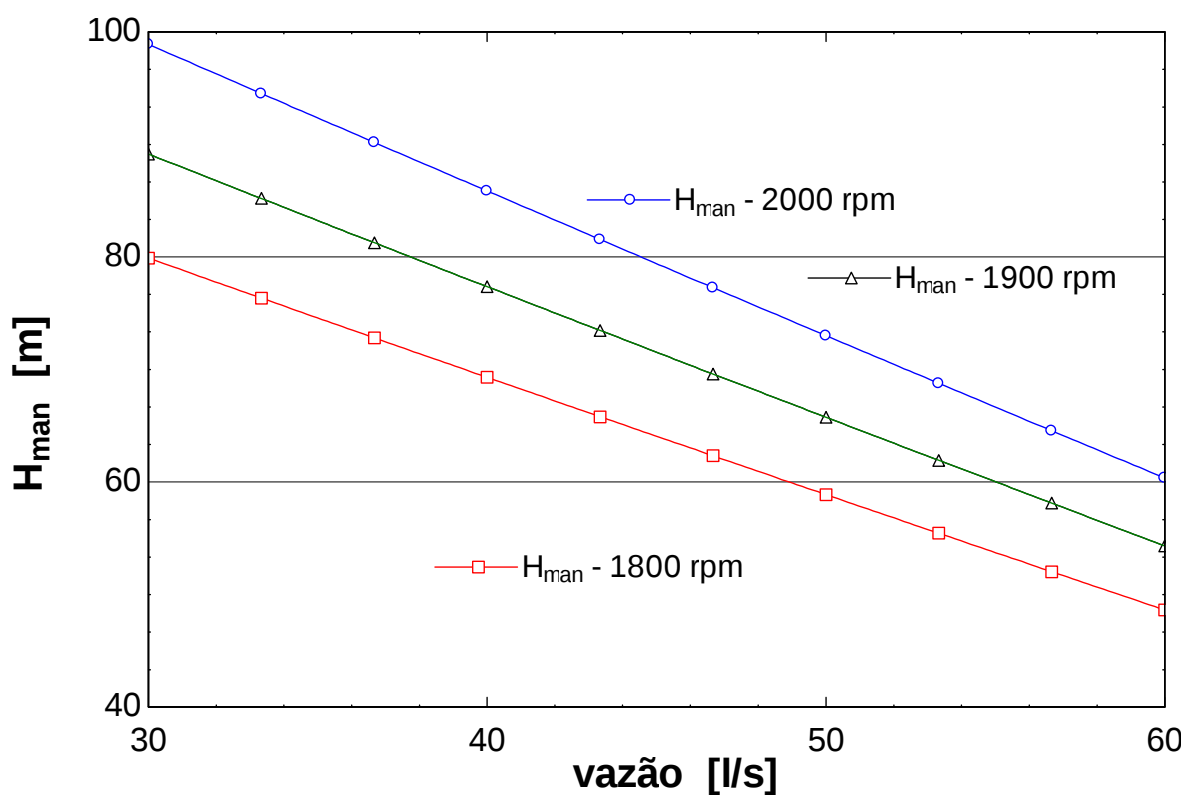


Figura 8 - Altura manométrica versus vazão variando a rotação da bomba e seu rendimento hidráulico, considerando condição de entrada sem choque e curvatura da pá à saída de 30°.

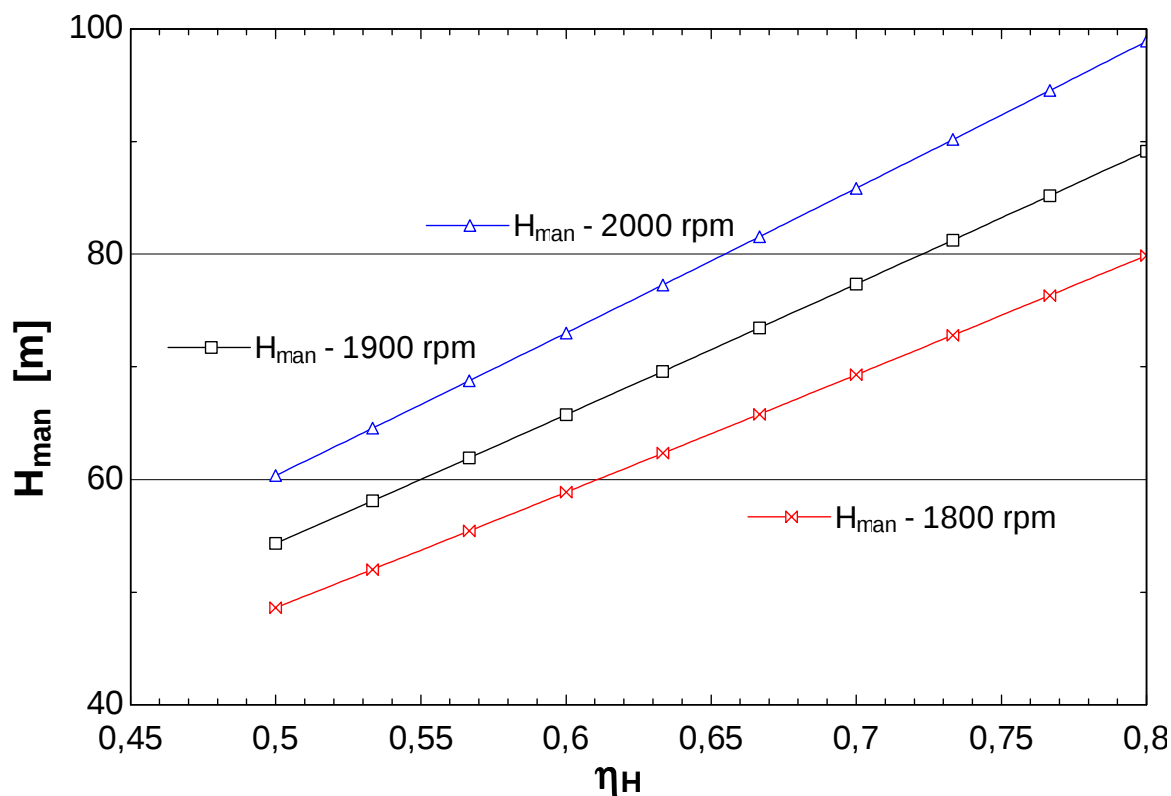


Figura 9 - Altura manométrica versus seu rendimento hidráulico (de 0,8 a 0,5) variando a rotação da bomba com condição de entrada sem choque e curvatura da pá à saída de 30°.

Observa-se das Fig. 8 e 9 que a variação do rendimento hidráulico não proporciona uma variação expressiva na forma da curva da vazão a ser recalçada. A condição de entrada sem choque (Fox e Mc Donald, 2010) foi considerada no modelo analítico, dessa maneira os resultados entre as simulações divergiram na altura manométrica calculada através da pressão (antes da passagem do fluido pelo rotor) foi de 48,6m para uma vazão de 0,060 m³/s e com rendimento hidráulico de 0,5. Já para o modelo numérico a altura manométrica foi de 42,1 m para a mesma vazão.

5. CONCLUSÕES

Neste artigo foi realizada a modelagem analítica de uma bomba centrífuga a partir do princípio da quantidade de movimento angular. Também foi realizada a modelagem numérica, a partir de versões gratuitas limitadas de pacotes de simulação de volumes de controle finitos aplicados a meios fluidos, da mesma bomba para fins de comparação e direcionamento no desenvolvimento de projetos. Os resultados das duas simulações foram comparados e apresentaram boa concordância entre os valores de pressão e de velocidades, associados a bomba. Os resultados das variáveis estudadas apresentaram divergência relativa de cerca de 18,53% relativos a pressão total entregue ao fluido sem passar pelo difusor da bomba. A partir dos resultados obtidos observou-se o detalhamento dos perfis de velocidades e de pressões obtidos da análise numérica que podem ser usados para estudo de cavitação no interior da bomba. No modelo analítico implementado a condição de entrada sem choque foi considerada.

Nessa condição o fluido entra no rotor de forma tangencial ao perfil da pá à entrada, condição divergente a observada com a simulação numérica e que influencia significativamente nos resultados da simulação analítica.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Burenin, V. V., 2004. *New centrifugal pumps for the oil refining and petrochemical industries. Chemical and Petroleum Engineering*. Volume 40, Issue 11–12, pp 739–744.

Carvalho, D. F., 1979. *Instalações elevatórias. Bombas*. Ed. Fumarc, pp 50 – 284.

Couzinet, A., Gros, L. and Pierrat, D., 2013. *Characteristics of Centrifugal Pumps Working in Direct or Reverse Mode: Focus on the Unsteady Radial Thrust*. International Journal of Rotating Machinery.

Engin, T. and Gur, M., 2001. *Performance Characteristics of a Centrifugal Pump Impeller With Running Tip Clearance Pumping Solid-Liquid Mixtures*. Journal of Fluids Engineering. Volume 123.

Fox, R. W., Pritchard, P. J. e McDonald, A.T., 2010. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 7ª edição. LTC.

H. C. Simpson, C. Cinnamond. 1963. *Studies of Flow through Centrifugal Pump Impellers*. Institution of Mechanical Engineers. Vol 178, Issue 9, 1963.

Siddique, M. H., Ahmed, S., Bellary, I., Samad, A. Kim, J. H., Choi, Y. S., 2017. *Experimental and Numerical Investigation of the Performance of a Centrifugal Pump When Pumping Water and Light Crude Oil*. Arabian Journal for Science and Engineering. pp 1–11.

Williams, A. A., 1994. *The Turbine Performance of Centrifugal Pumps: A Comparison of Prediction Methods*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. Volume 208.