

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL PARA O ESTUDO DO FLUXO SANGUÍNEO ATRAVÉS DE BOMBA AXIAL IMPLANTADA EM ARTÉRIA AORTA

Rodrigo Cherniauskas

Email: ro.cherni@gmail.com

Resumo

A cada ano cerca de 2 milhões de pessoas recebem o diagnóstico de insuficiência cardíaca. Atualmente um método eficaz para solucionar tal problema é o transplante de coração. No entanto, o número de doadores é muito inferior ao número de indivíduos que sofrem de tal doença. Assim, uma possível forma de reduzir o impacto da insuficiência cardíaca é a utilização de bombas cardíacas axiais, que podem ser estudadas a partir de simulações computacionais em *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*). Nesse trabalho são propostas duas geometrias de rotores desenhadas para a instalação no interior da artéria aorta e o objetivo principal é compará-las com relação à elevação de pressão entre a entrada e a saída do vaso, o rendimento da bomba, as forças axiais e radiais e as tensões de cisalhamento aplicadas pelo rotor. Além disso, para a análise das tensões de cisalhamento são estudados e comparados três modelos de turbulência, de modo a verificar se há alguma diferença entre os resultados fornecidos por cada modelo. Com isso, torna-se possível uma comparação mais precisa entre as tensões aplicadas pela bomba axial ao sangue e as condições fisiológicas adequadas para o bom funcionamento do sistema circulatório humano.

Palavras-Chave: Bomba cardíaca axial, simulação computacional, assistência ventricular.

INTRODUÇÃO

Atualmente pessoas no mundo todo são afetadas pela insuficiência cardíaca. A insuficiência cardíaca é uma síndrome proveniente de uma disfunção do ventrículo cardíaco e da diminuição do rendimento do coração. Devido ao enfraquecimento do músculo, causado na maior parte das vezes pelo consumo excessivo de gordura, o coração perde a capacidade de bombear eficientemente o sangue para as demais partes do corpo. Segundo Behbahani et. al. (2009) a insuficiência cardíaca é a doença fatal mais comum em países de primeiro mundo.

Sabendo-se que o número de doadores de coração para transplante é muito inferior ao número de casos de insuficientes cardíacos, pode-se perceber a necessidade de utilização de componentes de auxílio cardíaco, mais conhecidos como *Ventricular Assist Device* (*VAD*). Dentre estes componentes estão incluídas as bombas cardíacas axiais, cuja função é basicamente a de elevar a energia de pressão na saída do rotor, de modo a amenizar a deficiência atribuída a um insuficiente cardíaco. Sendo assim, a utilização de simulações computacionais em *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*) para o estudo de bombas cardíacas axiais é uma ferramenta extremamente útil, já que inúmeras geometrias podem ser estudadas.

Deste modo, o objetivo principal desse estudo é propor duas geometrias de rotores de bombas axiais, focando sua implementação no interior da artéria aorta e, através de simulações computacionais, avaliar parâmetros envolvidos na análise comparativa destas duas geometrias (Figura 1), como:

- A elevação de pressão entre a entrada e a saída do rotor.
- O rendimento da bomba.
- As forças axiais aplicadas pelo rotor.
- As forças radiais aplicadas pelo rotor.
- As tensões de cisalhamento aplicadas ao fluido.

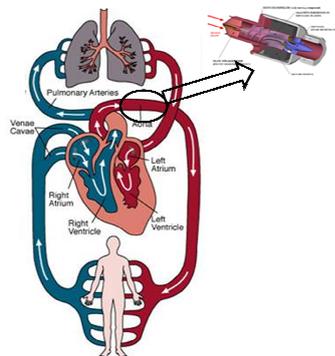


Figura 1. Posição de instalação da bomba axial.

Para analisar as tensões de cisalhamento aplicadas ao sangue serão estudados os resultados de cada geometria a partir de três modelos de turbulência: *k-ε*, *k-ω* e *EARSM* (*Explicit Algebraic Reynolds Stress Model*).

MÉTODOS

O estudo do fluxo sanguíneo através de uma bomba axial implantada em artéria aorta foi dividido em quatro partes:

- Estudo do princípio de funcionamento de bombas axiais;
- Proposição de duas geometrias;
- Metodologia empregada na montagem do problema;
- Introdução à turbulência X tensões de cisalhamento.

Princípio de funcionamento de bombas axiais

De acordo com Kovats (1964) o princípio básico de funcionamento de bombas (Figura 2) é iniciado através de uma fonte externa de energia, a qual movimentada as pás do rotor da bomba. O movimento das pás gera um torque, que modifica o momento angular da massa fluida que passa pelo rotor. Deste modo, a bomba é responsável pela transformação da energia mecânica em energia cinética que, posteriormente, é transformada em energia de pressão.



Figura 2. Esquema representativo do funcionamento básico de uma bomba.

Equacionamento

Como citado anteriormente o princípio de funcionamento de bombas se baseia na transformação de energia potencial em energia cinética e vice-versa. Assim, partindo-se da Equação de Bernoulli e acrescentando à mesma os termos relacionados à energia fornecida pela bomba e às perdas relacionadas ao escoamento tem-se, para o escoamento de bombas axiais a eq. (1), deduzida sob as seguintes hipóteses:

- Escoamento em regime permanente;
- Fluido modelado como incompressível;
- A variação da energia interna é desprezada;
- As perdas internas da bomba são desprezíveis em relação aos outros termos da eq (1);
- A variação de cota entre as seções 1 e 2 é nula.

Portanto, a equação da energia para bombas axiais é dada por:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + \eta \cdot \frac{N}{Q\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + H_l + \left(H_{lh} + \frac{N_{lm}}{Q\rho g} \right) \quad (1)$$

Onde: g : Aceleração da gravidade (m/s^2); H_l : Perda de carga entre a entrada e a saída do vaso (m); H_{lh} : Perda de carga hidráulica devido à bomba (m); N_{lm} : Perdas mecânicas (W); N : Potência da bomba(W); p_1 : Pressão de entrada do vaso (Pa); p_2 : Pressão de saída do vaso (Pa); Q : Vazão volumétrica (m^3/s); ρ : Massa específica do fluido (kg/m^3); V_1 : Velocidade de entrada do vaso (m/s); V_2 : Velocidade de saída do vaso (m/s).

Rendimento da bomba

Segundo Kovats (1964) o cálculo do rendimento de bombas não pode ser determinado de forma precisa através de cálculos matemáticos. Com isso, a forma mais precisa de se obter o rendimento de uma bomba é através da análise de resultados fornecidos através da montagem de protótipos. No entanto, de acordo com Throckmorton et. al. (2004), resultados próximos da realidade podem ser obtidos quando feitas algumas hipóteses simplificadoras a partir da eq. (1):

- Desprezam-se as perdas mecânicas (N_{lm}) e as perdas hidráulicas (H_{lh}) dentro da bomba, assumindo que os valores dos demais termos da eq. (1) são muito superiores a tais perdas.
- Assume-se também que a perda de carga (H_l) entre a entrada e a saída da bomba é desprezível quando comparada ao ganho de pressão obtido pela bomba.
- Considera-se que a diferença de velocidade entre a saída e a entrada da bomba é muito pequena quando comparada à diferença de pressão entre as mesmas seções. Tal fato é justificável já que, apesar de o fluido receber energia cinética dentro da bomba, na seção de saída essa energia é transformada em energia de pressão, fazendo com que a velocidade na seção de saída seja praticamente igual à velocidade na seção de entrada.

De acordo com tais hipóteses, chega-se à eq. (2), a equação do rendimento para bombas axiais.

$$\eta = \frac{\dot{m}}{\rho} \cdot \left(\frac{p_2 - p_1}{T \cdot \omega} \right) \quad (2)$$

Onde: \dot{m} : Vazão mássica; T: Torque; ω : Velocidade angular.

Proposição das geometrias

A proposição das geometrias a serem simuladas iniciou-se com o estudo de geometrias de rotores de bombas axiais mais básicos existentes (como o parafuso de Arquimedes) e com os conceitos abordados pela empresa Cardiobridge (Reitan Catheter Pump – disponível em www.cardiobridge.com/index.php), pela NASA (disponível em http://www.nasa.gov/au-dience/foreducators/informal/features/F_Blood_Pump.html) e pela patente norte-americana número 6527521 (disponível em www.freepatentsonline.com/652752-1.html).

Geometria 1 – Parafuso de Arquimedes de duas entradas

O parafuso de Arquimedes é um tipo de bomba utilizada principalmente no tratamento de águas residuais, drenagens e desaguadouros. Sua função é basicamente a de elevar a energia de pressão entre dois pontos distintos. Assim, a partir do princípio de funcionamento do parafuso de Arquimedes e do estudo de algumas geometrias propostas por Macintyre (1987), modelou-se um rotor baseado em uma rosca sem-fim de duas entradas, nomeado nesse trabalho como parafuso de Arquimedes de duas entradas.

A Figura 3 apresenta a geometria e as dimensões empregadas na modelagem do parafuso.

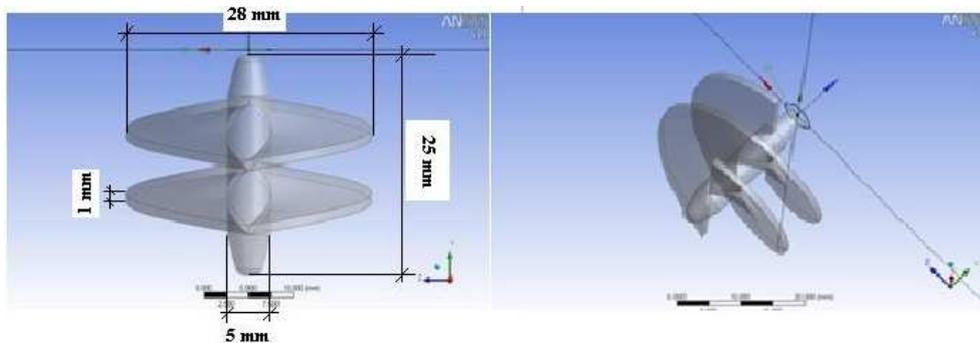


Figura 3. Dimensões do parafuso de Arquimedes de duas entradas.

Geometria 2 – Parafuso de duas entradas com furo central

Utilizando características semelhantes à Geometria 1, como a rosca sem-fim de duas entradas, e o conceito semelhante à geometria apresentada pela patente norte-americana, nomeada de *Magnetically driven axial-flow pump* (disponível em www.freepatentsonline.com/6527521.html), modelou-se uma bomba constituída por uma rosca sem-fim de duas entradas com um furo central.

Esta geometria apresenta um conceito um pouco diferente da Geometria 1, isto é, por ser dotada de um furo central suas pás são fixas por um cilindro externo e não mais por um cilindro interno. Tal fato visa um melhor escoamento do fluxo sanguíneo quando o rotor encontra-se parado, tentando diminuir a obstrução ao escoamento causada pela bomba.

A Figura 4 apresenta as características e dimensões empregadas na modelagem do parafuso.

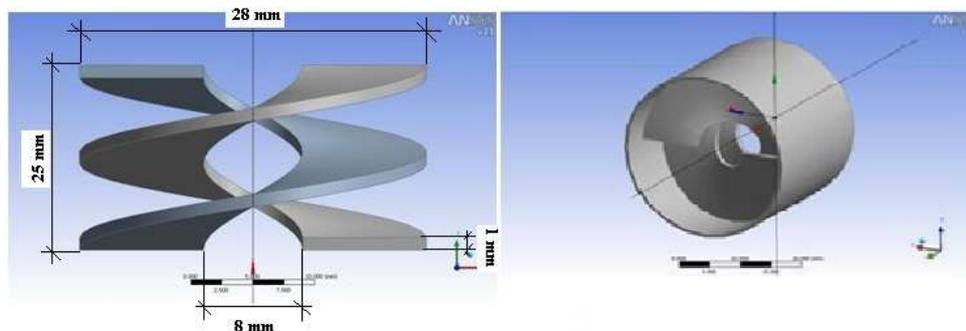


Figura 4. Dimensões do parafuso de 2 entradas com furo central.

Metodologia empregada na montagem do problema

A montagem do problema a ser resolvido em software de simulação numérica pode ser dividida em cinco etapas:

- Construção da geometria.
- Definição da malha.

- Definição das condições físicas.
- Processamento de dados.
- Pós-processamento (análise de resultados).

Segundo Versteeg e Malalasekera (1995) o problema deve ser obrigatoriamente resolvido na sequência indicada na Figura 5, o que foi seguido para a realização deste trabalho.

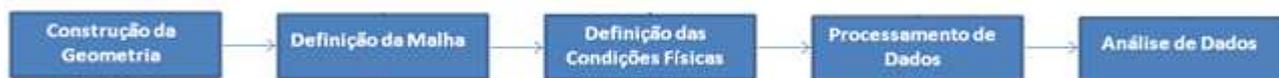


Figura 5. Sequência para a resolução do problema.

Construção da Geometria e Definição da Malha

A Figura 3 e a Figura 4 mostram as geometrias construídas no software Ansys (versão 11.0 – *Academic License*).

Construída a geometria é preciso transformá-la em elementos menores, de modo que o software de processamento de dados reconheça a geometria através de um determinado número de volumes finitos. A Tabela 1 apresenta a quantidade de elementos que compõem a malha de cada geometria.

Tabela 1 – Definição da malha das geometrias.

	Geometria 1	Geometria 2
Número de nós	65.458	56.186
Número de tetraedros	225.829	207.420
Número de pirâmides	129	0
Número de prismas	38.472	32.650
Número total de elementos	264.430	240.070

Definição das Condições de Contorno

As condições de contorno impostas em cada simulação podem ser vistas na Tabela 2.

Tabela 2 – Condições de contorno impostas nas simulações para a Geometria 1 e para a Geometria 2.

Condição de entrada	Rotação da bomba	Condição de saída
Pressão Estática (mmHg)	Rotação (rpm)	Vazão Volumétrica (L/min)
100	2500	3
		6
		9
		12
100	5000	3
		6
		9
		12
100	7500	3
		6
		9
		12

Processamento de Dados e Análise de Dados

O processamento de dados consiste na resolução das equações da continuidade e da quantidade de movimento realizada pelo software CFX.

O critério de convergência para as simulações realizadas neste estudo foi de 10^{-4} .

Após o processamento das equações viabiliza-se a análise de dados, ou seja, esta é a etapa onde são coletados dados como a elevação de pressão na saída da bomba, gráficos de tensões de cisalhamento e que serão apresentados no item “Resultados” deste trabalho.

Introdução à turbulência X tensões de cisalhamento

Os vasos arteriais estão constantemente expostos a tensões hemodinâmicas que variam em magnitude, frequência e direção. Estas tensões podem ser conceitualmente divididas em pressão hidrostática, tensão circunferencial e tensão de cisalhamento.

Segundo Bessa (2004) a tensão de cisalhamento é muito importante do ponto de vista fisiológico, pois ela estimula a liberação de substâncias vasoativas, muda a expressão gênica, o metabolismo celular e a morfologia da célula. De acordo com Fung (1997), nas grandes artérias a tensão de cisalhamento pode variar de 1 a 7 Pa.

Além das condições fisiológicas normais dos vasos arteriais é necessário considerar a possibilidade da ocorrência da hemólise devido à elevada rotação imposta pelo rotor. Isto é, a utilização de uma bomba cardíaca contribui para o escoamento turbulento dentro do vaso. Deste modo, as hemácias se tornam mais suscetíveis às flutuações de velocidade causadas pelo escoamento turbulento. Segundo Grigioni et. al. (1999), o limite de ruptura das hemácias é de 600 Pa, valor determinado através de medições com anemometria laser bidimensional.

Introdução à turbulência

O escoamento turbulento pode ser definido a partir da determinação do número de Reynolds, ou seja, segundo Munson et. al, (2004) se $Re < 2100$ o escoamento é dito laminar e, se $Re > 4000$ o escoamento é dito turbulento. Já se $2100 < Re < 4000$ diz-se que o escoamento está em regime transitório.

De acordo com Berger et. al.,(1996) o número de Reynolds médio e máximo dentro da artéria aorta são 3000 e 8500, respectivamente. Além disso, vale lembrar que este trabalho estuda o escoamento dentro da artéria aorta considerando o funcionamento de bombas cardíacas o que, inevitavelmente, aumenta o número de Reynolds. Com isso temos, por exemplo, para uma bomba composta pela Geometria 1 girando a 2500 rpm uma velocidade média (na saída do rotor) igual a 1,50 m/s, o que equivale a um número de Reynolds igual a 12720, o que caracteriza um escoamento turbulento.

O escoamento turbulento também é caracterizado pelo comportamento aleatório e caótico das variáveis envolvidas no escoamento, tais como a velocidade, a pressão etc. Assim, para avaliar o escoamento turbulento Osborne Reynolds reescreveu as equações da continuidade e da quantidade de movimento, eq. 3 e eq. 4, respectivamente, em função de valores médios e instantâneos de velocidade, pressão, tensão de cisalhamento etc.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot \vec{V}) = 0 \quad (3)$$

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (4)$$

Logo, o valor instantâneo dos componentes da velocidade e da pressão podem ser vistos nas eq. 5 e eq. 6.

$$\begin{cases} x : u = \bar{u} + u' \\ y : v = \bar{v} + v' \\ z : w = \bar{w} + w' \end{cases} \quad (5)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (6)$$

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T u dt \quad (7)$$

Assim, sabendo-se que a média temporal é definida pela eq. 7, onde T é o período de cálculo da média, e substituindo a eq. 5 na eq. 3, tem-se a eq. (8), admitindo que o escoamento é incompressível.

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

Ainda, substituindo a eq. 5 e a eq. 6 na eq. 4 tem-se a eq. 9, equação da quantidade de movimento na direção x.

$$\begin{aligned} \rho \frac{d\bar{u}}{dt} = & -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \rho g_x + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \rho \cdot \bar{u}' \cdot \bar{u}' \right) + \\ & \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \cdot \bar{u}' \cdot \bar{v}' \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \rho \cdot \bar{u}' \cdot \bar{w}' \right) \end{aligned} \quad (9)$$

Os termos $-\rho \cdot \bar{u}'\bar{u}'$, $-\rho \cdot \bar{u}'\bar{v}'$, $-\rho \cdot \bar{u}'\bar{w}'$ compõem o tensor das tensões turbulentas. Segundo White, F. M. (1991) estas tensões são desconhecidas e, na camada limite, o termo dominante é o $-\rho \cdot \bar{u}'\bar{v}'$, conhecido como cisalhamento turbulento. Assim, a eq. 9 pode ser aproximada por:

$$\rho \frac{d\bar{u}}{dt} \approx -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (10)$$

Onde:

$$\tau = \tau_{lam} + \tau_{turb} = \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \cdot \bar{u}'\bar{v}' \quad (11)$$

Modelos de turbulência

Devido à dificuldade existente em resolver as equações de Navier-Stokes nas três dimensões e devido ao grande número de incógnitas resultantes dos termos instantâneos (flutuações) das eq. 5 e eq. 6 referentes ao escoamento turbulento, surge a necessidade de reduzir o número de termos desconhecidos para que seja possível obter um sistema matematicamente solúvel. Para tanto, segundo Cebeci, T. (2004), a abordagem mais comum para resolver este problema é definir um termo conhecido como viscosidade turbulenta, ν_t . Assim, para um escoamento bidimensional e incompressível, tem-se:

$$-\rho \cdot \bar{u}'\bar{v}' = \rho \cdot \nu_t \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \quad (12)$$

A determinação de ν_t é realizada através de equações algébricas ou através da combinação de equações algébricas com equações diferenciais, podendo ser resolvida através de uma ou duas equações diferenciais. Nesse trabalho serão abordados apenas modelos de turbulência que utilizam duas equações diferenciais para o cálculo da equação de Navier-Stokes: o modelo k- ϵ , o modelo k- ω e o modelo EARSM. Com isso, será possível analisar os valores de tensões de cisalhamento médio e máximo através de diferentes métodos de resolução.

RESULTADOS

Os resultados obtidos contemplaram simulações tanto com o rotor parado quanto com o rotor em movimento. Assim, os resultados foram divididos em três partes:

- 1ª Parte: Resultados de simulações com o rotor parado.
- 2ª Parte: Resultados de simulações com o rotor girando.
- 3ª Parte: Análise das tensões de cisalhamento a partir dos modelos de turbulência adotados.

Resultados com o rotor parado

A análise do fluxo sanguíneo quando o rotor encontra-se parado é pertinente para o estudo já que o rotor implantado no interior da artéria aorta pode não funcionar a todo instante. Logo, o conhecimento da perda de carga associada ao rotor parado deve ser considerada. A Figura 6 apresenta os resultados obtidos.

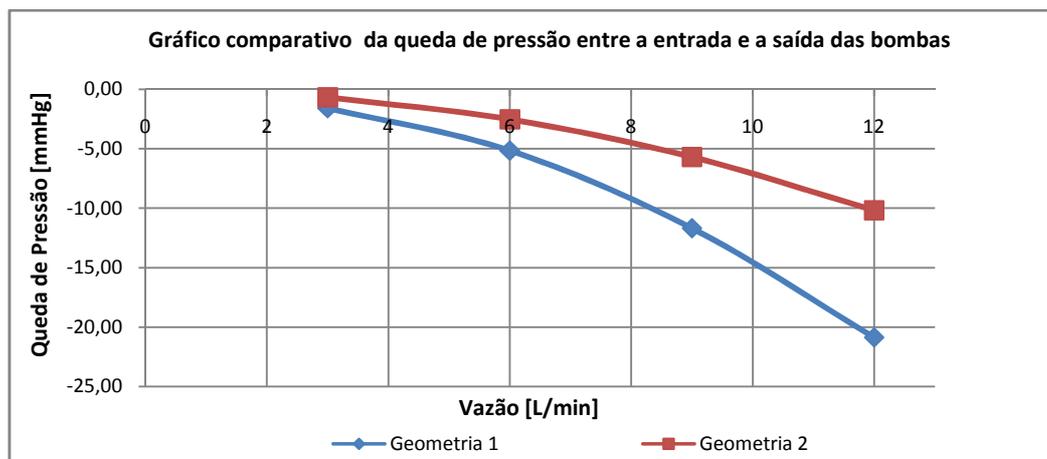


Figura 6. Gráfico de queda de pressão para rotores parados.

De acordo com a Figura 6 podemos perceber que, em ambas as geometrias, a queda de pressão entre a saída e a entrada do vaso é proporcional ao quadrado da vazão, ou seja, quanto maior a vazão maior é a queda de pressão.

Além disso, podemos perceber que a menor queda de pressão ocorre para a Geometria 2, o que é esperado já que a obstrução ao escoamento é muito menor para esta geometria quando comparado à Geometria 1. Portanto, neste caso, a Geometria 2 é mais interessante pois oferece uma perda de carga inferior à Geometria 1.

Resultados com o rotor girando

Os resultados obtidos com o rotor girando em regime permanente foram calculados com quatro vazões volumétricas e com três rotações diversas. Com isso, através das condições de contorno da Tabela 2, foi possível fazer o levantamento de curvas de pressão em função da vazão, do rendimento em função da vazão, das forças axiais e radiais e, por fim, das tensões de cisalhamento geradas pelo rotor.

Da Figura 7 a Figura 11 são apresentados os resultados comparativos entre a Geometria 1 e a Geometria 2.

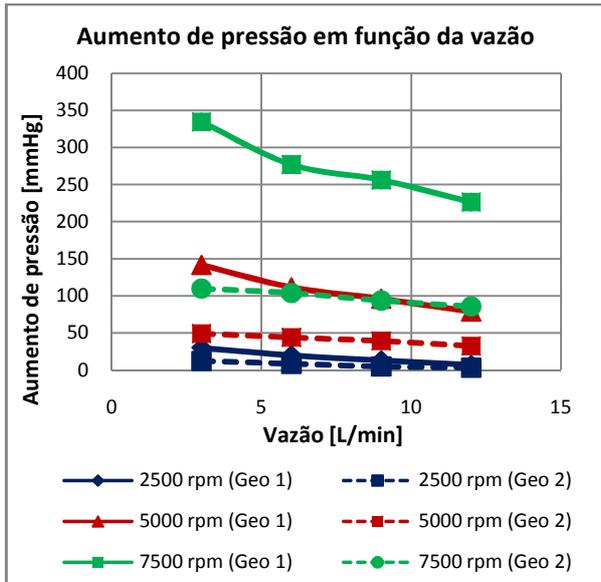


Figura 7. Comparativo entre o aumento de pressão da Geometria 1 e da Geometria 2.

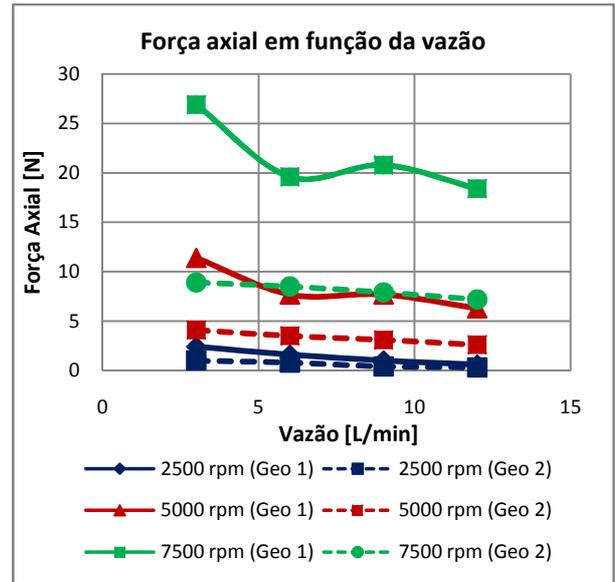


Figura 9. Comparativo entre as forças axiais da Geometria 1 e da Geometria 2.

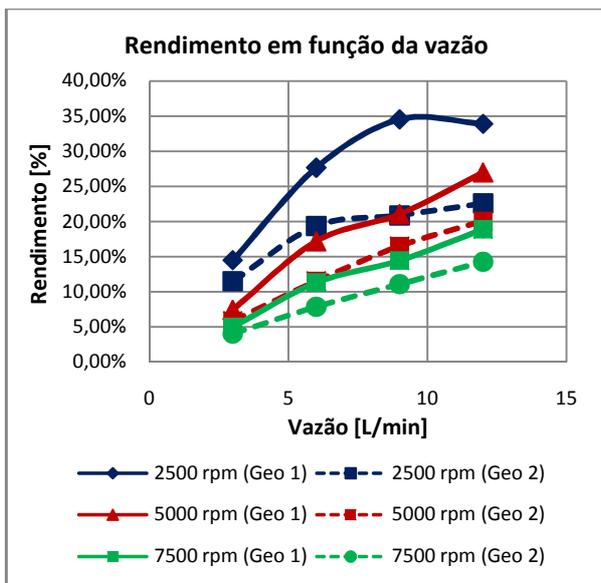


Figura 8. Comparativo entre o rendimento da Geometria 1 e da Geometria 2.

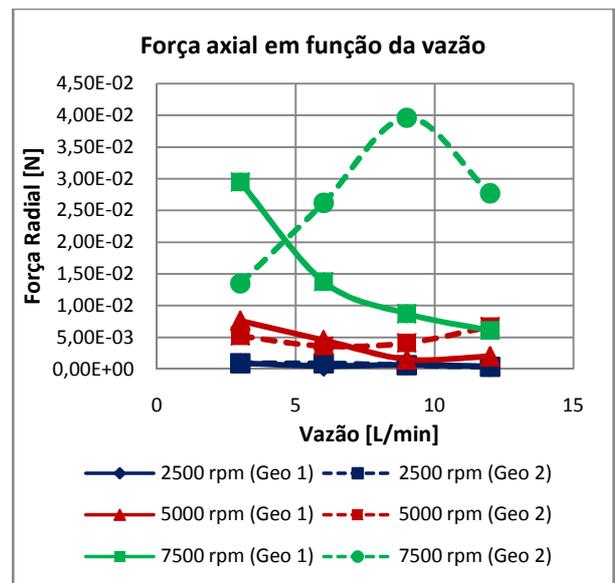


Figura 10. Comparativo entre as forças radiais da Geometria 1 e da Geometria 2.

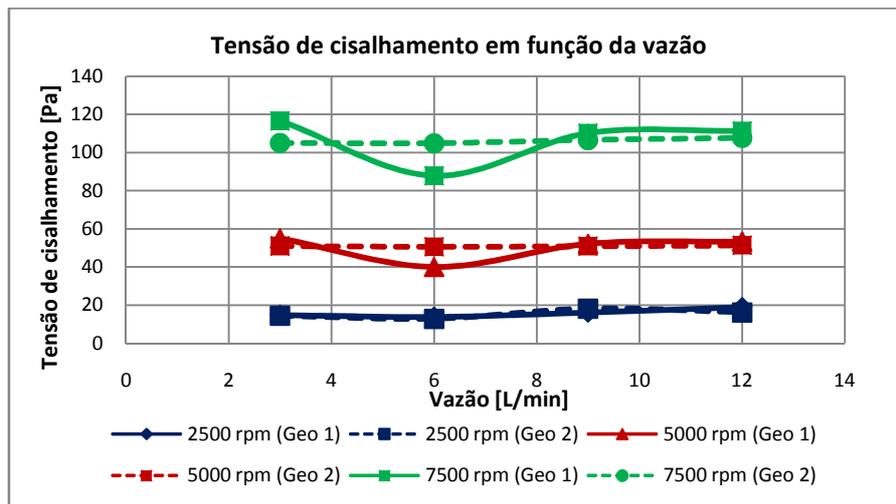


Figura 11. Comparativo entre as tensões de cisalhamento da Geometria 1 e da Geometria 2.

Comparação entre as geometrias

Comparando-se os resultados obtidos das simulações computacionais para cada geometria pode-se dizer que, para uma dada rotação e vazão, a Geometria 1 fornece sempre maior elevação de pressão do que a Geometria 2 (entre 110 e 205 %). Conseqüentemente, nota-se que os resultados de forças axiais da Geometria 1 também é mais elevado do que a Geometria 2 (entre 100 e 202 %), o que é coerente pois uma força axial mais elevada gera uma quantidade de movimento mais elevada ao fluido e, portanto, uma maior elevação de pressão.

Nota-se também que as forças radiais geradas pelo rotor de cada geometria possuem ordem de grandezas muito semelhantes, não havendo diferença significativa entre suas intensidades.

Quanto ao rendimento, é possível notar que boa parte dos valores encontrados para a Geometria 1 estão entre 20 e 30 %, o que é esperado para bombas deste tipo. Já os valores obtidos pela Geometria 2 encontram-se na faixa de 10 a 20 %.

Os valores de tensão de cisalhamento obtidos para ambas as geometrias possuem a mesma ordem de grandeza e, para uma mesma rotação e vazão, os valores de tensão de cisalhamento diferem apenas de 2,6 a 20% entre as geometrias.

Tensões de cisalhamento X Modelos de turbulência

Sabendo-se que o número de Reynolds dos escoamentos estudados nesse trabalho são superiores a 12.000, as equações da quantidade de movimento e da continuidade são explicitadas em termos que levam em consideração as variações instantâneas e médias de grandezas como velocidade e pressão. No entanto, cada modelo de turbulência explicita estes termos de um modo diferente, o que inevitavelmente gera resultados distintos.

Conforme dito anteriormente, nesse estudo foram realizadas simulações com os modelos de turbulência k-ε, k-ω e EARSM e a comparação entre os modelos e as geometrias foram obtidos utilizando a seguinte condição de contorno:

$$\begin{cases} Q = 6L / \text{min} \\ \omega = 2500 \text{rpm} \end{cases}$$

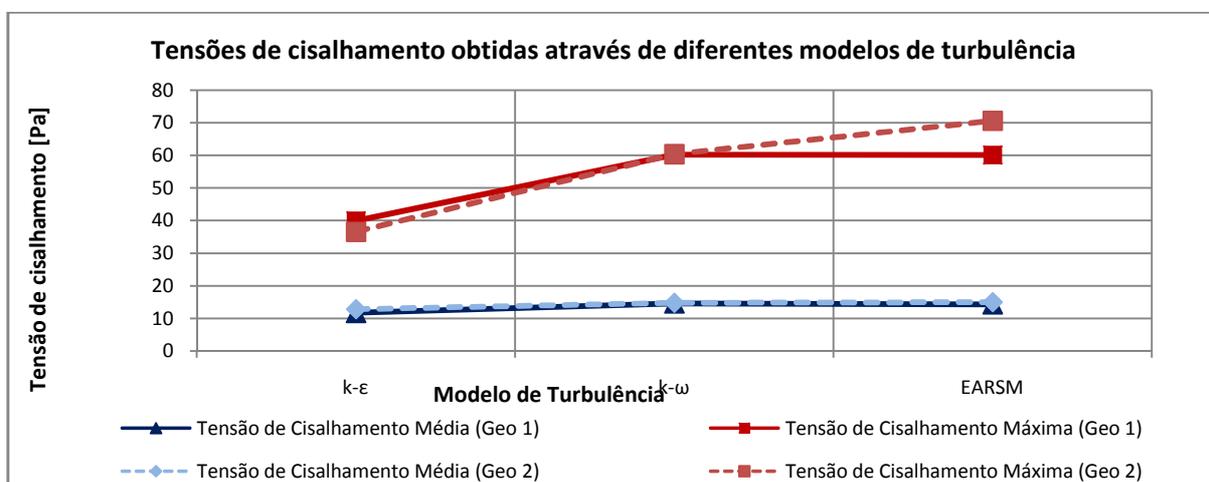


Figura 12. Comparativo entre as tensões de cisalhamento para três modelos de turbulência.

A Figura 12 apresenta o resumo dos resultados de tensão de cisalhamento obtidos através da simulação de cada um dos modelos de turbulência, na qual foram plotadas duas curvas: a curva de tensão de cisalhamento média e a curva de tensão de cisalhamento máxima para um volume de controle ao redor do rotor da bomba axial.

A Figura 13 e Figura 14 apresentam os gráficos de distribuição das tensões de cisalhamento ao redor do volume de controle do rotor para cada um dos modelos de turbulência estudados.

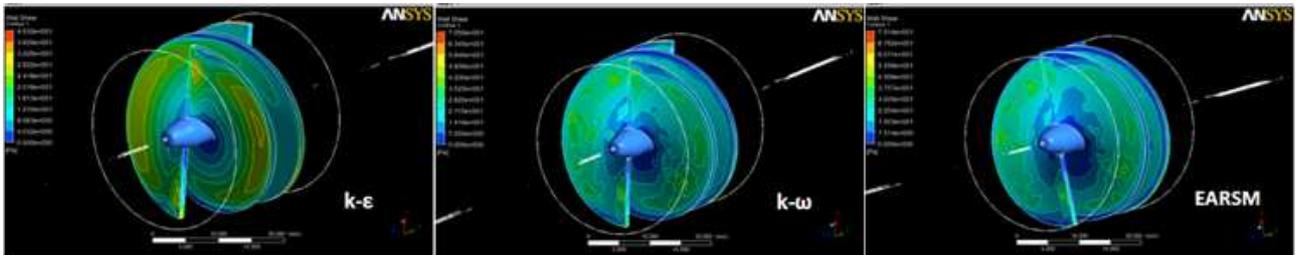


Figura 13. Distribuição das tensões de cisalhamento para cada modelo de turbulência para a Geometria 1.

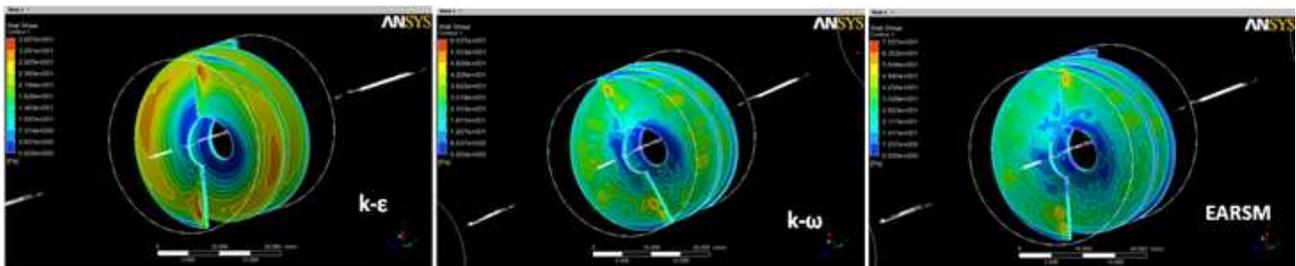


Figura 14. Distribuição das tensões de cisalhamento para cada modelo de turbulência para a Geometria 2.

Comparação entre as geometrias

Analisando os resultados da Figura 12 da pode-se perceber que existe um desvio entre 13 e 20 % da tensão de cisalhamento média entre o modelo k-ε e o modelo k-ω, ao passo que praticamente não há diferença entre o modelo k-ω e o modelo EARSM (aproximadamente 2 %). Algo semelhante ocorre na análise das tensões de cisalhamento máximas. Isto é, entre o modelo k-ε e o modelo k-ω há um desvio de 50 % para os resultados da Geometria 1 e de 40 % para a Geometria 2, enquanto que o desvio entre o modelo k-ω e o modelo EARSM é de aproximadamente 0,1% para a Geometria 1 e de 14% para a Geometria 2.

A diferença significativa entre o modelo k-ε e os outros dois modelos está associada ao fato de que, segundo o manual do software CFX 12.0, o modelo EARSM é mais adequado para escoamentos com linhas de corrente curvas e o modelo k-ω inclui termos relacionados à vorticidade do escoamento, ao passo que o modelo k-ε é um modelo de turbulência mais genérico.

Além disso, analisando a Figura 13 e a Figura 14 é possível notar que há uma diferença na distribuição das tensões de cisalhamento ao redor do rotor. Isto é, pelo modelo k-ε tem-se um aumento gradativo das tensões na direção radial, no sentido do menor para o maior diâmetro. Já os resultados obtidos pelos modelos k-ω e EARSM indicam que a distribuição das tensões de cisalhamento é mais esparsa, havendo um aumento significativo em sua intensidade nas extremidades da rosca sem-fim (região em vermelho).

Do ponto de vista fisiológico pode-se dizer que, tanto para a Geometria 1 quanto para a Geometria 2, em ambos os modelos são atingidos valores de tensão de cisalhamento média superiores ao intervalo especificado por Fung, Y. C. (1997), de 1 a 7 Pa. Além disso, segundo Bessa, K. L. (2004), a partir de tensões superiores a 35 Pa há a ocorrência de lesão direta do endotélio, o que em hipótese alguma é desejável. Portanto, nenhuma das duas geometrias apresenta resultados satisfatórios do ponto de vista fisiológico.

DISCUSSÃO

De acordo com a metodologia empregada para a resolução do problema e analisando os resultados obtidos podemos concluir que a Geometria 1 é a que apresenta os resultados mais satisfatórios.

Do ponto de vista da mecânica dos fluidos, a Geometria 1 é aquela que apresenta os melhores resultados. Isto se justifica devido aos aumentos de pressão obtidos pela Geometria 1, que mostram-se superiores aos aumentos de pressão obtidos pela Geometria 2. Além disso, boa parte dos rendimentos obtidos pela Geometria 1 encontram-se acima dos 20%, o que é esperado para o rendimento de bombas deste tipo.

Apesar disso, ambas as geometrias fornecem resultados de tensão de cisalhamento superiores ao valor aceitável para a artéria aorta segundo Fung (1997), algo que foi comprovado através da análise dos resultados fornecidos por três modelos de turbulência: $k-\epsilon$, $k-\omega$ e EARSM.

Ainda, vale ressaltar que este estudo desenvolveu-se no âmbito computacional, que tem a função de indicar o caminho a ser seguido pela pesquisa, não sendo de forma alguma suficiente para uma futura implantação de bombas cardíacas. Apesar disso, trata-se de uma ferramenta de análise muito importante e que pode auxiliar na implementação de bombas em indivíduos que possuam insuficiência cardíaca.

REFERÊNCIAS

Behbahani, M.; Behr, M.; Hormes, M., Steinseifer, U.; Arora, D.; Coronado, O; Pasquali, M. **A Survey in Mathematics for Industry – A Review of computational fluid dynamics analysis of blood pumps**. Euro Jnl of Applied Mathematics (2009), vol. 20, pp. 363-397.

Berger, S. A.; Goldsmith, W.; Lewis, E. R. **Introduction to Bioengineering**. Oxford University Press, USA; 1 edition, 1996, 544p.

Bessa, K. L.; **Análise Comparativa de Fluxo em Fístula Arteriovenosa**. Dissertação de Mestrado – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2004, 161p.

Burgreen, G. W.; Antaki, J. F.; Wu, Z. J.; Holmes, A. J. **Computational Fluid Dynamics as a Development Tool for Rotary Blood Pumps**. Artificial Organs (2001), 25(5):336-340.

Cebeci, T.; **Turbulence models and their application**. Horizons Publishing Inc., Long Beach, California, 2004, 118p.

Fung, Y. C. **Biomechanics: Circulation**. 2nd ed, Springer-Verlag, New York Inc., 1997, 571p.

Grigioni, M., Daniele, C., D’Avenio, G., Bárbaro, V. **A discussion on the threshold limit for hemolysis related to Reynolds shear stress**. Journal of Biomechanics, Vol. 32, 1107-1112, 1999.

Guyton, A. C.; Hall, J. E.; **Tratado de fisiologia médica**. Tradução da 11^a edição, Guanabara Koogan: Rio de Janeiro, 2006.

Kovats, A. **Design and performance of centrifugal and axial flow pumps and compressors**. Pergamon Press Ltd., Oxford, Great Britain; 1 edition, 1964, 468p.

Macintyre, A. J. **Bombas e Instalações de bombeamento**. Ed. Guanabara Koogan S. A., Rio de Janeiro, 1987, 782p.

“**Magnetically driven axial-flow pump**”. Free Patents On-line: Patente norte-americana número 6527521. Disponível em: <www.freepatentsonline.com/652752-1.html>. Acessado em 10 de novembro de 2009.

Munson, B. R.; Young, D. F.; Okiishi, T. H. **Fundamentos da mecânica dos fluidos**. Tradução da quarta edição americana: Euryale de Jesus Zerbini. – São Paulo: Ed. Edgar Blucher, 2004, 572 p.

“**Reitan Catheter Pump (RCP)**”. Site do fabricante. Disponível em: <<http://www.cardiobridge.com/index.php>>. Acessado em 10 de novembro de 2009.

Stepanoff, A. J. **Centrifugal and Axial Flow Pumps – Theory Design and Application**. John Wiley & Sons, Inc, USA, 2nd Edition, 1971, 462p.

Throckmorton, A.; Untaroiu, A.; Allaire, P. E.; Wood, H. G.; Matherne, G. P., Lim, D. S.; Peeler, B. B. & Olsen, D. B. **Computational analysis of an axial flow pediatric ventricular assist device**. Artificial Organs, (2004), 26(11),1015-1031.

“**Ventricular Assist Device (VAD)**”. Educator Features – NASA. Disponível em <http://www.nasa.gov/audience/foreducators/informal/features/F_Blood_Pump.html>. Acessado em 10 de novembro de 2009.

Versteeg, H. K.; Malalasekera, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method**. Ed. Prentice Hall, 1st Edition, 1995, 257p.

White, F. M. **Viscous Fluid Flow**. 2nd ed, McGraw-Hill, Inc, New York, 1991, 614p.

COMPUTATIONAL SIMULATION FOR THE STUDY OF BLOOD FLOW THROUGH AN AXIAL PUMP INSTALLED IN THE AORTIC ARTERY

Rodrigo Cherniauskas

Email.: ro.cherni@gmail.com

Abstract

Each year around 2 millions of people receive a cardiac insufficiency diagnosis. The most efficient technique to solve this issue is the heart transplant. However, the number of heart donors is many times inferior than the individuals affected by this syndrome. So, a possible way to solve it is to turn possible the use of axial flow pumps, which can be studied by CFD (Computational Fluid Dynamics) simulations. In this paper, two different rotor geometries are proposed to be implemented inside the aortic artery and the main objective is to compare them toward the pressure rise between the inlet and the outlet of the vane, the pump performance, the axial and the radial forces and the shear stress due to the rotor. Moreover, for a more accurate shear stress analysis three turbulent models are studied in order to verify if there is any difference between the results provided by each model. Thus, it is possible to reach a more precise comparison between the stresses applied by the pump to the blood and a suitable physiological condition to the regular operation of the human circulatory system.

Keywords: Axial flow pump ,computational simulation, ventricular assistance.