

**ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

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

Rodrigo Cherniauskas

São Paulo

2010

**ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

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

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo para  
obtenção do título de Graduação em Engenharia.

Rodrigo Cherniauskas

Orientador: Jayme Pinto Ortiz

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica

São Paulo

2010

## **FICHA CATALOGRÁFICA**

**Cherniauskas, Rodrigo**

**Simulação computacional para o estudo do fluxo sanguíneo**

**através de bomba axial implantada em artéria aorta / R. Cherniauskas. – São Paulo, 2010.**

**97 p.**

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1. Bombas axiais 2. Ventrículo cardíaco (Assistência) 3. Dinâmica dos fluídos (Simulação) I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.**

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus pais por todo o apoio dado ao longo da minha vida, pelo incentivo e motivação dados nos momentos difíceis e por todos os conselhos dados ao longo destes anos.

Agradeço ao meu irmão Leandro pela compreensão e amizade demonstrados ao longo da minha vida.

Agradeço ao Prof. Dr. Jayme Pinto Ortiz pela sua orientação e dedicação na realização desse trabalho.

Agradeço a todos os amigos e colegas da Escola Politécnica por toda a ajuda e companheirismo que, com certeza, foram cruciais não só para a conclusão da graduação, mas como também para a minha formação pessoal.

Agradeço também aos professores da Escola Politécnica que contribuíram para a minha formação profissional e que se esforçam para manter o nível de excelência do curso de engenharia da Escola Politécnica.

## RESUMO

A cada ano cerca de 2 milhões de pessoas recebem o diagnóstico de insuficiência cardíaca. Atualmente o método mais simples 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. Nesse trabalho são propostas duas geometrias de rotores com concepções construtivas diferentes 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.*

## **ABSTRACT**

Each year around 2 millions of people receive a cardiac insufficiency diagnosis. The most simple 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 simulations. In this paper, two different rotor geometries are proposed 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.

***Key-words:*** Axial flow pump, computational simulation, ventricular assistance.

## SUMÁRIO

### LISTA DE SÍMBOLOS

### LISTA DE TABELAS

### LISTA DE FIGURAS

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	1
<b>2. OBJETIVOS</b> .....	3
<b>3. REVISÃO DA LITERATURA</b> .....	4
<b>4. METODOLOGIA</b> .....	7
<b>4.1. Sistema circulatório e propriedades físicas do sangue</b> .....	8
4.1.1. <i>Características da circulação sanguínea</i> .....	8
4.1.2. <i>Visão global das partes funcionais da circulação</i> .....	8
4.1.3. <i>As artérias</i> .....	9
4.1.4. <i>Propriedades físicas do sangue</i> .....	11
4.1.5. <i>O número de Womersley</i> .....	12
4.1.6. <i>Análise simplificada das equações envolvidas no escoamento pulsátil do fluxo sanguíneo</i> .....	13
<b>4.2. Princípio de funcionamento de bombas axiais</b> .....	16
4.2.1. <i>Equacionamento</i> .....	16
4.2.2. <i>Triângulo de velocidades</i> .....	18
4.2.3. <i>Equação de Euler</i> .....	20
4.2.4. <i>Rendimento da bomba</i> .....	21
<b>4.3. Estudo de geometrias de bombas axiais implantadas em artéria aorta</b> 22	
4.3.1. <i>“Reitan Catheter Pump (RCP)”</i> .....	22
4.3.2. <i>“Ventricular Assist Device (VAD)”</i> .....	23
4.3.3. <i>“Magnetically driven axial-flow pump”</i> .....	24
4.3.4. <i>Geometria 1 – Parafuso de Arquimedes de duas entradas</i> .....	25
4.3.5. <i>Geometria 2 – Parafuso de duas entradas com furo central</i> .....	26
<b>4.4. Metodologia empregada na montagem do problema</b> .....	28
4.4.1. <i>Construção da Geometria</i> .....	29
4.4.2. <i>Definição da Malha</i> .....	30
4.4.3. <i>Definição das Condições Físicas</i> .....	32

4.4.4.	<i>Processamento de Dados</i> .....	35
4.4.5.	<i>Pós-Processamento (Análise de Resultados)</i> .....	37
<b>4.5.</b>	<b>Tensões de cisalhamento X Modelos de turbulência</b> .....	<b>40</b>
4.5.1.	<i>Introdução à turbulência</i> .....	40
4.5.2.	<i>Modelos de turbulência</i> .....	42
4.5.3.	<i>O modelo <math>k-\epsilon</math></i> .....	43
4.5.4.	<i>O modelo <math>k-\omega</math></i> .....	44
4.5.5.	<i>O modelo BSL – EARSM</i> .....	46
<b>5.</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	<b>49</b>
<b>5.1.</b>	<b>Resultados com o rotor parado</b> .....	<b>49</b>
<b>5.2.</b>	<b>Resultados com o rotor girando</b> .....	<b>51</b>
5.2.1.	<i>Resultados para a Geometria 1</i> .....	52
5.2.2.	<i>Resultados para a Geometria 2</i> .....	55
	<i>Comparação entre as geometrias</i> .....	58
<b>5.3.</b>	<b>Análise das tensões de cisalhamento a partir dos modelos de turbulência adotados.</b> .....	<b>60</b>
5.3.1.	<i>Resultados para a Geometria 1</i> .....	60
5.3.2.	<i>Resultados para a Geometria 2</i> .....	64
<b>6.</b>	<b>CONCLUSÃO</b> .....	<b>69</b>
<b>7.</b>	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>70</b>
	<b>APÊNDICE A</b> .....	<b>73</b>

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Letras Latinas

$a$ : Raio do vaso sanguíneo.

$a_{ij}$ : Tensor anisotrópico.

$c_1$ : Velocidade absoluta na entrada do vaso.

$c_2$ : Velocidade absoluta na saída do vaso.

$g$ : Aceleração da gravidade.

$H_i$ : Perda de carga entre a entrada e a saída do vaso.

$H_j$ : Carga fornecida pelo rotor.

$H_{lh}$ : Perda de carga hidráulica devido à bomba.

$k$ : Energia cinética.

$m$ : Massa do fluido.

$\dot{m}$ : Vazão mássica.

$N_{li}$ : Perdas internas da bomba (como atrito e vazamentos).

$N_{lm}$ : Perdas mecânicas.

$N$ : Potência da bomba.

$\bar{p}$ : Pressão média.

$p'$ : Pressão instantânea.

$p_1$ : Pressão de entrada do vaso.

$p_2$ : Pressão de saída do vaso.

$Q$ : Vazão volumétrica.

R: Raio do vaso.

$S_{ij}=S_{ki}$ : Tensor da taxa média de tensão.

T: Torque.

u: Velocidade na direção x.

$\bar{u}$  : Velocidade média na direção x.

u': Velocidade instantânea na direção x.

$U_1$ : Energia interna do fluido na entrada.

$U_2$ : Energia interna do fluido na saída.

v: Velocidade na direção y.

$\bar{v}$  : Velocidade média na direção y.

v': Velocidade instantânea na direção y.

V: Volume.

$V_1$ : Velocidade de entrada do vaso.

$V_2$ : Velocidade de saída do vaso.

w: Velocidade na direção z.

$\bar{w}$  : Velocidade média na direção z.

w': Velocidade instantânea na direção z.

$w_1$ : Velocidade relativa na entrada do vaso.

$w_2$ : Velocidade relativa na saída do vaso.

$z_1$ : Cota em relação ao centro da seção de entrada do vaso.

$z_2$ : Cota em relação ao centro da seção de saída do vaso.

## Letras Gregas

$\beta_1$ : Ângulo de entrada.

$\beta_2$ : Ângulo de saída.

$\Gamma_1$ : Circulação na entrada.

$\Gamma_2$ : Circulação na saída.

$\varepsilon$ : Dissipação da energia.

$\varepsilon_m$ : Viscosidade turbulenta.

$\Phi_{ij}$ : Termo da correlação de pressão.

$\mu$ : Viscosidade dinâmica.

$\nu$ : Viscosidade cinemática.

$\eta$ : Rendimento da bomba.

$\rho$ : Massa específica do fluido.

$\tau$ : Tensão de cisalhamento.

$\tau_{\text{lam}}$ : Tensão de cisalhamento laminar.

$\tau_{\text{turb}}$ : Tensão de cisalhamento turbulenta.

$\Omega$ : Número de Womersley.

$\Omega_{ij}$ : Tensor de rotação média.

$\omega$ : Dissipação específica de energia.

$\omega_{\text{osc}}$ : Frequência de oscilação.

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Algumas características da artéria aorta.....	11
Tabela 2 – Resumo do tipo e do número de elementos definidos em cada uma das geometrias. ....	31
Tabela 3 – Comparação de resultados entre o critério de convergência $10^{-3}$ e $10^{-4}$ ...	37
Tabela 4 – Dados de queda de pressão entre a entrada e a saída do vaso para rotores parados. ....	50
Tabela 5 – Condições de contorno impostas na simulação computacional para a Geometria 1 e a Geometria 2. ....	52
Tabela 6 – Comparação de resultados entre as três geometrias. ....	58

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Modelo físico de um VAD – extraído de Fan, H. et. al. (2009). .....	1
Figura 2. Concepção de VAD instalado no interior da artéria aorta.....	2
Figura 3. Representação do sistema circulatório e as suas principais partes - extraído de Guyton, A. C. e Hall, J. E. (2006). .....	9
Figura 4. Representação dos ciclos cardíacos, com destaque para a curva de pressão da aorta (em vermelho) e a abertura e o fechamento da válvula aórtica (em azul) - extraído de Guyton, A. C. e Hall, J. E. (2006). .....	10
Figura 5. Modelo simplificado do escoamento em artéria aorta.....	14
Figura 6. Esquema representativo do funcionamento básico de uma bomba. ....	16
Figura 7. Triângulo de velocidades de uma bomba axial, baseado em Kovats, A. (1964). .....	18
Figura 8: Figura ilustrativa da bomba cardíaca conhecida como “Reitan Catheter Pump (RCP)” – disponível em <a href="http://www.cardiobridge.com/index.php">http://www.cardiobridge.com/index.php</a> . ....	22
Figura 9: Figura ilustrativa da bomba cardíaca conhecida como “Ventricular Assist Device (VAD)”, disponível em <a href="http://www.nasa.gov/audience/foreducators/informal/features/F_Blood_Pump.html">http://www.nasa.gov/audience/foreducators/informal/features/F_Blood_Pump.html</a> >. .....	23
Figura 10: Bomba cardíaca nomeada como “Magnetically driven axial-flow pump”, patenteada por Hiroyuki Noda (Osaka, Japão), disponível em <a href="http://www.freepatentsonline.com/6527521.html?query=Magnetically+driven+axial-flow+pump+&amp;stemming=on">http://www.freepatentsonline.com/6527521.html?query=Magnetically+driven+axial-flow+pump+&amp;stemming=on</a> .....	24
Figura 11. Imagem ilustrativa de um parafuso de Arquimedes (Imagem disponível no site do Colégio São Francisco).....	25
Figura 12. Figura ilustrativa do parafuso de Arquimedes de duas entradas. ....	25
Figura 13. Dimensões do parafuso de Arquimedes de duas entradas.....	26
Figura 14. Figura ilustrativa do parafuso de Arquimedes de duas entradas com um furo central. ....	27
Figura 15. Dimensões do parafuso de 2 entradas com furo central. ....	27
Figura 16. Sequência obrigatória para a resolução do problema. ....	28
Figura 17. Desenho do perfil da pá (em amarelo) do rotor de duas entradas. ....	29

Figura 18. Parafuso de duas entradas construído a partir do comando “Sweep”.....	30
Figura 19. Definição da malha da Geometria 2. ....	31
Figura 20. Geometria do vaso de entrada e do vaso de saída. ....	32
Figura 21. Entrada. ....	33
Figura 22. Entrada e rotor. ....	33
Figura 23. Entrada, rotor e saída. ....	33
Figura 24. Esquema das combinações para as simulações de cada geometria. ....	35
Figura 25. Monitor de processamento de dados do CFX (“CFX - Solver”). ....	36
Figura 26. Gráfico de vetores de velocidade. ....	38
Figura 27. Gráfico de tensão de cisalhamento aplicada às pás do rotor. ....	38
Figura 28. Gráfico do aumento de pressão entre a entrada e a saída da bomba. ....	39
Figura 29. Gráfico de queda de pressão para rotores parados. ....	50
Figura 30. Levantamento das curvas de aumento de pressão em função da vazão. ..	53
Figura 31. Curvas de rendimento em função da vazão. ....	53
Figura 32. Gráfico da força axial em função da vazão. ....	54
Figura 33. Gráfico da força radial em função da vazão. ....	54
Figura 34. Gráfico da tensão de cisalhamento em função da vazão. ....	55
Figura 35. Levantamento das curvas de aumento de pressão em função da vazão. ..	55
Figura 36. Curvas de rendimento em função da vazão. ....	56
Figura 37. Gráfico da força axial em função da vazão. ....	56
Figura 38. Gráfico da força radial em função da vazão. ....	57
Figura 39. Gráfico da tensão de cisalhamento em função da vazão. ....	57
Figura 40. Gráfico de tensões de cisalhamento na entrada do rotor – modelo k-ε. ...	60
Figura 41. Gráfico de tensões de cisalhamento na saída do rotor – modelo k-ε. ....	61
Figura 42. Gráfico de tensões de cisalhamento na entrada do rotor – modelo k-ω. ..	61
Figura 43. Gráfico de tensões de cisalhamento na saída do rotor – modelo k-ω. ....	62
Figura 44. Gráfico de tensões de cisalhamento na entrada do rotor – modelo BSL - EARSM. ....	62
Figura 45. Gráfico de tensões de cisalhamento na saída do rotor – modelo BSL - EARSM. ....	63
Figura 46. Resultados referentes às tensões de cisalhamento da Geometria 1. ....	63
Figura 47. Gráfico de tensões de cisalhamento na entrada do rotor – modelo k-ε. ...	64

Figura 48. Gráfico de tensões de cisalhamento na saída do rotor – modelo k- $\epsilon$ .....	64
Figura 49. Gráfico de tensões de cisalhamento na entrada do rotor – modelo k- $\omega$ ..	65
Figura 50. Gráfico de tensões de cisalhamento na saída do rotor – modelo k- $\omega$ .....	65
Figura 51. Gráfico de tensões de cisalhamento na entrada do rotor – modelo BSL – EARSM.....	66
Figura 52. Gráfico de tensões de cisalhamento na saída do rotor – modelo BSL – EARSM.....	66
Figura 53. Resultados referentes às tensões de cisalhamento da Geometria 2. ....	67
Figura 54. Fluxo de trabalho para utilização de modelos em “CFD”.....	69
Figura 55. Definição da orientação dos eixos x, y e z e dimensões utilizadas no vaso de entrada, rotor e no vaso de saída. ....	73
Figura 56. Gráfico de pressão em função da posição para 3 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	74
Figura 57. Gráfico da velocidade em função da posição para 3 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	74
Figura 58. Gráfico de pressão em função da posição para 6 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	75
Figura 59. Gráfico da velocidade em função da posição para 6 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	75
Figura 60. Gráfico de pressão em função da posição para 9 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	76
Figura 61. Gráfico da velocidade em função da posição para 9 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	76
Figura 62. Gráfico de pressão em função da posição para 12 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	77
Figura 63. Gráfico da velocidade em função da posição para 12 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	77
Figura 64. Gráfico de pressão em função da posição para 3 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	78
Figura 65. Gráfico da velocidade em função da posição para 3 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	78

Figura 66. Gráfico de pressão em função da posição para 6 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	79
Figura 67. Gráfico da velocidade em função da posição para 6 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	79
Figura 68. Gráfico de pressão em função da posição para 9 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	80
Figura 69. Gráfico da velocidade em função da posição para 9 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	80
Figura 70. Gráfico de pressão em função da posição para 12 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	81
Figura 71. Gráfico da velocidade em função da posição para 12 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	81
Figura 72. Gráfico de pressão em função da posição para 3 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	82
Figura 73. Gráfico da velocidade em função da posição para 3 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	82
Figura 74. Gráfico de pressão em função da posição para 6 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	83
Figura 75. Gráfico da velocidade em função da posição para 6 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	83
Figura 76. Gráfico de pressão em função da posição para 9 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	84
Figura 77. Gráfico da velocidade em função da posição para 9 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	84
Figura 78. Gráfico de pressão em função da posição para 12 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	85
Figura 79. Gráfico da velocidade em função da posição para 12 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	85
Figura 80. Gráfico de pressão em função da posição para 3 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	86
Figura 81. Gráfico da velocidade em função da posição para 3 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	86

Figura 82. Gráfico de pressão em função da posição para 6 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	87
Figura 83. Gráfico da velocidade em função da posição para 6 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	87
Figura 84. Gráfico de pressão em função da posição para 9 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	88
Figura 85. Gráfico da velocidade em função da posição para 9 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	88
Figura 86. Gráfico de pressão em função da posição para 12 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	89
Figura 87. Gráfico da velocidade em função da posição para 12 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.....	89
Figura 88. Gráfico de pressão em função da posição para 3 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	90
Figura 89. Gráfico da velocidade em função da posição para 3 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	90
Figura 90. Gráfico de pressão em função da posição para 6 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	91
Figura 91. Gráfico da velocidade em função da posição para 6 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	91
Figura 92. Gráfico de pressão em função da posição para 9 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	92
Figura 93. Gráfico da velocidade em função da posição para 9 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	92
Figura 94. Gráfico de pressão em função da posição para 12 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	93
Figura 95. Gráfico da velocidade em função da posição para 12 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.....	93
Figura 96. Gráfico de pressão em função da posição para 3 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	94
Figura 97. Gráfico da velocidade em função da posição para 3 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	94

Figura 98. Gráfico de pressão em função da posição para 6 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	95
Figura 99. Gráfico da velocidade em função da posição para 6 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	95
Figura 100. Gráfico de pressão em função da posição para 9 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	96
Figura 101. Gráfico da velocidade em função da posição para 9 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	96
Figura 102. Gráfico de pressão em função da posição para 12 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	97
Figura 103. Gráfico da velocidade em função da posição para 12 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.....	97

## 1. INTRODUÇÃO

Atualmente pessoas no mundo todo são afetadas pela insuficiência cardíaca. Em 2004 foram registrados mais de 20 milhões de casos e, a cada ano, 2 milhões de novos casos são diagnosticados sendo que cerca de 29,6 bilhões de dólares por ano são gastos pelo Estado Norte-Americano para o tratamento desta doença nos Estados Unidos segundo Behbahani, M. et. al. (2009).

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. Com isso, o coração deixa de atender às necessidades básicas das células, causada por uma insuficiência cardíaca, doença fatal mais comum em países de primeiro mundo segundo Behbahani, M. et. al. (2009).

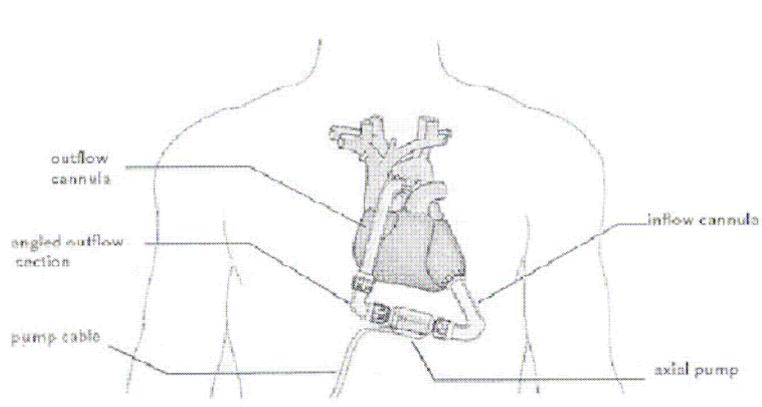


Figura 1. Modelo físico de um VAD – extraído de Fan, H. et. al. (2009).

Assim, 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 assistência cardíaca, mais conhecidos como “Ventricular Assist Device (VAD)”. A Figura 1 mostra um modelo de um

VAD típico, o qual tem a função de bombear o sangue do ventrículo esquerdo ao átrio esquerdo.

Existem outros componentes de assistência ventricular, como as bombas cardíacas axiais implementadas dentro da artéria aorta. Sua função é similar ao VAD da Figura 1, ou seja, elevar a energia de pressão na saída do rotor. Porém, apresenta uma diferença significativa: é instalado na parte interna do vaso, como pode ser visto no esquema da Figura 2.

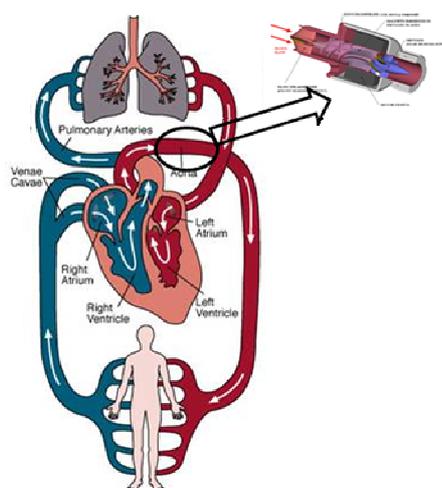


Figura 2. Concepção de VAD instalado no interior da artéria aorta.

Uma outra consideração a ser feita é que o estudo de bombas cardíacas axiais não se restringe somente a análise de elevação de carga e rendimento de bombas. Devem ser também avaliadas as condições fisiológicas da interação entre o sangue e a bomba de modo a prevenir problemas como a hemólise (ruptura da hemoglobina, glóbulo responsável pelo transporte de oxigênio para todos os tecidos) e a trombose (coagulação do sangue).

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, avaliando parâmetros como rendimento, velocidade, aumento de pressão, tensões de cisalhamento etc.

## 2. OBJETIVOS

Esse trabalho tem como objetivo realizar simulações computacionais de fluxo sanguíneo através de bombas implantadas em artéria aorta. Assim, o foco principal é avaliar parâmetros envolvidos na análise comparativa de duas bombas cardíacas axiais. Alguns destes parâmetros são:

- 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.

A partir da análise destes parâmetros será possível avaliar se cada bomba fornece resultados razoáveis do ponto de vista da mecânica dos fluidos, como rendimento, elevação de pressão e forças aplicadas. E, além disso, será possível analisar se cada uma delas atende ou não aos requisitos fisiológicos, como tensão de cisalhamento adequada para prevenir a formação de trombose e hemólise.

### 3. REVISÃO DA LITERATURA

De acordo com Behbahani, M. et. al. (2009) o número de pessoas afetadas por insuficiência cardíaca é muito alto em países desenvolvidos, nos quais a população possui alta expectativa de vida. Em média, 49% dos homens e 32% das mulheres com mais de 40 anos tem grande chance de desenvolver problemas relacionados a insuficiência cardíaca e, para as pessoas acima de 65 anos, esta doença é a maior causa de internação. Além disso, 20% dos pacientes que são diagnosticados com essa doença morrem no primeiro ano de tratamento.

Para os casos mais graves, o transplante de coração é a solução mais promissora. No entanto, existem cerca de 2500 doadores por ano enquanto que 50000 aguardam por um transplante, ou seja, apenas 5% da população consegue ser atendida.

Assim, o estudo de bombas cardíacas é extremamente importante para tentar suprir a necessidade dos pacientes que aguardam por um transplante de coração. Apesar disso, segundo Burgreen, G. W. et. al. (2001), os princípios de mecânica dos fluidos tradicional não são suficientes para o estudo de bombas cardíacas, já que as equações que regem o escoamento são de resolução extremamente complicadas sem o auxílio computacional. Com isso, a mecânica dos fluidos computacional (ou “computational fluid dynamics - CFD”) mostra-se uma ferramenta extremamente interessante para o estudo de bombas cardíacas.

A utilização desta ferramenta tem sido tão empregada em estudos científicos que até bombas cardíacas axiais para uso pediátrico têm sido estudadas. De acordo com o trabalho de Trockmorton, A. L. et. al. (2004) uma bomba axial pediátrica simulada em “CFD” obteve um ganho de pressão de 65 mmHg, para uma vazão média de 1,5 L/min e uma rotação de 8000 rpm. Além disso, forças axiais inferiores a 1,4 N e forças radiais inferiores a  $1,6 \cdot 10^{-3}$  N estão de acordo com o esperado e, segundo os autores, não inviabilizam a utilização da bomba do ponto de vista fisiológico.

Estudos de geometrias realizados pela NASA, por fabricantes de bombas axiais (“Reitan Catheter Pump”, da empresa Cardiobridge) e até patentes desenvolvidas nesta área (bomba chamada na patente de “Magnetically driven axial-flow pump”) permitem o conhecimento de geometrias diversas, com conceitos funcionais bem diferentes.

Além disso, os estudos desenvolvidos por Burgreen, G. W. et. al. (2001) e Trockmorton, A. L. et. al. (2004) e os discutidos em Behbahani, M. et. al. (2009) apresentam resultados em bombas cardíacas para circulação extracorpórea (dentre elas está a geometria proposta pela NASA – “Ventricular Assist Device”), ou seja, bombas que sejam implantadas fora da artéria aorta. Já as geometrias propostas pela empresa Cardiobridge (“Reitan Catheter Pump”) e pela patente norte-americana (“Magnetically driven axial-flow pump”) propõem a implantação de bombas axiais dentro da artéria aorta, um conceito diferente dos estudos anteriormente citados e que será estudado neste trabalho através da proposição de geometrias e de simulações computacionais.

Além de utilizar os conceitos desenvolvidos na literatura anteriormente citada, buscou-se agregar uma concepção simples à geometria, baseando-se no parafuso de Arquimedes e em algumas geometrias de bombas axiais apresentadas por Macintyre, A. J. (1987).

Para compreender a formulação matemática do escoamento pulsátil do fluxo sanguíneo com a presença de uma bomba axial buscou-se unir as justificativas de um escoamento em regime permanente apresentadas por Berger et. al.,(1996) (e comparadas à equação de Poiseuille, desenvolvida também em Munson et al, (2004)) às hipóteses simplificadoras aplicadas à equação da energia proposta por Kovats, A. (1964) e Stepanoff, A. J. (1971).

A resolução das equações anteriormente citadas só foi viabilizada utilizando o conceito de volumes finitos, apresentado por Versteeg, H. K. e Malalasekera, W. (1995), método empregado em alguns softwares do tipo “CFD” como o CFX (Versão 11.0 – “Academic License”), utilizado para obter os resultados desse trabalho.

O estudo de bombas cardíacas também está totalmente ligado às propriedades físicas, fisiológicas e reológicas do sangue, apresentadas respectivamente em Berger et. al.,(1996), Guyton, A. C. e Hall, J. E (2006) e Behbahani, M. et. al. (2009), algo vital para o desenvolvimento destas bombas.

Deste modo, realizou-se um estudo visando os resultados de tensão de cisalhamento, cujas funções principais, segundo Bessa, K. L. (2004), são estimular a liberação de substâncias vasoativas, mudar a expressão gênica, o metabolismo celular e a morfologia da célula. De acordo com Fung, Y. C. (1997), nas grandes artérias a tensão de cisalhamento pode variar de 1 a 7 Pa e, segundo Grigioni, M. et. al. (1999), o limite de ruptura das hemácias é de 600 Pa.

É importante ressaltar que o escoamento dentro da artéria aorta na presença de uma bomba se desenvolve em regime turbulento, pois o número de Reynolds é superior a 12000. Com isso, a análise das tensões de cisalhamento tornam-se mais complexas, já que o escoamento se comporta de forma caótica e existem inúmeros modelos matemáticos para a determinação destes valores. Logo, baseado nas equações desenvolvidas em White, F. M. (1991) foi possível determinar a equação da continuidade e a equação da quantidade de movimento em função das propriedades médias e instantâneas de velocidade, pressão e tensão de cisalhamento.

Ainda, baseando-se nas considerações de Cebeci, T. (2004) e no manual de instruções do programa CFX 12.0 determinaram-se as equações dos modelos de turbulência  $k-\epsilon$ ,  $k-\omega$  e BSL-EARSM, que forneceram valores distintos de tensão de cisalhamento.

## 4. METODOLOGIA

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

- 1ª Parte (item 4.1): estudou-se em literatura o funcionamento do sistema circulatório e a sua importância para o corpo humano. Também foram estudadas algumas propriedades físicas do sangue, tais como massa específica, viscosidade dinâmica e mecanismos de hemólise.

- 2ª Parte (item 4.2): Realizou-se a abordagem do problema do ponto de vista da mecânica dos fluidos, estudando o comportamento e funcionamento das bombas axiais.

- 3ª Parte (item 4.3): Buscou-se na literatura algumas geometrias de rotores já existentes de modo a obter uma base para o desenvolvimento do estudo e para a proposição de duas geometrias de rotores.

- 4ª Parte (item 4.4): Foi detalhada a metodologia empregada na construção e montagem do problema, desde a construção da geometria até o pós-processamento de resultados.

- 5ª Parte: Explicou-se a real importância da tensão de cisalhamento para o escoamento em vasos sanguíneos e a utilização três modelos de turbulência para a geração e análise de resultados de tensão de cisalhamento.

## 4.1. Sistema circulatório e propriedades físicas do sangue

Neste item serão descritas algumas características da circulação sanguínea e suas respectivas partes funcionais. Além disso, serão descritas algumas propriedades físicas importantes para o desenvolvimento desse trabalho, tais como a massa específica e a viscosidade dinâmica do sangue.

### 4.1.1. Características da circulação sanguínea

A função da circulação sanguínea é basicamente a de atender às necessidades dos tecidos, isto é: transportar nutrientes até os tecidos, remover os produtos de excreção presentes nos mesmos, fazer o transporte de hormônios e manter de forma adequada as condições necessárias para que as células continuem vivas e desempenhando suas funções na melhor condição possível.

Portanto, o funcionamento correto do sistema circulatório é de extrema importância para a manutenção das funções desempenhadas pelas células e, conseqüentemente, da vida dos seres humanos. Assim, indivíduos que apresentam alguma deficiência no sistema circulatório ou patologia cardíaca têm a necessidade de utilizar algum recurso que os ajudem a manter o bom funcionamento do sistema circulatório. Para isso, o uso de bombas axiais tem sido amplamente estudado e sua principal função é a de aumentar a energia de pressão do escoamento nos vasos sanguíneos de modo a atender às necessidades dos tecidos.

### 4.1.2. Visão global das partes funcionais da circulação

A circulação mostrada na Figura 3 é geralmente dividida em circulação sistêmica (ou grande circulação) e circulação pulmonar e é composta pelas seguintes partes:

- **Artérias:** transportam sangue sob alta pressão. Por isso, possuem paredes fortes e espessas e permitem que o escoamento ocorra de forma relativamente rápida.

- Arteriolas: são pequenos ramos provenientes das artérias e atuam como válvulas de controle, regulando o fluxo de sangue que chega aos capilares.
- Capilares: têm a função de efetuar trocas de líquidos, nutrientes, hormônios e outras substâncias entre o sangue e o líquido intersticial.
- Vênulas: coletam sangue dos capilares.
- Veias: funcionam como dutos que transportam o sangue pouco oxigenado para o coração e também servem como um importante reservatório de sangue, armazenando cerca de 64 % do mesmo. Por estarem sujeitas a baixas pressões, as veias possuem paredes finas quando comparadas às paredes das artérias.

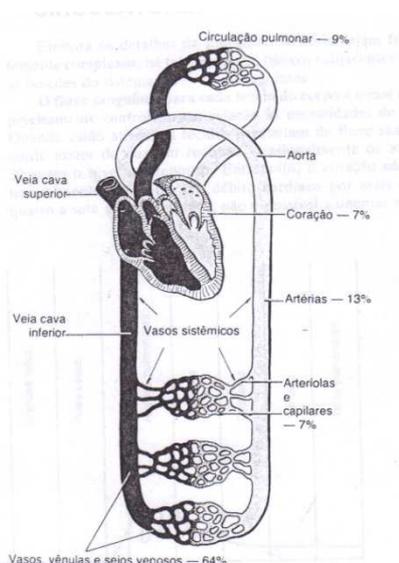


Figura 3. Representação do sistema circulatório e as suas principais partes - extraído de Guyton, A. C. e Hall, J. E. (2006).

#### 4.1.3. As artérias

Como este trabalho visa a implementação de uma bomba axial na parte interna da artéria aorta serão feitas considerações mais detalhadas a respeito deste vaso sanguíneo.

### *Pressão nas artérias*

As artérias estão sujeitas a altas pressões, pois são as principais responsáveis pelo transporte do sangue bombeado pelo coração aos tecidos. Com isso, as artérias estão sujeitas, em média, a uma pressão de 100 mmHg e, devido à característica pulsátil do bombeamento cardíaco, atinge 120 mmHg na sístole e 80 mmHg na diástole em condições fisiológicas normais (Figura 4).

Ainda de acordo com a Figura 4, pode-se notar que, com o aumento da pressão ventricular, ocorre a abertura da válvula aórtica dando início ao escoamento sanguíneo na aorta. Essa fase inicial do escoamento acarreta numa distensão da parede do vaso, o que ajuda a manter a elevação de pressão. Ao final da sístole o ventrículo pára de ejetar sangue e há o fechamento da válvula aórtica. Imediatamente antes de seu fechamento ocorre a chamada incisura, que causa o refluxo de sangue por um curto período de tempo e é uma das principais responsáveis pelo fechamento da válvula.

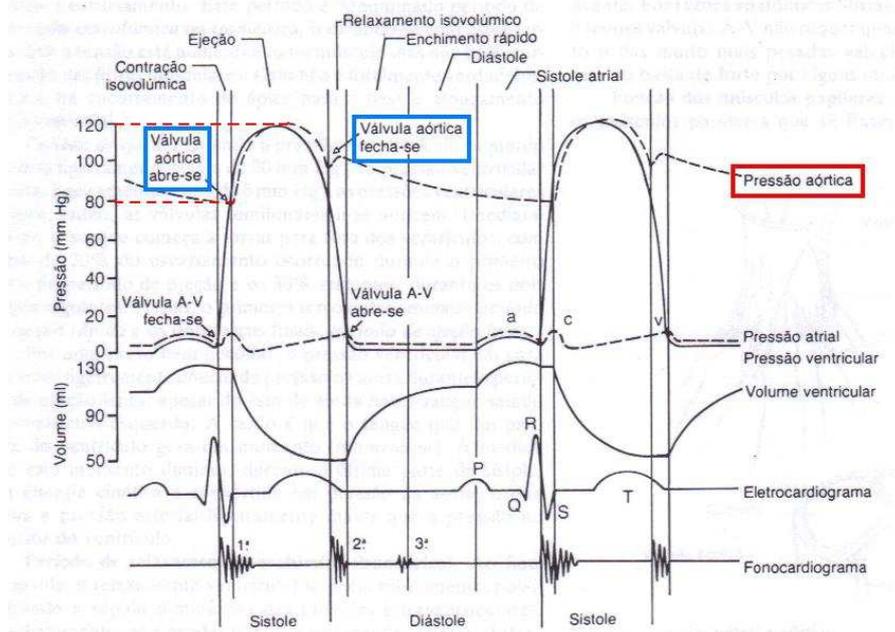


Figura 4. Representação dos ciclos cardíacos, com destaque para a curva de pressão da aorta (em vermelho) e a abertura e o fechamento da válvula aórtica (em azul) - extraído de Guyton, A. C. e Hall, J. E. (2006).

*Características das dimensões e de algumas condições de contorno da artéria aorta*

As principais características dimensionais e algumas condições de contorno para o estudo do escoamento em artéria aorta podem ser vistos na Tabela 1.

Tabela 1 – Algumas características da artéria aorta.

Vaso	Diâmetro (mm)	Comprimento (mm)	Espessura da parede (mm)	Volume de sangue em seu interior (mL)	Velocidade média (m/s)	Número de Reynolds	
						Médio	Máximo
Aorta	25	400	2	100	0,04	3000	8500

*4.1.4. Propriedades físicas do sangue*

As propriedades físicas do sangue relevantes para esse estudo são basicamente a massa específica e a viscosidade cinemática.

*Massa específica do sangue*

A massa específica é dada pela eq. 1.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1)$$

Vale observar que à pressão constante, a massa específica é inversamente proporcional à temperatura. Porém, como em condições fisiológicas normais o escoamento é praticamente isotérmico, o sangue pode ser modelado como um fluido incompressível.

Segundo Berger et. al. (1996), a massa específica do sangue é de aproximadamente 1060 kg/m<sup>3</sup>.

### *Viscosidade dinâmica do sangue*

A viscosidade dinâmica está intimamente relacionada com a velocidade do escoamento e com a tensão de cisalhamento na parede da superfície, ou seja, a viscosidade dinâmica pode ser vista como uma condição de proporcionalidade entre a tensão de cisalhamento e o gradiente de velocidade.

Assim, através da definição de fluido Newtoniano, a viscosidade dinâmica permite uma relação de igualdade da eq. 2 que resulta na eq. 3, na qual a tensão de cisalhamento é linearmente proporcional ao gradiente de velocidade.

$$\tau \propto \frac{du}{dy} \quad (2)$$

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy} \quad (3)$$

De acordo com Berger et. al. (1996), a viscosidade dinâmica do sangue está compreendida entre 3 e 4 mPa·s e pode assumir um valor médio de 3,5 mPa·s

Além dessas propriedades, vale ressaltar que, segundo Guyton e Hall (2006) a vazão média do sangue para uma pessoa em repouso é de 5 L/min.

#### *4.1.5. O número de Womersley*

Devido à característica pulsátil do bombeamento do coração o escoamento sanguíneo é claramente transitório. Assim, para a análise do pulso defini-se um adimensional que relaciona a frequência de oscilação, o raio do vaso e a viscosidade cinemática conhecido como número de Womersley (eq. 4). Este adimensional indica que, para valores de  $\Omega$  pequenos, o escoamento pode ser modelado como permanente. Já para valores de  $\Omega$  elevados o escoamento deve ser tratado como transitório.

$$\Omega = R \cdot \sqrt{\frac{\omega_{osc}}{\nu}} \quad (4)$$

Assim, de acordo com Berger et. al. (1996), supondo uma frequência de 1 Hz (60 batimentos por minuto), um raio igual a 0,0125 m e viscosidade cinemática de  $3,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , dados típicos de escoamento em artéria aorta, tem-se que  $\Omega = 16,8$ . Isto é, como não se trata de um valor desprezível, o escoamento deve ser tratado como transitório.

#### 4.1.6. Análise simplificada das equações envolvidas no escoamento pulsátil do fluxo sanguíneo

Para realizar a análise das equações envolvidas no escoamento foram feitas as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Escoamento incompressível.
- O sangue foi modelado como fluido Newtoniano.
- O escoamento foi tratado como plenamente desenvolvido.
- O comprimento do tubo foi considerado muito longo.
- Num primeiro momento, adotou-se uma análise em regime permanente.
- Efeitos gravitacionais foram desprezados.
- Considerou-se somente a velocidade na direção x ( $V_x$ ).

Portanto, pode-se modelar o problema de acordo com a Figura 5 (baseado em Berger et. al.,(1996)):

- Pela Equação de Navier-Stokes, vem:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (5)$$

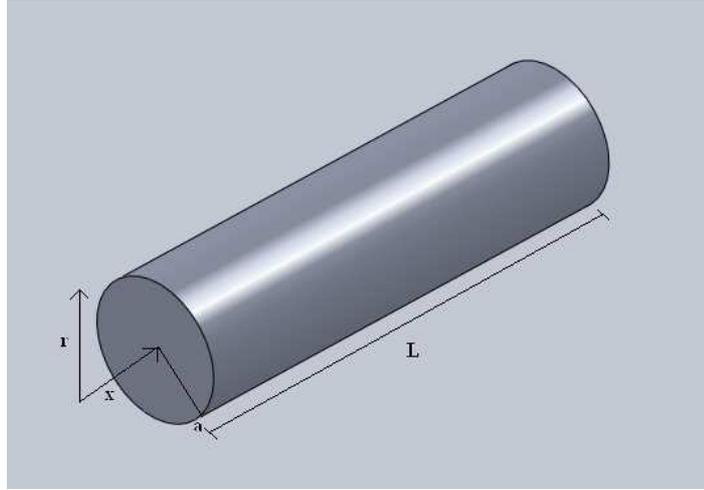


Figura 5. Modelo simplificado do escoamento em artéria aorta.

Aplicando as hipóteses simplificadoras, tem-se:

$$\frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[ \frac{\partial^2 V_x}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_x}{\partial r} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} \right] \quad (6)$$

Assim, sabendo-se que a velocidade axial está em função de  $V_x(x,r,t)$ , introduz-se os seguintes adimensionais:

$$\begin{aligned} \hat{r} &= \frac{r}{a} \\ \hat{t} &= \omega_{osc} t \\ \hat{x} &= \frac{x}{L} \end{aligned} \quad (7)$$

Logo, chega-se na seguinte relação:

$$\frac{\partial V_x}{\partial \hat{t}} = -\frac{1}{\rho \omega_{osc} L} \frac{\partial p}{\partial \hat{x}} + \frac{1}{\Omega^2} \left[ \frac{\partial^2 V_x}{\partial \hat{r}^2} + \frac{1}{\hat{r}} \frac{\partial V_x}{\partial \hat{r}} + \frac{a^2}{L^2} \frac{\partial^2 V_x}{\partial \hat{x}^2} \right] \quad (8)$$

Assim, a análise da eq. 8 será dividida em dois casos. O primeiro para o caso onde  $\lim \Omega \rightarrow 0$  e o segundo para a situação em que  $\lim \Omega \rightarrow \infty$ .

$$1) \quad \lim \Omega = R \sqrt{\frac{\omega_{osc}}{\nu}} \rightarrow 0:$$

Aplicando este limite à eq. 8, tem-se:

$$0 = -\Omega^2 \frac{1}{\rho \omega_{osc} L} \frac{\partial p}{\partial \hat{x}} + \left[ \frac{\partial^2 V_x}{\partial \hat{r}^2} + \frac{1}{\hat{r}} \frac{\partial V_x}{\partial \hat{r}} + \frac{a^2}{L^2} \frac{\partial^2 V_x}{\partial \hat{x}^2} \right] \quad (9)$$

Ainda, considerando que  $a/L \rightarrow 0$ , que  $\partial p / \partial x = cte$  e que  $V_x = V_x(r)$  tem-se:

$$V_x(r) = -\frac{a^2}{4\mu} \left( 1 - \frac{r^2}{a^2} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \quad (10)$$

Portanto, nota-se da eq. 10 que se trata de um mesmo perfil de velocidade que pode ser obtido pela equação de Poiseuille (Munson et al, 2004), isto é, que modela o escoamento em regime permanente.

$$2) \quad \lim \Omega = R \sqrt{\omega_{osc} / \nu} \rightarrow \infty$$

Aplicando este limite à eq. 8 nota-se que o termo entre colchetes se reduz a zero e, logo:

$$\frac{\partial V_x}{\partial \hat{r}} = -\frac{1}{\rho \omega_{osc} L} \frac{\partial p}{\partial \hat{x}} \quad (11)$$

Assim, fazendo a combinação da eq. 4.11 com a equação da conservação da massa, dada pela eq. 12:

$$\frac{\partial A}{\partial t} + \frac{\partial (V_x A)}{\partial x} = 0 \quad (12)$$

Obtém-se:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 V_x}{\partial t^2} \quad (13)$$

Onde:

$$c = \sqrt{(A / \rho) \cdot dp / dA} \quad (14)$$

Assim, nota-se que a eq. 13 é a mesma obtida por um escoamento sem atrito.

Enfim, para um caso mais geral, deve ser considerada a eq. 8. Já para um caso mais específico pode-se utilizar alguma das duas análises anteriormente citadas, desde que sejam ressaltadas as devidas hipóteses simplificadoras.

## 4.2. Princípio de funcionamento de bombas axiais

De acordo com Kovats, A. (1964) o princípio básico de funcionamento de bombas (Figura 6) é iniciado através de uma fonte externa de energia, a qual movimenta 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.

No Apêndice A estão plotados todos os gráficos de pressão e de velocidade extraídos diretamente das simulações computacionais. Neles é possível verificar que dentro da bomba há um aumento significativo da energia cinética do fluido e, a jusante da mesma, nota-se uma diminuição desta energia cinética e um consequente aumento da energia de pressão.

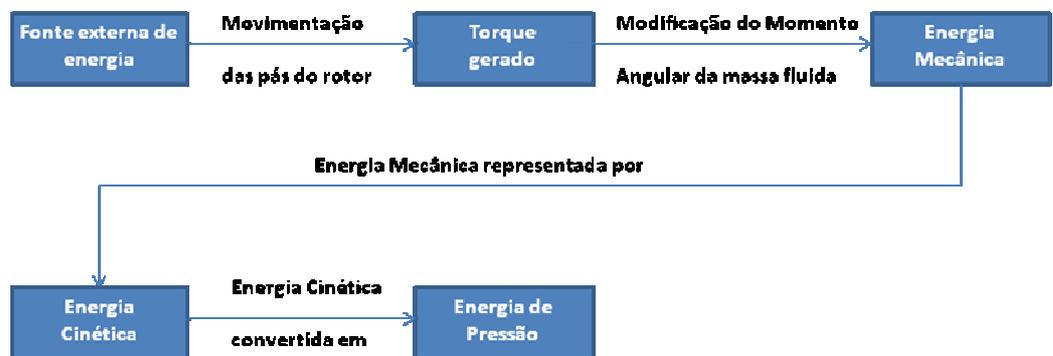


Figura 6. Esquema representativo do funcionamento básico de uma bomba.

### 4.2.1. Equacionamento

Como citado anteriormente o princípio de funcionamento de bombas se baseia na transformação de energia potencial em energia cinética e vice-versa. Assim, o equacionamento do escoamento em um vaso sanguíneo pode ser iniciado através da relação mais simplificada entre estas duas formas de energia, isto é, através da equação de Bernoulli 4.15, deduzida segundo as seguintes hipóteses:

- Escoamento em regime permanente (hipótese justificada do ponto de vista fisiológico no item 4.1.6., onde  $\lim \Omega \rightarrow 0$ ).
- Fluido modelado como incompressível.
- Escoamento sem atrito.

Assim, tem-se:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (15)$$

Onde os índices 1 e 2 representam a seção de entrada e de saída do vaso, respectivamente.

Além disso, tem-se pelo Princípio da Conservação de Massa que:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_2 - \dot{m}_1 = 0 \quad (\text{Regime permanente}) \quad (16)$$

Logo, vem:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \Rightarrow \rho_1 \cdot V_1 \cdot A_1 = \rho_2 \cdot V_2 \cdot A_2 \quad (17)$$

Onde,

$$\rho_1 = \rho_2 \therefore V_1 \cdot A_1 = V_2 \cdot A_2 = cte \quad (\text{Fluido incompressível}) \quad (18)$$

Para o escoamento em bombas axiais, deve-se incluir na equação de Bernoulli os termos relacionados à energia fornecida pela bomba e às perdas relacionadas ao escoamento. Assim, a eq. 15 fica:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + U_1 + \eta \cdot \frac{N}{Q\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + U_2 + H_l + \left( H_{lh} + \frac{N_{li}}{Q\rho g} + \frac{N_{lm}}{Q\rho g} \right) \quad (19)$$

A eq. 19 expressa a forma geral do escoamento em bombas axiais. No entanto, algumas considerações adicionais podem ser realizadas para a simplificação da mesma, como por exemplo:

- Para fluidos incompressíveis, podemos assumir que a variação da energia interna é muito pequena em relação às demais parcelas da eq. 19 de tal modo que  $U_2 - U_1 \cong 0$ .
- Também para fluidos incompressíveis podemos assumir que as perdas internas da bomba ( $N_{fi}$ ) são desprezíveis em relação aos outros termos da eq. 19.
- Assumindo que a variação de cota entre as seções 1 e 2 são nulas, temos que  $z_1 = z_2$ .

Assim, tem-se a seguinte equação:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + \eta \cdot \frac{N}{Q\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + H_l + \left( H_{lh} + \frac{N_{lm}}{Q\rho g} \right) \quad (20)$$

#### 4.2.2. Triângulo de velocidades

Como dito anteriormente as bombas transformam a energia mecânica em energia cinética que, por sua vez, é convertida em energia de pressão. Para melhor compreender estas conversões de energia podemos analisar a Figura 7, a qual representa o triângulo de velocidades para o rotor de uma bomba axial com velocidade angular igual a  $\omega$  e velocidade periférica na entrada igual a  $u_1$ .

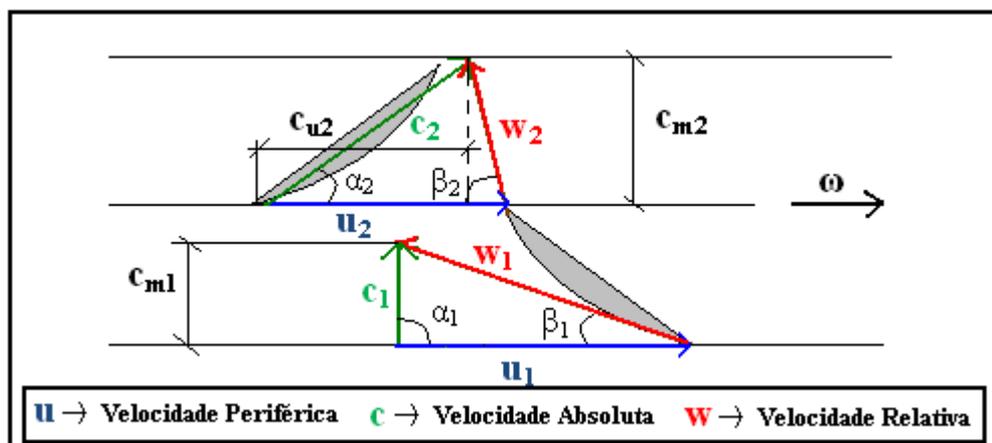


Figura 7. Triângulo de velocidades de uma bomba axial, baseado em Kovats, A. (1964).

Analisando a Figura 7 podem-se obter as seguintes relações trigonométricas:

$$\begin{cases} \cos \beta_1 = \frac{u_1}{w_1} \\ \sin \beta_1 = \frac{c_{m1}}{w_1} = \frac{c_1}{w_1} \end{cases} \quad (21)$$

$$\begin{cases} \cos \beta_2 = \frac{u_2 - c_{u2}}{w_2} = \frac{u_2 - c_2 \cdot \cos \alpha_2}{w_2} \\ \sin \beta_2 = \frac{c_2 \cdot \sin \alpha_2}{w_2} \end{cases} \quad (22)$$

Analisando as relações da eq. 21 e da eq. 22 pode-se perceber que, de acordo com a variação do ângulo de entrada  $\beta_1$  e o ângulo de saída  $\beta_2$  tem-se uma mudança nas componentes de velocidade  $c$  e  $w$ . Consequentemente, esta variação causa uma mudança no momento angular da massa fluida entre as seções 1 e 2, gerando um incremento de energia  $H_i$ , dado por:

$$H_i = \underbrace{\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}}_I + \underbrace{\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}}_{II} + \underbrace{\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}}_{III} \quad (23)$$

Onde:

I – Diferença de velocidade absoluta entre a entrada e a saída.

II – Diferença entre as velocidades periféricas onde, segundo Stepanoff (1971) e Kovats, A. (1964),  $u_2 = u_1$  para bombas axiais.

III – Termo relacionado ao aumento de pressão devido à diminuição da velocidade relativa entre o fluido e as pás do rotor.

#### 4.2.3. Equação de Euler

Combinando as relações trigonométricas obtidas pelo triângulo de velocidades com a eq. 23 pode-se obter a Equação de Euler, equação fundamental de todas as turbomáquinas. Assim, tem-se que:

$$\begin{aligned} \cos^2 \beta_1 + \sin^2 \beta_1 &= 1 \Rightarrow \\ \Rightarrow u_1^2 + c_1^2 &= w_1^2 \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \cos^2 \beta_2 + \sin^2 \beta_2 &= 1 \Rightarrow \\ \Rightarrow \left( \frac{u_2 - c_2 \cdot \cos \alpha_2}{w_2} \right)^2 + \left( \frac{c_2 \cdot \sin \alpha_2}{w_2} \right)^2 &= 1 \Rightarrow \\ \Rightarrow u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 \cdot c_{u2} &= w_2^2 \end{aligned} \quad (25)$$

Assim, subtraindo 25 de 24, vem que:

$$(u_2^2 - u_1^2) + (c_2^2 - c_1^2) - (w_2^2 - w_1^2) = 2u_2 \cdot c_{u2} \quad (26)$$

Igualando a eq. 26 com a eq. 23 multiplicando ambos os lados desta última por  $2g$ , tem-se que:

$$g \cdot H_i = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \quad (27)$$

E, como  $u_2 = u_1$  para bombas axiais, vem que:

$$H_i = \frac{u}{g} \cdot (\Delta c_u) \quad (28)$$

Ainda, fazendo as algumas substituições algébricas, obtém-se a Equação de Euler, dada por:

$$H_i = \frac{\omega}{2\pi g} \cdot (\Gamma_2 - \Gamma_1) \quad (29)$$

Onde:

$$\begin{cases} u = r \cdot \omega \\ \Gamma = 2\pi \cdot r \cdot c_u \end{cases} \quad (30)$$

#### 4.2.4. Rendimento da bomba

Segundo Kovats, A. (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. 20:

- Desprezam-se as perdas internas, as perdas mecânicas e as perdas hidráulicas dentro da bomba, assumindo que os valores dos demais termos da eq. 20 são muito superiores a tais perdas.
- Assume-se também que a perda de carga 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, tem-se a seguinte equação do rendimento:

$$\eta = \frac{\dot{m}}{\rho} \cdot \left( \frac{p_2 - p_1}{T \cdot \omega} \right) \quad (31)$$

Onde:

$$\dot{m} = \rho \cdot Q \quad (32)$$

### 4.3. Estudo de geometrias de bombas axiais implantadas em artéria aorta

Para determinar e propor geometrias de bombas axiais a serem implantadas em artéria aorta realizou-se uma pesquisa em sites de fabricantes desse tipo de bomba (itens 4.3.1 e 4.3.2) e em sites de patentes (item 4.3.3), visto que se trata de um assunto muito recente. Posteriormente, foram propostas duas geometrias a serem estudadas, cujas descrições podem ser vistas nos itens 4.3.4 e 4.3.5.

#### 4.3.1. “Reitan Catheter Pump (RCP)”

O primeiro tipo de geometria encontrado é conhecido como “Reitan Catheter Pump (RCP)” (Figura 8), fabricado pela CardioBridge, uma empresa alemã. Esta bomba tem como característica principal abrir e fechar, mantendo-se aberta quando em funcionamento e permanecendo fechada quando desligada. Segundo o fabricante, esta bomba possui as seguintes características:

- Diâmetro da pá: 15 mm.
- Diâmetro da bomba fechada: 4,8 mm.
- Rotação máxima: 13000 rpm.
- Vazão máxima: 20 L/min.
- Tempo de funcionamento: 24 horas.

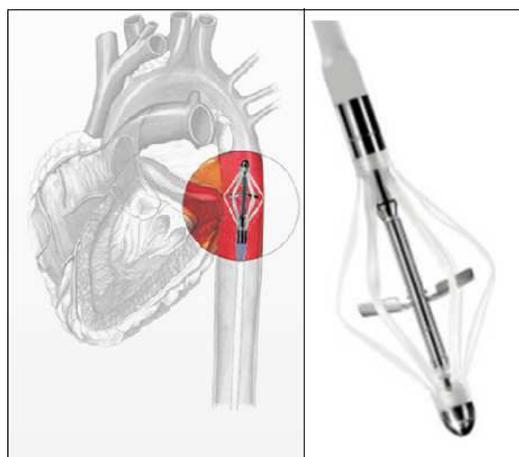


Figura 8: Figura ilustrativa da bomba cardíaca conhecida como “Reitan Catheter Pump (RCP)” – disponível em <http://www.cardiobridge.com/index.php>.

#### 4.3.2. “*Ventricular Assist Device (VAD)*”

Outra geometria encontrada é denominada simplesmente como “Ventricular Assist Device”, projetada pela NASA, que aproveitou os projetos de bombas usadas para fins espaciais e, redimensionando as geometrias, construiu uma bomba para auxiliar o fluxo sanguíneo.

Da Figura 9 pode-se notar que na entrada da bomba existem pás (em rosa) que direcionam o fluxo até o difusor (em azul). Este fator construtivo tem a função de aumentar o bombeamento de sangue sem que as tensões aplicadas ao fluido causem danos às propriedades sanguíneas, melhorando a eficiência do sistema.

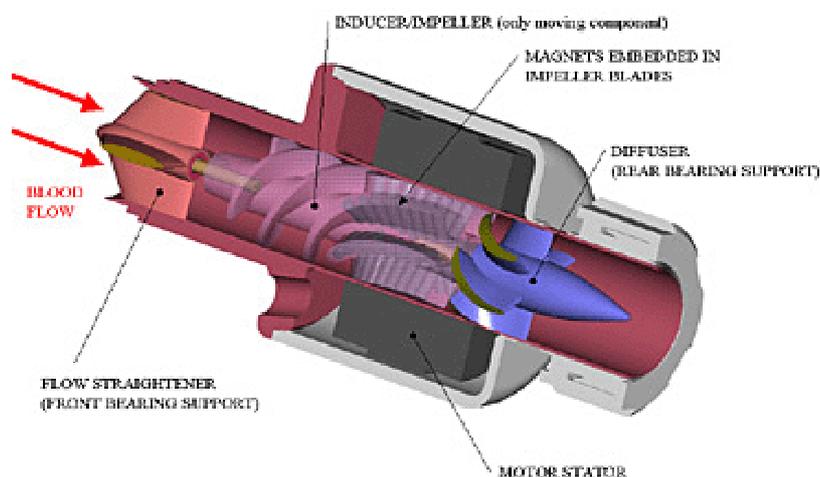


Figura 9: Figura ilustrativa da bomba cardíaca conhecida como “Ventricular Assist Device (VAD)”, disponível em [http://www.nasa.gov/audience/foreducators/informal/features/F\\_Blood\\_Pump.html](http://www.nasa.gov/audience/foreducators/informal/features/F_Blood_Pump.html).

#### 4.3.3. “Magnetically driven axial-flow pump”

De acordo com a Figura 10 pode-se notar que a bomba cardíaca possui um estator que envolve o rotor. Nota-se também que em sua parte externa há uma unidade eletromagnética, na qual há passagem de corrente elétrica e, conseqüentemente, há a formação de um campo magnético, fazendo com que o rotor gire.

Além disso, nota-se também que, diferentemente das demais geometrias, existe um orifício na parte central do rotor que permite o escoamento de fluxo sanguíneo mesmo quando a bomba encontra-se desligada.

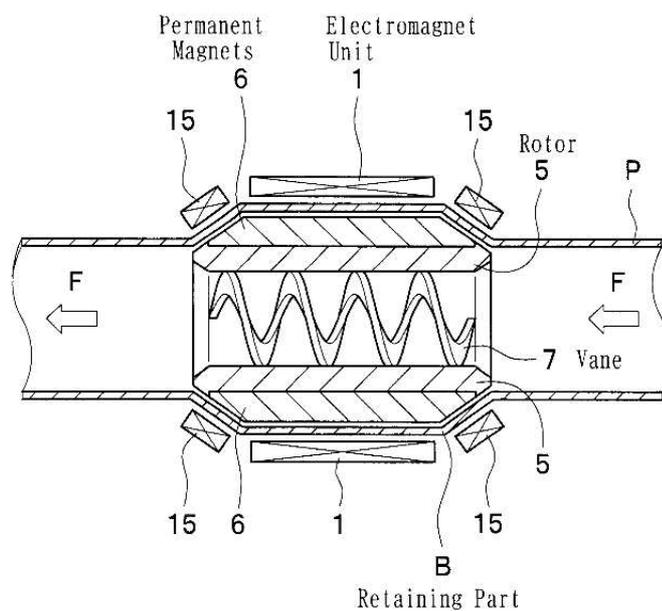


Figura 10: Bomba cardíaca nomeada como “Magnetically driven axial-flow pump”, patenteada por Hiroyuki Noda (Osaka, Japão), disponível em <http://www.freepatentsonline.com/6527521.html?query=Magnetically+driven+axial-flow+pump+&stemming=on>.

#### 4.3.4. Geometria 1 – Parafuso de Arquimedes de duas entradas

O parafuso de Arquimedes (Figura 11) é um tipo de bomba volumétrica utilizada principalmente no tratamento de águas residuais, drenagens e desaguadouros. Sua função é basicamente a de elevar a energia de pressão entre dois pontos diversos.

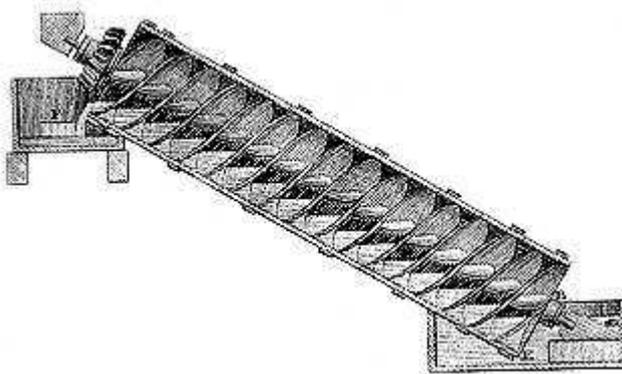


Figura 11. Imagem ilustrativa de um parafuso de Arquimedes (Imagem disponível no site do Colégio São Francisco).

A partir do princípio de funcionamento do parafuso de Arquimedes e do estudo de algumas geometrias propostas por Macintyre, A. J. (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 12 e a Figura 13 apresentam a geometria e as dimensões empregadas na modelagem do parafuso.

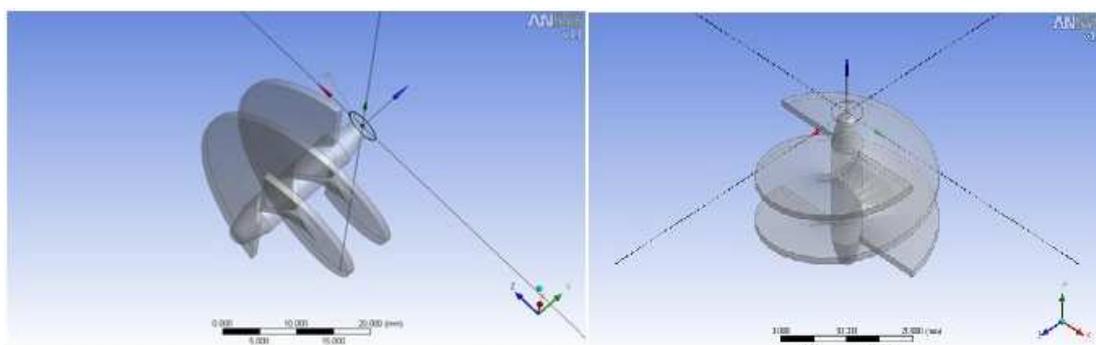


Figura 12. Figura ilustrativa do parafuso de Arquimedes de duas entradas.

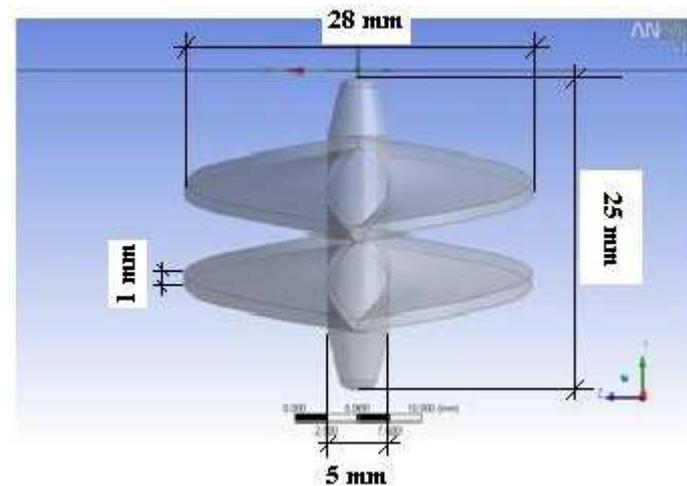


Figura 13. Dimensões do parafuso de Arquimedes de duas entradas.

#### 4.3.5. Geometria 2 – Parafuso de duas entradas com furo central

Utilizando características semelhantes à Geometria 1 e ao conceito semelhante à geometria da patente norte-americana (“Magnetically driven axial-flow pump”), 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, ela é dotada de um furo central, sendo que as pás são fixas pelo cilindro externo da bomba 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 14 e a Figura 15 apresentam as características e dimensões empregadas na modelagem do parafuso.

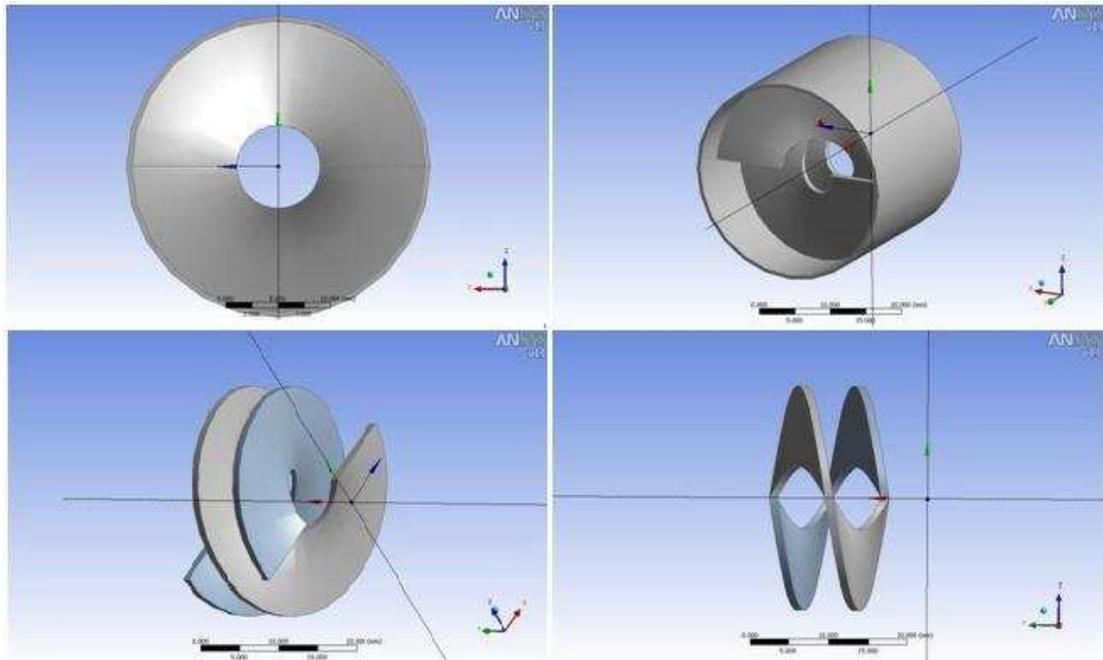


Figura 14. Figura ilustrativa do parafuso de Arquimedes de duas entradas com um furo central.

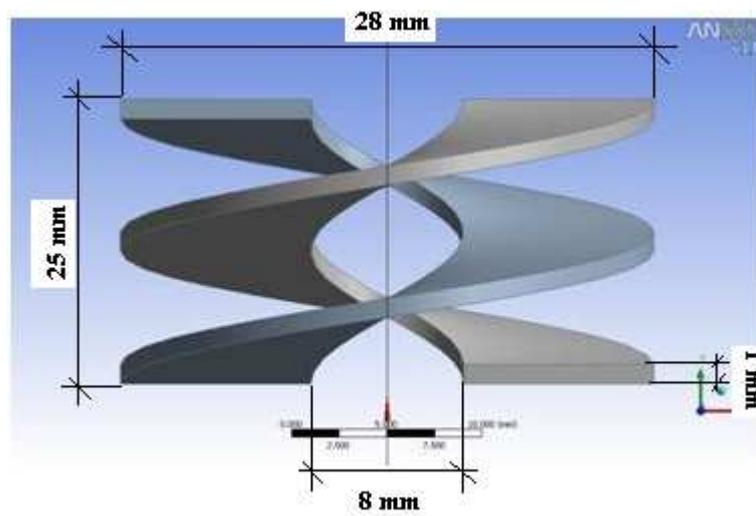


Figura 15. Dimensões do parafuso de 2 entradas com furo central.

#### 4.4. 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).

O problema deve ser obrigatoriamente resolvido na sequência indicada na Figura 16.



Figura 16. Sequência obrigatória para a resolução do problema.

Para cada uma das geometrias apresentadas nesse trabalho realizaram-se as cinco etapas anteriormente citadas de forma independente. No entanto, para facilitar a compreensão da metodologia empregada na montagem do problema, a descrição de

cada uma das etapas será realizada tomando-se como exemplo a Geometria 2, visto que a montagem do problema das demais geometrias é muito semelhante.

#### 4.4.1. Construção da Geometria

O software utilizado para a construção das geometrias foi o Ansys (versão 11.0, “Academic License”).

A construção da geometria inicia-se com o desenho de dois perfis retangulares, mostrados pela linha em amarelo da Figura 17.

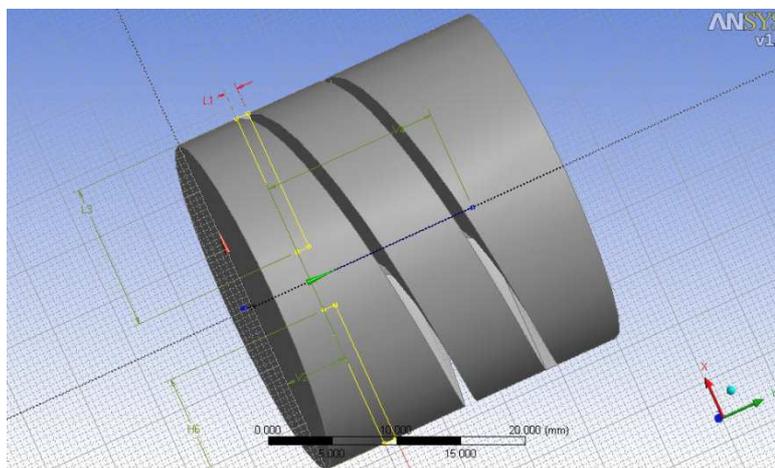


Figura 17. Desenho do perfil da pá (em amarelo) do rotor de duas entradas.

Em seguida, utiliza-se o comando “Sweep”, com o qual é possível girar os perfis retangulares em relação a uma linha de referência, dando origem ao parafuso de duas entradas, como pode ser visto na Figura 18.

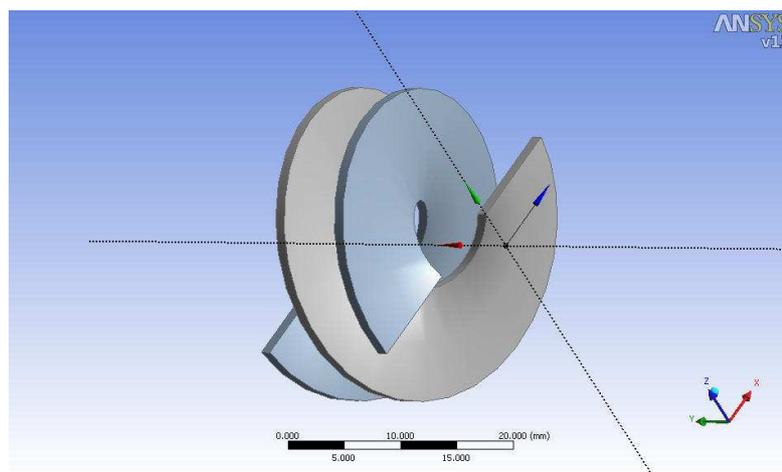


Figura 18. Parafuso de duas entradas construído a partir do comando “Sweep”.

Por fim, utilizando os comandos “Freeze”, “Extrude” e “Body Operation” é possível obter a subtração de um cilindro com o parafuso de duas entradas, como pode ser visto na Figura 17.

#### 4.4.2. *Definição da Malha*

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.

De acordo com o recurso utilizado para a definição de malha, chamado de “CFX-Mesh” pelo software Ansys (Versão 11.0 – “Academic License”), estes volumes podem ser compostos por tetraedros, prismas, pirâmides e hexaedros.

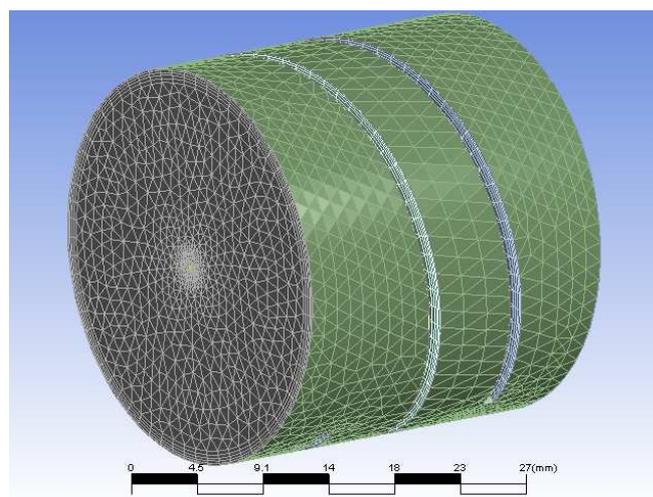


Figura 19. Definição da malha da Geometria 2.

Com este recurso é possível determinar as regiões onde é necessário um maior refinamento, como nas paredes e na região central do rotor. Para tanto, implementam-se elementos pequenos nestes locais, de modo a obter resultados mais precisos. A Figura 19 ilustra a definição da malha da Geometria 2, constituída por 240.070 elementos, sendo 207.420 tetraedros e 32.650 prismas, ligados por 56.186 nós.

A Tabela 2 apresenta um resumo da constituição da malha de cada uma das geometrias.

Tabela 2 – Resumo do tipo e do número de elementos definidos em cada uma das geometrias.

	<b>Número total de nós</b>	<b>Número total de tetraedros</b>	<b>Número total de pirâmides</b>	<b>Número total de prismas</b>	<b>Número total de elementos</b>
<b>Geometria 1</b>	65.458	225.829	129	38.472	264.430
<b>Geometria 2</b>	56.186	207.420	0	32.650	240.070
<b>Entrada/Saída</b>	123.524	321.116	0	130.520	451.636

De modo análogo, definiu-se a malha do vaso de entrada e do vaso de saída (geometrias idênticas), cujas dimensões podem ser vistas na Figura 20 e cujos números de elementos são mostrados na Tabela 2.

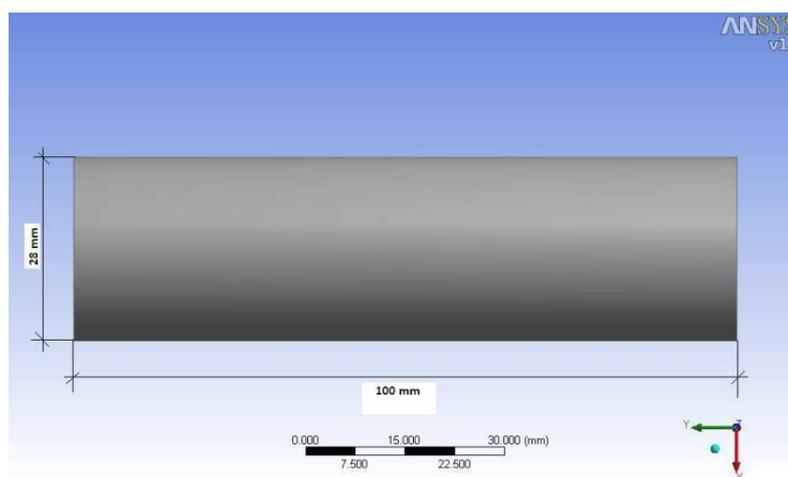


Figura 20. Geometria do vaso de entrada e do vaso de saída.

#### 4.4.3. Definição das Condições Físicas

Determinadas as malhas de cada uma dos três componentes do problema, isto é, do vaso de entrada, do rotor e do vaso de saída é necessário efetuar a união destes componentes, realizada no modo chamado pelo software CFX (Versão 11.0 – “Academic License”) de “CFX - Pre”<sup>1</sup>.

A Figura 21, a Figura 22 e a Figura 23 apresentam de forma didática a sequência de montagem do problema.

---

<sup>1</sup> Repare que o software utilizado na seção Definição das Condições Físicas em diante não é mais o Ansys (Versão 11.0 – “Academic License”) e sim o software de simulação de escoamentos CFX.

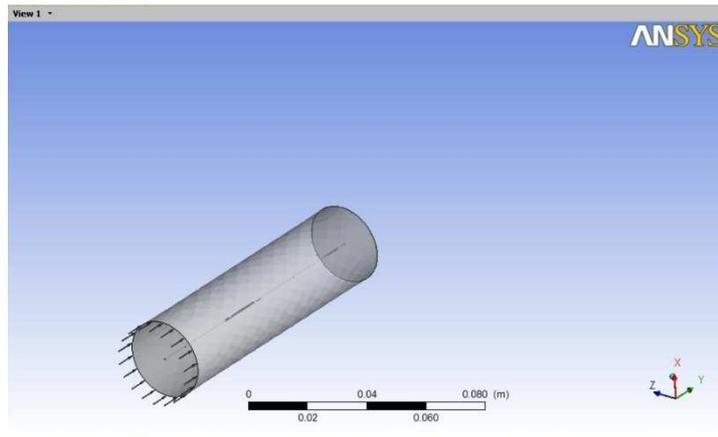


Figura 21. Entrada.

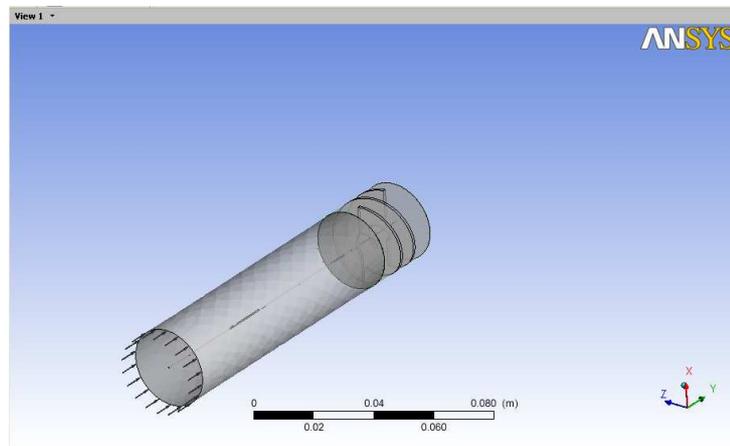


Figura 22. Entrada e rotor.

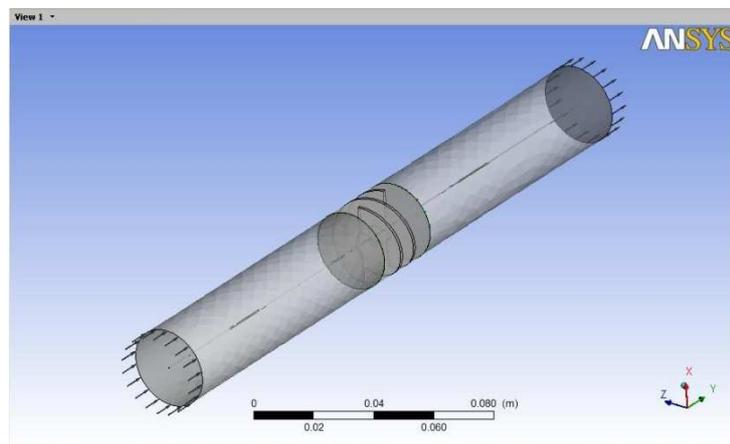


Figura 23. Entrada, rotor e saída.

A seguir, são definidas as condições impostas nas duas interfaces, definidas pela opção “Stage”, modo adequado para simulações em regime permanente.

Além disso, são determinadas três condições de contorno:

- 1) Pressão estática na entrada do vaso.
- 2) Rotação da bomba.
- 3) Vazão mássica na saída do vaso.

A pressão estática na entrada do vaso foi imposta em todas as simulações com o valor de 100 mmHg, visto que se trata de uma pressão média de um indivíduo com pressão aórtica normal.

Para cada geometria realizaram-se simulações de 2500, 5000 e 7500 rpm. No entanto, diferentes rotações foram impostas em diferentes simulações, ou seja, para cada rotação realizou-se uma simulação.

De modo análogo à condição de contorno de rotação da bomba, para cada vazão imposta na saída do vaso realizou-se uma simulação. Com isso, realizaram-se simulações com quatro vazões diferentes: 3 L/min (0,053 kg/s), 6 L/min (0,106 kg/s), 9 L/min (0,159 kg/s) e 12 L/min (0,212 kg/s).

A Figura 24 apresenta a combinação entre vazão e rotação para a simulação de cada uma das geometrias, resultando num total de 12 simulações por geometria.

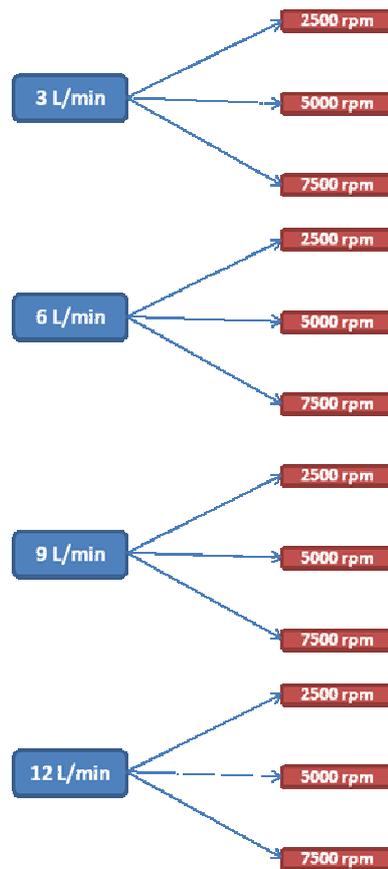


Figura 24. Esquema das combinações para as simulações de cada geometria.

#### 4.4.4. Processamento de Dados

Após a definição das condições de contorno o processamento dos dados pode ser iniciado, ou seja, é esta a fase em que as equações envolvidas na modelagem do problema são efetivamente resolvidas.

Diferentemente das anteriores, esta é uma etapa em que não há interação direta entre o software e o usuário. Isto é, após o início do modo chamado de “CFX - Solver” basta aguardar a finalização do processamento de dados (Figura 25), determinado pelo critério de convergência.

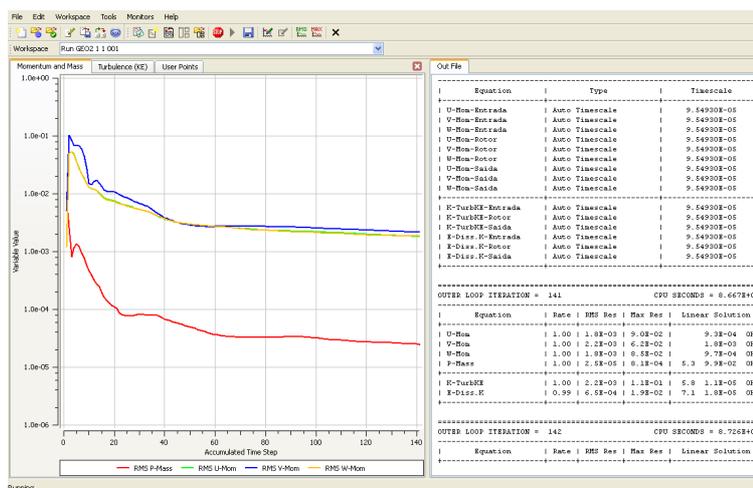


Figura 25. Monitor de processamento de dados do CFX (“CFX - Solver”).

Devido à complexidade de resolução do problema, o processamento de dados das geometrias propostas levam cerca de 20 horas para um critério de convergência igual a  $10^{-4}$ . Já para um critério de convergência de  $10^{-3}$ , este tempo é reduzido para cerca de 5 horas, ou seja, um quarto do tempo.

Com isso, verificou-se se existe realmente uma grande diferença entre os resultados obtidos para um critério de convergência de  $10^{-4}$  e de  $10^{-3}$ , tomando-se como base a Geometria 1 para as seguintes condições de contorno:

- Pressão de entrada: 100 mmHg.
- Rotação da bomba: 2500 rpm.
- Vazão mássica de saída: 0,106 kg/s.

Os resultados obtidos podem ser analisados na Tabela 3.

Tabela 3 – Comparação de resultados entre o critério de convergência  $10^{-3}$  e  $10^{-4}$ .

Critério de Convergência	Torque em y (N.m)	Força em y (N)	Força em x (N)	Força em z (N)	Força radial (N)	Tensão de cisalhamento (mmHg)	P1 (mmHg)	P2 (mmHg)	Delta_P (mmHg)	Rendimento (%)
$10^{-3}$	3,86E-3	1,64	3,9E-4	2,3E-4	4,5E-4	0,115	99,72	120,06	20,34	26,81%
$10^{-4}$	3,65E-3	1,56	4,0E-4	2,3E-4	4,6E-4	0,104	99,95	119,78	19,83	27,66%
Desvio	-5,78%	5,13%	2,41%	1,85%	2,27%	-11,39%	0,23%	-0,23%	-2,53%	3,08%

De acordo com os resultados da Tabela 3 pode-se perceber que não há uma diferença significativa de resultados entre as simulações, obtendo um desvio máximo de 11,39 % para as tensões de cisalhamento e um desvio mínimo de 0,23 % para as pressões de entrada (P1) e de saída (P2).

Deste modo, pode-se provar que o uso do critério de convergência de  $10^{-3}$  é viável para o desenvolvimento das simulações deste trabalho.

#### 4.4.5. Pós-Processamento (Análise de Resultados)

A última etapa da sequência de resolução do problema é o pós-processamento dos dados ou “CFX - Post”, como chamado pelo software CFX.

Nesta etapa são analisados os resultados obtidos através de gráficos, animações e até funções. Para mostrar alguns gráficos que podem ser obtidos nesta etapa tomaremos como exemplo a Geometria 2, para as seguintes condições de contorno:

- Pressão de entrada: 100 mmHg.
- Rotação da bomba: 2500 rpm.
- Vazão mássica de saída: 0,106 kg/s.

A Figura 26, a Figura 27 e a Figura 28 apresentam alguns dos resultados na forma gráfica que podem ser obtidos no pós-processamento.

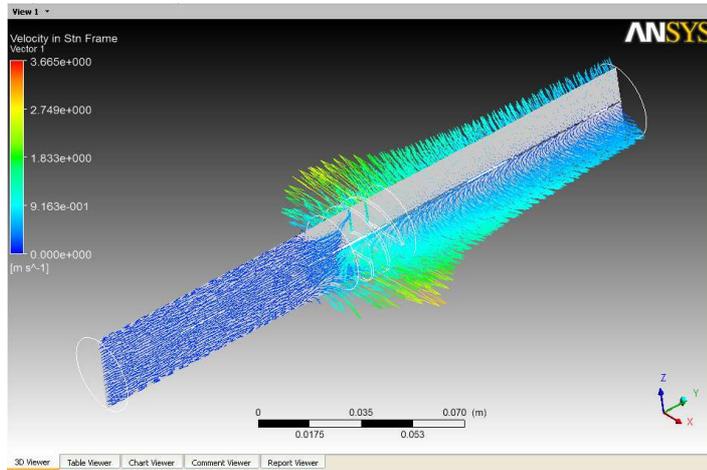


Figura 26. Gráfico de vetores de velocidade.

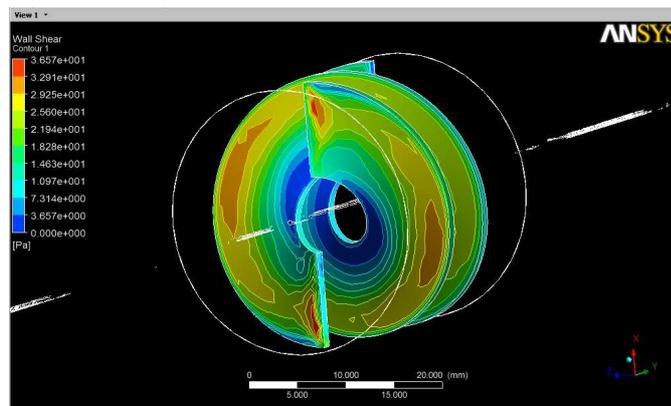


Figura 27. Gráfico de tensão de cisalhamento aplicada às pás do rotor.

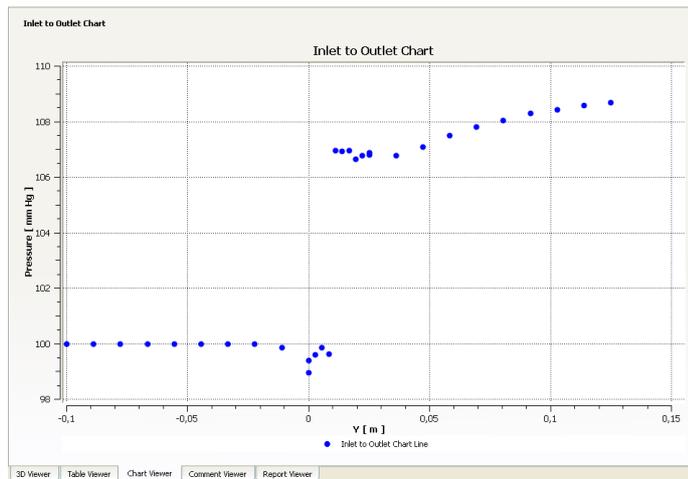


Figura 28. Gráfico do aumento de pressão entre a entrada e a saída da bomba.

#### **4.5. Tensões de cisalhamento X Modelos de turbulência**

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, K. L. (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, Y. C. (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, M. et. al. (1999), o limite de ruptura das hemácias é de 600 Pa, valor determinado através de medições com anemometria laser bidimensional.

##### *4.5.1. 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. 33 e eq. 34, respectivamente, em função de valores médios e instantâneos de velocidade, pressão, tensão de cisalhamento etc.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot \vec{V}) = 0 \quad (33)$$

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (34)$$

Logo, o valor instantâneo dos componentes da velocidade e da pressão podem ser vistos nas eq. 35 e eq. 36.

$$\begin{cases} x : u = \bar{u} + u' \\ y : v = \bar{v} + v' \\ z : w = \bar{w} + w' \end{cases} \quad (35)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (36)$$

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T u dt \quad (37)$$

Assim, sabendo-se que a média temporal é definida pela eq. 37, onde T é o período de cálculo da média, e substituindo a eq. 35 na eq. 33, tem-se da equação da continuidade a eq. 38, que é igual à equação em regime laminar.

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (38)$$

Ainda, substituindo a eq. 35 e a eq. 36 na eq. 34 tem-se a eq. 39, equação da quantidade de movimento na direção x.

$$\rho \frac{d\bar{u}}{dt} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \rho g_x + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \rho \cdot \bar{u}' \cdot \bar{u}' \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \cdot \bar{u}' \cdot \bar{v}' \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \rho \cdot \bar{u}' \cdot \bar{w}' \right) \quad (39)$$

Os termos  $-\rho \cdot \bar{u}' \cdot \bar{u}'$ ,  $-\rho \cdot \bar{u}' \cdot \bar{v}'$ ,  $-\rho \cdot \bar{u}' \cdot \bar{w}'$  são chamados de tensor das tensões turbulentas, pois apresentam dimensão de tensão e encontram-se ao lado dos termos de tensão newtoniana (laminar). Segundo White, F. M. (1991) estas tensões são desconhecidas e, na camada limite, o termo dominante é o  $-\rho \cdot \bar{u}' \cdot \bar{v}'$ , conhecido como cisalhamento turbulento. Assim, a eq. 39 pode ser aproximada por:

$$\rho \frac{d\bar{u}}{dt} \approx -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \rho g_x + \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (40)$$

Onde:

$$\tau = \tau_{lam} + \tau_{turb} = \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \cdot \bar{u}' \cdot \bar{v}' \quad (41)$$

#### 4.5.2. 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 (flutuação) das eq. 35 e eq. 36 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,  $\epsilon_m$ . Assim, para um escoamento bidimensional e incompressível, tem-se:

$$-\rho \cdot \bar{u}' \cdot \bar{v}' = \rho \cdot \epsilon_m \cdot \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (42)$$

A determinação de  $\varepsilon_m$  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- $\varepsilon$ , o modelo k- $\omega$  e o modelo BSL - EARSM (“Explicit Algebraic Reynolds Stress Models”).

#### 4.5.3. O modelo k- $\varepsilon$

Segundo Cebeci, T. (2004) pelo modelo k- $\varepsilon$ , os valores de k e  $\varepsilon$  são determinados, respectivamente, através da equação diferencial que representa o transporte da energia cinética turbulenta (eq. 44) e da equação diferencial da taxa de dissipação (eq. 45).

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_k} \cdot \left[ \left( \nu + \frac{\varepsilon_m}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_k} \right] + \varepsilon_m \cdot \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon \quad (43)$$

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_k} \cdot \left[ \left( \nu + \frac{\varepsilon_m}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] + c_{\varepsilon 1} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot \varepsilon_m \cdot \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - c_{\varepsilon 2} \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (44)$$

Determinados os valores de  $\varepsilon$  e k, pode-se determinar a viscosidade turbulenta,  $\varepsilon_m$ , dada pela eq. 45.

$$\varepsilon_m = \frac{c_\mu \cdot k^2}{\varepsilon} \quad (43)$$

Para escoamentos com a presença de camada limite com elevado número de Reynolds, tem-se a eq. 46 e a eq. 47.

$$u \frac{\partial k}{\partial x} + v \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\varepsilon_m}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \varepsilon_m \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 - \varepsilon \quad (46)$$

$$u \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + v \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\varepsilon_m}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + c_{\varepsilon 1} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot \varepsilon_m \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 - c_{\varepsilon 2} \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (47)$$

No modelo k- $\varepsilon$  os parâmetros  $c_\mu$ ,  $c_{\varepsilon 1}$ ,  $c_{\varepsilon 2}$ ,  $\sigma_k$  e  $\sigma_\varepsilon$  são dados por:

$$\begin{cases} c_\mu = 0,09 \\ c_{\varepsilon 1} = 1,44 \\ c_{\varepsilon 2} = 1,92 \\ \sigma_k = 1,00 \\ \sigma_\varepsilon = 1,30 \end{cases}$$

#### 4.5.4. O modelo k- $\omega$

Segundo Cebeci, T. (2004) o modelo k- $\omega$  passou por inúmeras modificações ao passar dos anos. Apesar disto, o modelo mais empregado ultimamente é dado pelas equações a seguir.

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_k} \cdot \left[ \left( \nu + \frac{\varepsilon_m}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_k} \right] + R_{ik} \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* k \cdot \omega \quad (48)$$

$$\frac{D\omega}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_k} \cdot \left[ \left( \nu + \frac{\varepsilon}{\sigma_\omega} \right) \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \right] + \alpha \cdot \frac{\omega}{k} \cdot R_{ik} \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_k} - \beta \omega^2 \quad (49)$$

Onde o termo  $\varepsilon_m$  é dado pela equação 50.

$$\varepsilon_m = \frac{k}{\omega} \quad (50)$$

Onde  $R_{ik}$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\beta^*$ ,  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\omega$  são dados, respectivamente, pelas eq. 51, eq. 52, eq. 53, eq. 58, eq. 61 e eq. 62.

$$R_{ik} = \varepsilon_m \cdot \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) \quad (51)$$

$$\alpha = \frac{13}{25} \quad (52)$$

$$\beta = \beta_0 \cdot f_\beta \quad (53)$$

Onde  $\beta_0$  e  $f_\beta$  são dados, respectivamente, pela eq. (54) e pela eq. (55).

$$\beta_0 = \frac{9}{15} \quad (54)$$

$$f_\beta = \frac{1 + 70 \cdot X_\omega}{1 + 80 \cdot X_\omega} \quad (55)$$

E,  $X_\omega$  é dado pela eq. (56).

$$X_\omega = \left| \frac{\Omega_{ij} \cdot \Omega_{jk} \cdot S_{ki}}{(\beta_0^* \cdot \omega)^3} \right| \quad (56)$$

Onde,  $\beta_0^*$  é dado pela eq. (57).

$$\beta_0^* = \frac{9}{100} \quad (57)$$

$$\beta^* = \beta_0^* \cdot f_\beta' \quad (58)$$

$$f_\beta' = \begin{cases} 1, X_k \leq 0 \\ \frac{1 + 680 \cdot X_k^2}{1 + 400 \cdot X_k^2}, X_k > 0 \end{cases} \quad (59)$$

Onde  $X_k$  é dado pela eq. (60).

$$X_k = \frac{1}{\omega^3} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (60)$$

$$\sigma_k = 2 \quad (61)$$

$$\sigma_\omega = 2 \quad (62)$$

Os tensores  $\Omega_{ij}$  e  $S_{ki}$  da eq. 56 representam, respectivamente, a rotação média (eq. 63) e a taxa média de tensão (eq. 64).

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (63)$$

$$S_{ki} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_k}{\partial x_i} - \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) \quad (64)$$

O termo referente à dissipação é definido pela eq. 65.

$$\varepsilon = \beta^* \cdot \omega \cdot k \quad (65)$$

Enfim, através das equações definidas pelo modelo k- $\omega$  pode-se verificar que as equações diferenciais utilizadas para o cálculo de k e de  $\omega$  são definidas em função de termos calculados a partir de um escoamento rotacional.

A principal vantagem do modelo k- $\omega$  em relação ao modelo k- $\varepsilon$  é que no primeiro é possível realizar a integração das equações através das subcamadas viscosas sem usar funções de amortecimento.

#### 4.5.5. O modelo BSL – EARSM

EARSM significa “Explicit Algebraic Reynolds Stress Models” e o modelo BSL - EARSM é uma extensão dos modelos de turbulência descritos por duas equações. Segundo o manual de instruções do programa CFX 12.0 este modelo é indicado para detectar os seguintes efeitos:

- Escoamentos secundários.
- Escoamentos com linhas de corrente curvas e sistemas que possuam rotação.

O modelo de Reynolds padrão é composto pelas seguintes equações:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \rho \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (U_k \rho \cdot \bar{u}_i \bar{u}_j) - \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \left( \mu + \frac{2}{3} C_S \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \cdot \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_k} \right] = -\rho \bar{u}_i \bar{u}_k \frac{\partial U_j}{\partial x_k} \\ & - \rho \bar{u}_j \bar{u}_k \frac{\partial U_i}{\partial x_k} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \varepsilon + \Phi_{ij} + \\ & \left[ \left( \left[ g_i \left( -\frac{\mu_t}{\sigma_p} \beta \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + g_j \left( \frac{\mu_t}{\sigma_p} \beta \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \right] \right) - \frac{1}{3} B_{kk} \delta_{ij} \right] \end{aligned} \quad (66)$$

Assim, como na eq. 66 há o termo de dissipação de energia,  $\varepsilon$ , existe outra

equação a ser resolvida, a eq. 67.

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_k} \cdot \left[ \left( \nu + \frac{\varepsilon_m}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] + c_{\varepsilon 1} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot \varepsilon_m \cdot \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - c_{\varepsilon 2} \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (67)$$

Assim, os tensores de Reynolds,  $\bar{u}_i \bar{u}_j$  (eq. 68) estão relacionados com o tensor anisotrópico (eq. 69).

$$\bar{u}_i \bar{u}_j = k \left( a_{ij} + 2/3 \delta_{ij} \right) \quad (68)$$

$$a_{ij} = \beta_1 S_{ij} + \beta_3 \left( \Omega_{ik} \Omega_{kj} - \frac{1}{3} II_{\Omega} \delta_{ij} \right) + \beta_4 \left( S_{ik} \Omega_{kj} - \Omega_{ik} S_{kj} \right) + \beta_6 \left( S_{ik} \Omega_{kl} \Omega_{lj} + \Omega_{ik} \Omega_{kl} S_{lj} - \frac{2}{3} IV \delta_{ij} \right) + \beta_9 \left( \Omega_{ik} S_{kl} \Omega_{lm} \Omega_{mj} - \Omega_{ik} \Omega_{kl} S_{lm} \Omega_{mj} \right) \quad (69)$$

Os termos  $S_i$  e  $\Omega_i$  da eq. 69 representam, respectivamente, a taxa de tensão (eq. 68) e o tensor de vorticidade (eq. 71).

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \tau \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (70)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \tau \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (71)$$

Os coeficientes da eq. 69 são definidos da eq. 72 à eq. 76.

$$\beta_1 = -N(2N^2 - 7II_{\Omega}) / Q \quad (72)$$

$$\beta_3 = -12IV / (NQ) \quad (73)$$

$$\beta_4 = -2(N^2 - 2II_{\Omega}) / Q \quad (74)$$

$$\beta_6 = -6N / Q \quad (75)$$

$$\beta_9 = 6 / Q \quad (76)$$

Onde o denominador  $Q$  é dado pela eq. (77), cujos termos são detalhados da eq. 78 à eq. 87.

$$Q = \frac{5}{6} (N^2 - 2II_Q) (2N^2 - II_Q) \quad (77)$$

$$II_S = S_{kl} S_{lk} \quad (78)$$

$$II_Q = Q_{kl} Q_{lk} \quad (79)$$

$$IV = S_{ki} Q_{im} Q_{mk} \quad (80)$$

$$N = \begin{cases} A_3/3 + (P_1 + \sqrt{P_2})^{1/3} + \text{sign}(P_1 - \sqrt{P_2}) |P_1 - \sqrt{P_2}|^{1/3} & \text{for } P_2 \geq 0 \\ A_3'/3 + 2(P_1^2 - P_2)^{1/6} \cos\left(\frac{1}{3} \arccos\left(\frac{P_1}{\sqrt{P_1^2 - P_2}}\right)\right) & \text{for } P_2 < 0 \end{cases} \quad (81)$$

$$P_1 = \left( \frac{A_3'^2}{27} + \frac{9}{20} II_S - \frac{2}{3} II_Q \right) A_3' \quad (82)$$

$$P_2 = P_1^2 - \left( \frac{A_3'^2}{9} + \frac{9}{10} II_S + \frac{2}{3} II_Q \right)^3 \quad (83)$$

$$A_3' = \frac{9}{5} + \frac{9}{4} C_{Diff} \max\left(1 + \beta_1^{(eq)} II_S; 0\right) \quad (84)$$

$$\beta_1^{(eq)} = -\frac{6}{5} \frac{N^{(eq)}}{(N^{(eq)})^2 - 2II_Q} \quad (85)$$

$$N^{(eq)} = \frac{81}{20} \quad (86)$$

$$C_{Diff} = 2.2 \quad (87)$$

Finalmente, tem-se pelo modelo de turbulência BSL – EARSM a viscosidade turbulenta definida pela eq. 88, onde  $C_\mu$  é dado pela eq. 89.

$$v_T = C_\mu k \tau \quad (88)$$

$$C_\mu = -\frac{1}{2} (\beta_1 + II_Q \beta_6) \quad (89)$$

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Como explicado na seção 4 a construção das geometrias baseou-se tanto em geometrias já existentes em literatura quanto em conceitos inovadores, como o parafuso de duas entradas com um furo central da Geometria 2

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.

### 5.1. 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 Tabela 4 e a Figura 29 apresentam os resultados obtidos.

Tabela 4 – Dados de queda de pressão entre a entrada e a saída do vaso para rotores parados.

Geometria	Vazão Volumétrica (L/min)	P1 (mmHg)	P2 (mmHg)	$\Delta P$ (mmHg)
Geometria 1	3	100,00	98,43	-1,57
	6	99,98	94,83	-5,14
	9	100,00	88,32	-11,68
	12	100,00	79,12	-20,88
Geometria 2	3	99,99	99,32	-0,67
	6	99,96	97,45	-2,52
	9	99,92	94,23	-5,68
	12	99,85	89,68	-10,17

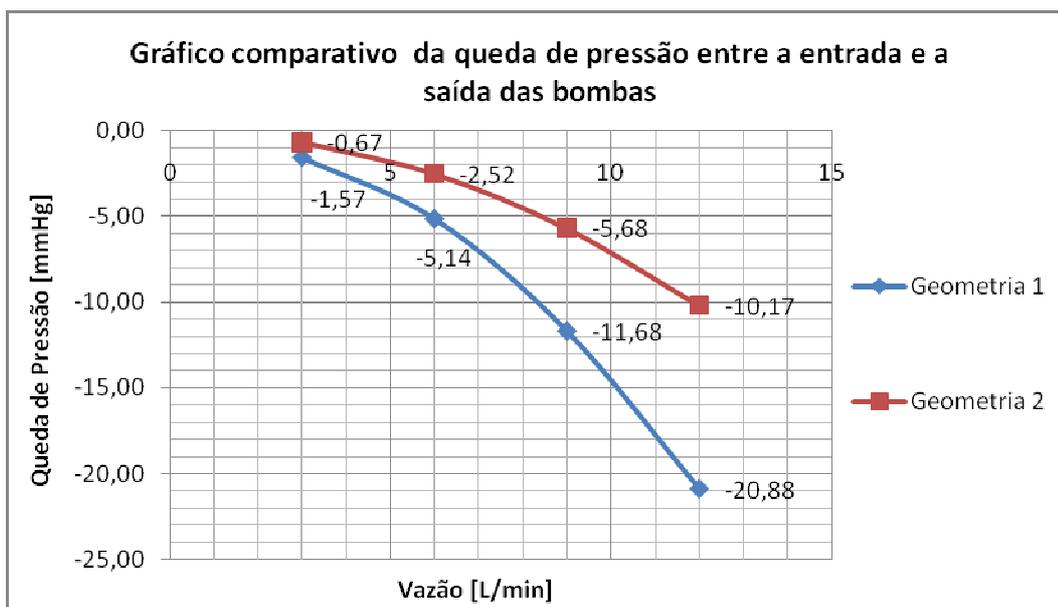


Figura 29. Gráfico de queda de pressão para rotores parados.

De acordo com a Figura 29 podemos perceber que, em ambas as geometrias, a queda de pressão entre a saída e a entrada do vaso é diretamente proporcional à 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.

## **5.2. 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. Esta abordagem visou principalmente o levantamento de curvas de pressão em função da vazão e do rendimento em função da vazão, curvas fundamentais para o estudo de máquinas de fluxo.

Além destas curvas, estudou-se o comportamento das forças axiais e radiais que interagem entre o fluido e as pás do rotor. E, por fim, levantaram-se as curvas de tensão de cisalhamento gerada pelo rotor.

É importante observar que cada ponto do gráfico representa uma simulação computacional, ou seja, a curva referente à rotação de 2500 rpm foi obtida através da coleta de dados de quatro simulações, a curva referente à rotação de 5000 rpm também por quatro simulações, bem como a curva de 7500 rpm, totalizando 12 simulações para cada geometria. Os gráficos de pressão e da velocidade de cada simulação podem ser vistos no Apêndice A.

As condições de contorno utilizadas nas simulações da Geometria 1 e da Geometria 2 podem ser vistas na Tabela 5.

Tabela 5 – Condições de contorno impostas na simulação computacional para a Geometria 1 e 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

### 5.2.1. Resultados para a Geometria 1

A Figura 30, a Figura 31, a Figura 32, a Figura 33 e a Figura 34 apresentam entre a entrada e a saída do vaso, respectivamente, o aumento de pressão, o rendimento, a força axial, a força radial e a tensão de cisalhamento em função da vazão para 3 rotações diferentes.

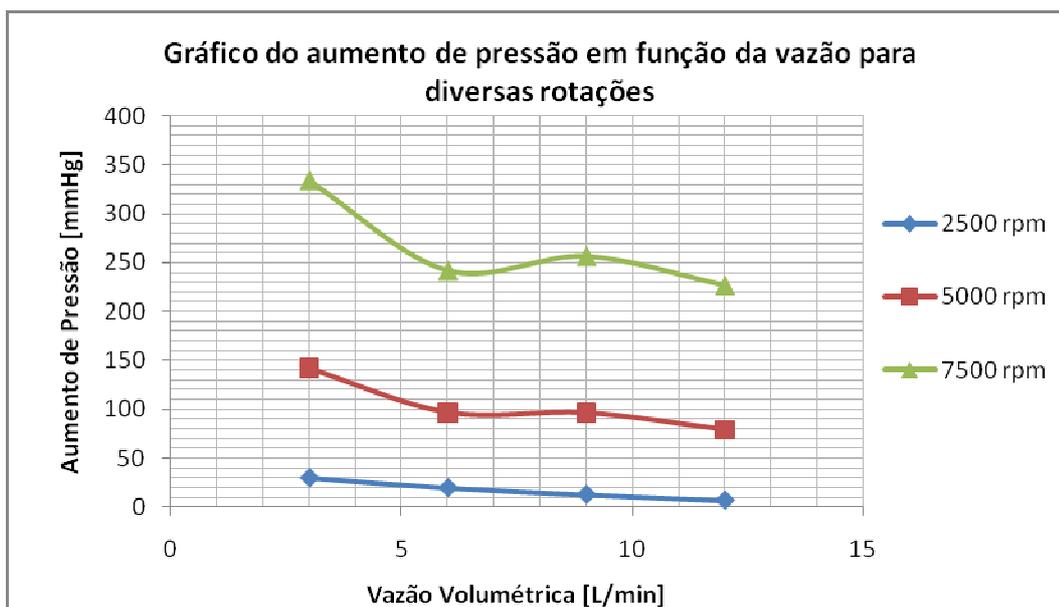


Figura 30. Levantamento das curvas de aumento de pressão em função da vazão.

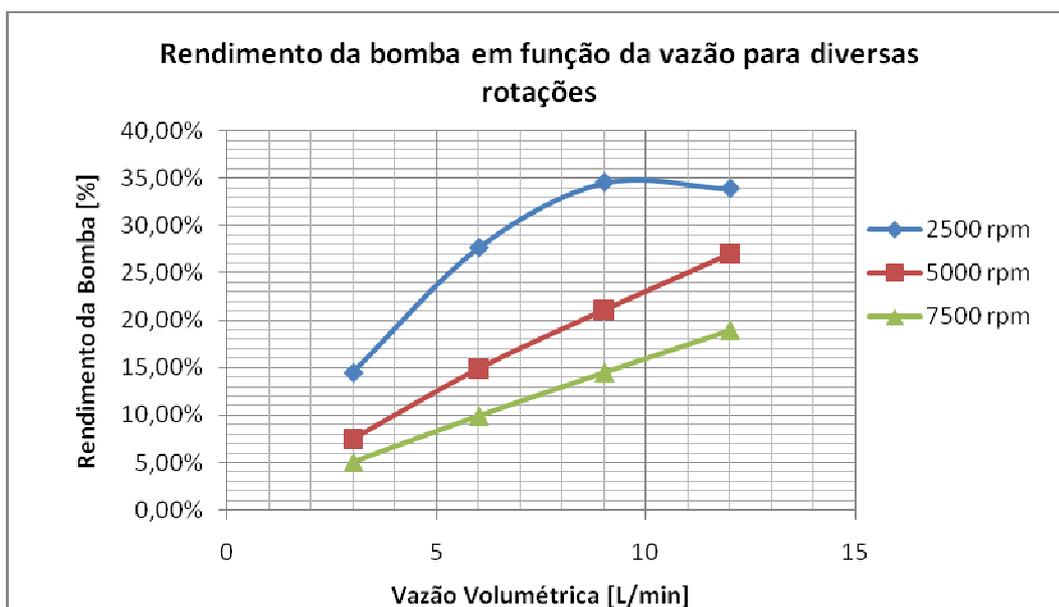


Figura 31. Curvas de rendimento em função da vazão.

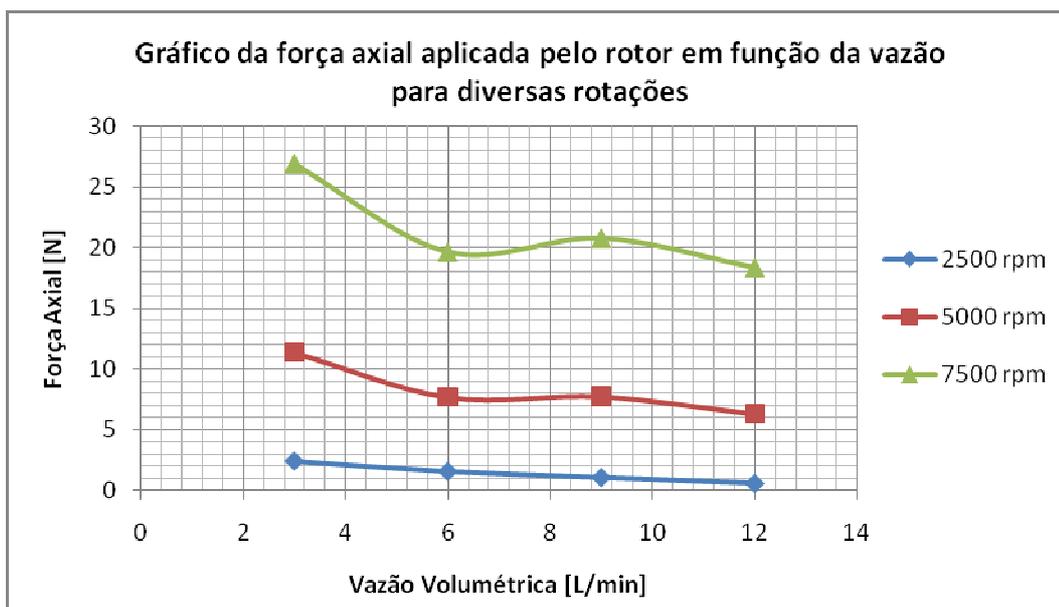


Figura 32. Gráfico da força axial em função da vazão.

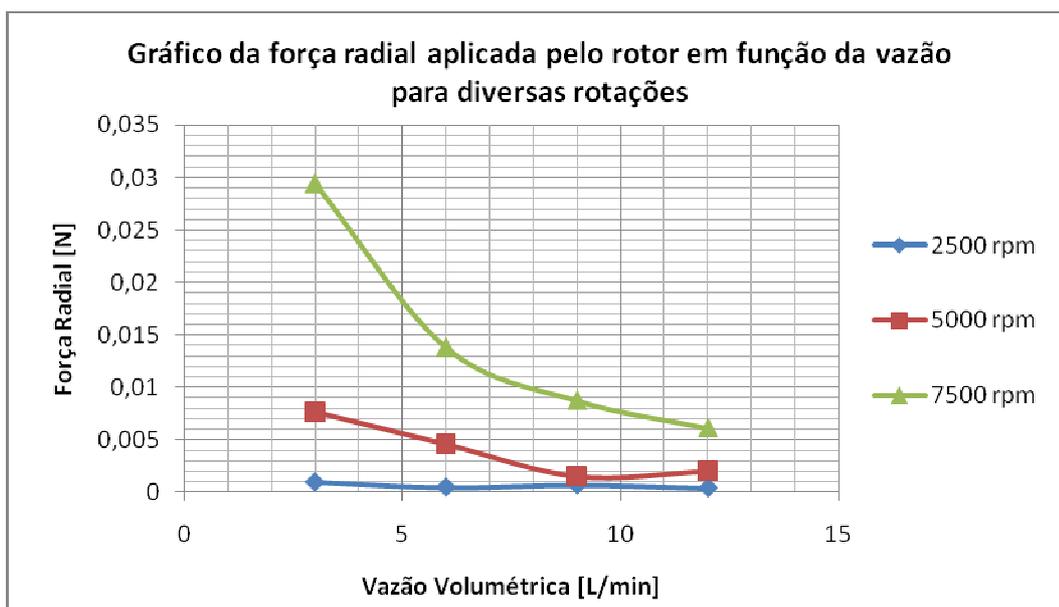


Figura 33. Gráfico da força radial em função da vazão.

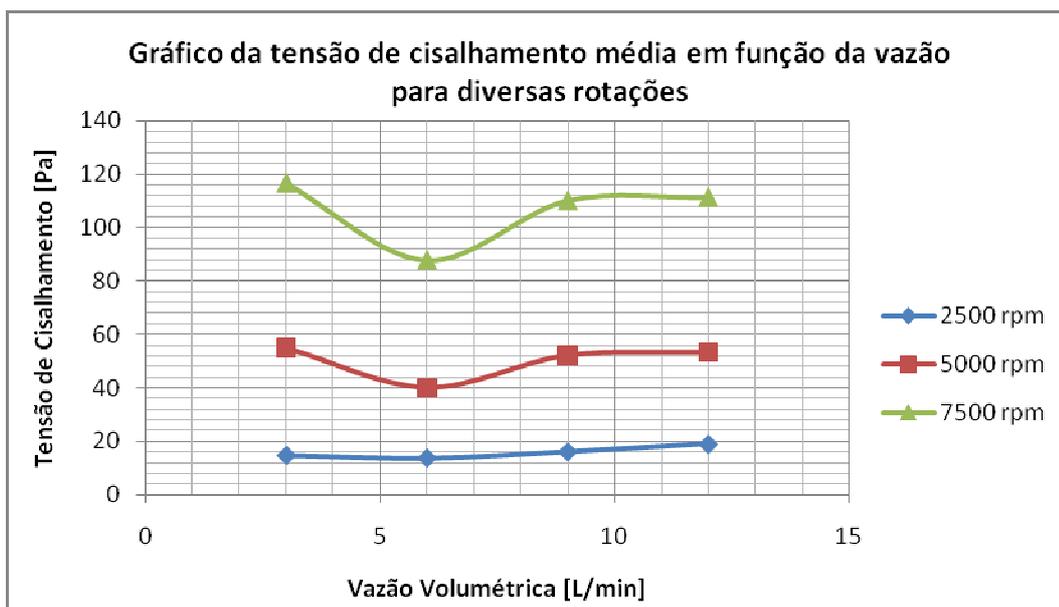


Figura 34. Gráfico da tensão de cisalhamento em função da vazão.

### 5.2.2. Resultados para a Geometria 2

A Figura 35, a Figura 36, a Figura 37, a Figura 38 e a Figura 39 apresentam entre a entrada e a saída do vaso, respectivamente, o aumento de pressão, o rendimento, a força axial, a força radial e a tensão de cisalhamento em função da vazão para 3 rotações diferentes.

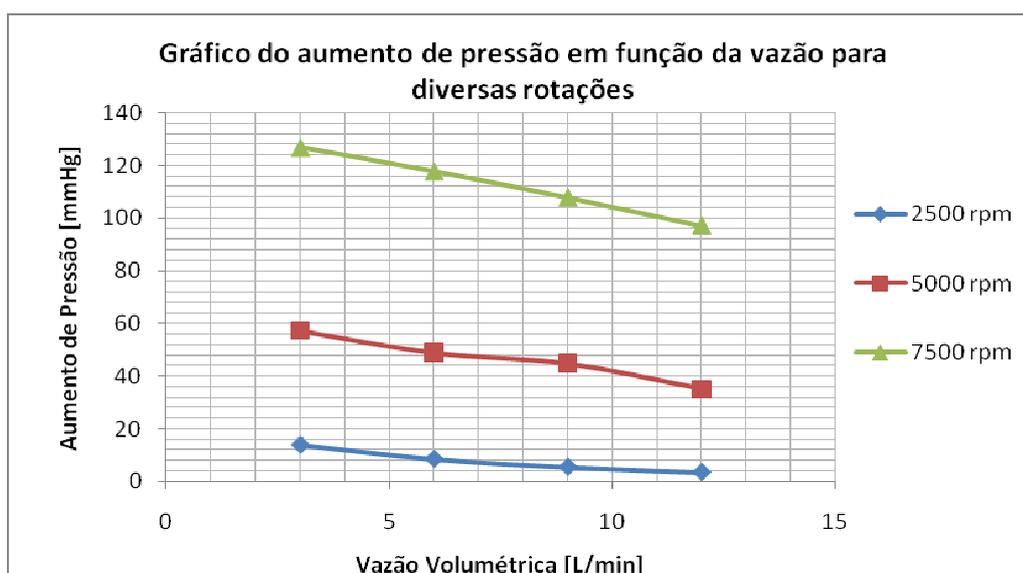


Figura 35. Levantamento das curvas de aumento de pressão em função da vazão.

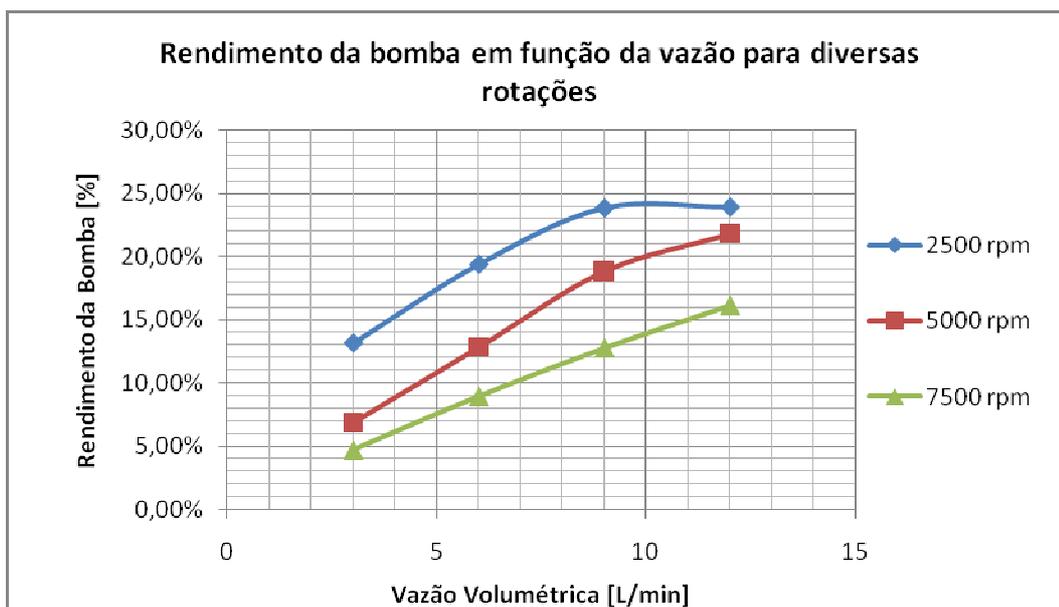


Figura 36. Curvas de rendimento em função da vazão.

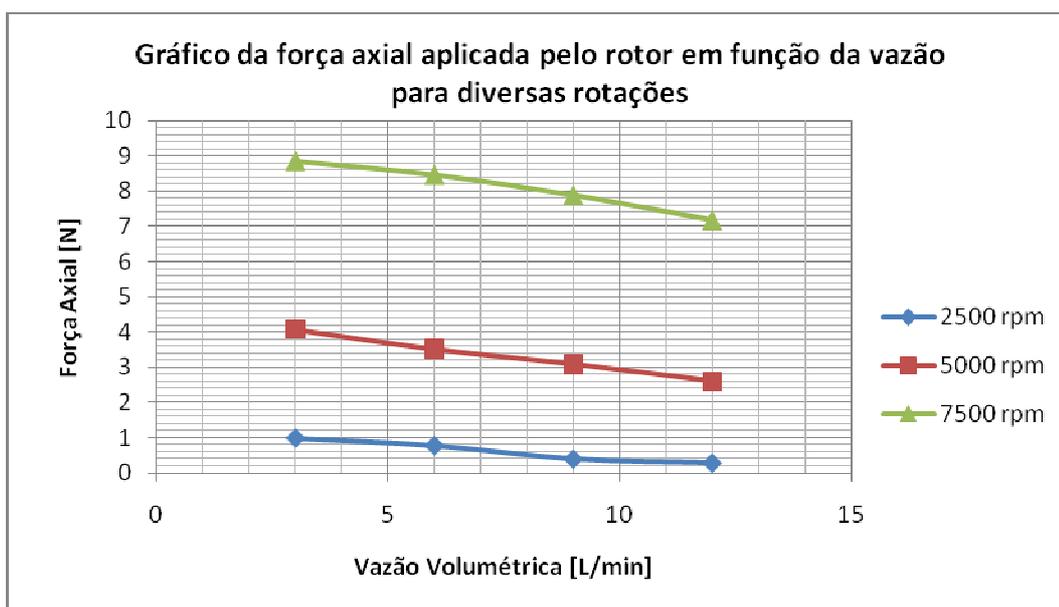


Figura 37. Gráfico da força axial em função da vazão.

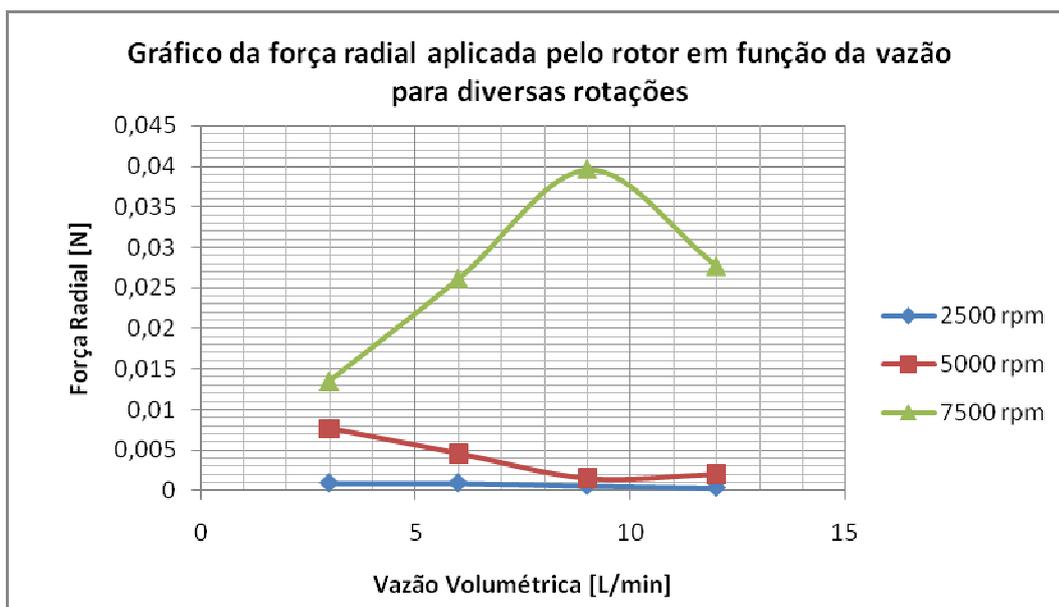


Figura 38. Gráfico da força radial em função da vazão.

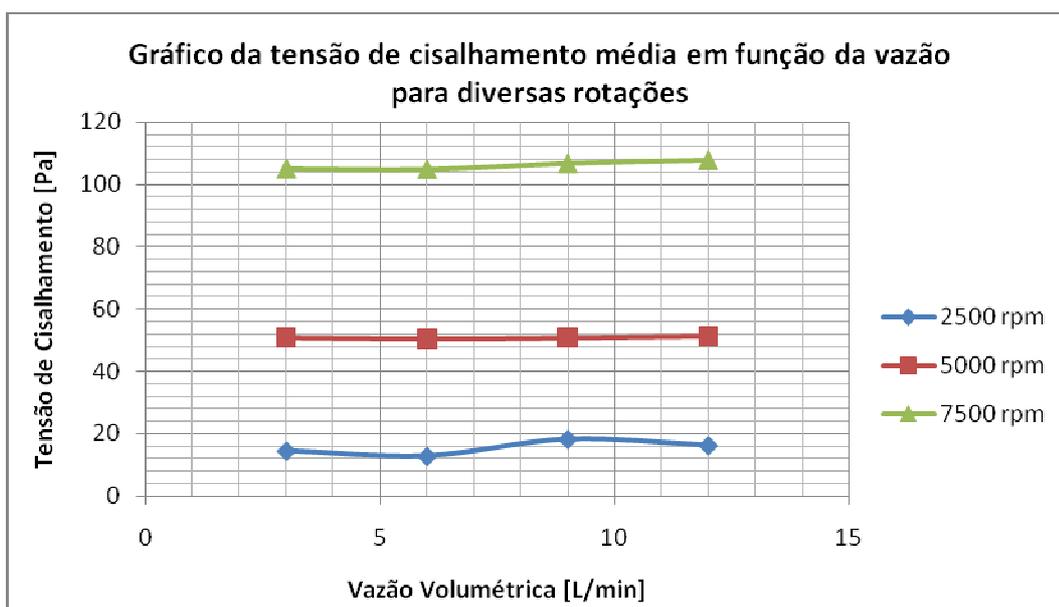


Figura 39. Gráfico da tensão de cisalhamento em função da vazão.

Comparação entre as geometrias

Podemos comparar as duas geometrias a partir dos cinco parâmetros estudados: aumento de pressão, rendimento da bomba, força axial, força radial e tensão de cisalhamento, apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 – Comparação de resultados entre as três geometrias.

	Rotação (rpm)	Vazão (L/min)	Aumento de Pressão (mmHg)	Rendimento (%)	Força Axial (N)	Força Radial (N)	Tensão de Cisalhamento (mmHg)
Geometria 1	2500	3	30,0	14,50%	2,4	9,35E-04	0,111
		6	19,8	27,66%	1,6	4,61E-04	0,104
		9	12,8	34,53%	1,0	6,73E-04	0,121
		12	6,9	33,89%	0,6	3,91E-04	0,142
	5000	3	141,7	7,45%	11,4	7,63E-03	0,412
		6	111,6	17,21%	7,7	4,59E-03	0,300
		9	96,1	21,08%	7,7	1,55E-03	0,391
		12	78,8	27,00%	6,3	2,03E-03	0,400
	7500	3	334,7	5,00%	26,9	2,95E-02	0,875
		6	277,2	11,31%	19,6	1,38E-02	0,659
		9	256,5	14,46%	20,8	8,76E-03	0,826
		12	226,7	18,92%	18,4	6,12E-03	0,835
Geometria 2	2500	3	12,2	11,53%	1,0	9,32E-04	0,108
		6	8,6	19,36%	0,8	9,25E-04	0,096
		9	4,9	20,87%	0,4	6,04E-04	0,136
		12	3,3	22,57%	0,3	3,56E-04	0,121
	5000	3	49,1	5,87%	4,1	5,21E-03	0,382
		6	43,9	11,53%	3,5	3,62E-03	0,379
		9	39,2	16,52%	3,1	4,11E-03	0,381
		12	32,4	20,10%	2,6	6,69E-03	0,385
	7500	3	109,8	4,05%	8,9	1,35E-02	0,788
		6	103,8	7,87%	8,5	2,62E-02	0,787
		9	93,7	11,09%	7,9	3,96E-02	0,800
		12	85,9	14,27%	7,2	2,77E-02	0,808

De modo geral, é possível dizer que o aumento de pressão é diretamente proporcional ao aumento da rotação e inversamente proporcional ao aumento da vazão. Analogamente podemos dizer que, para as bombas estudadas, quanto menor a rotação, maior é o rendimento.

Avaliando as forças axiais, as forças radiais e as tensões de cisalhamento podemos dizer que, quanto maior a rotação, maiores serão os módulos destas grandezas. Além disso, quanto maior a vazão, menores são as forças aplicadas pelos rotores e maiores são as forças de cisalhamento.

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 de apresentar valores de rendimento menores do que a Geometria 1, podemos dizer que os resultados obtidos pela Geometria 2 são aceitáveis, pois fornece resultados de aumento de pressão satisfatórios. Além disso, apresenta uma vantagem em relação à Geometria 1, ou seja, as forças axiais aplicadas por ela são cerca de duas vezes menores do que as forças apresentadas pela Geometria 1.

### 5.3. Análise das tensões de cisalhamento a partir dos modelos de turbulência adotados.

De acordo com os modelos de turbulência descritos na seção 4.5 (k-ε, k-ω e BSL-EARSM) foram obtidos os resultados de tensão de cisalhamento para a Geometria 1 e para a Geometria 2 utilizando a seguinte condição de contorno:

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

#### 5.3.1. Resultados para a Geometria 1

A Figura 40 e a Figura 41 apresentam os gráficos de tensão de cisalhamento gerados através dos resultados do modelo k-ε, ao redor do rotor, entre a entrada e a saída da Geometria 1.

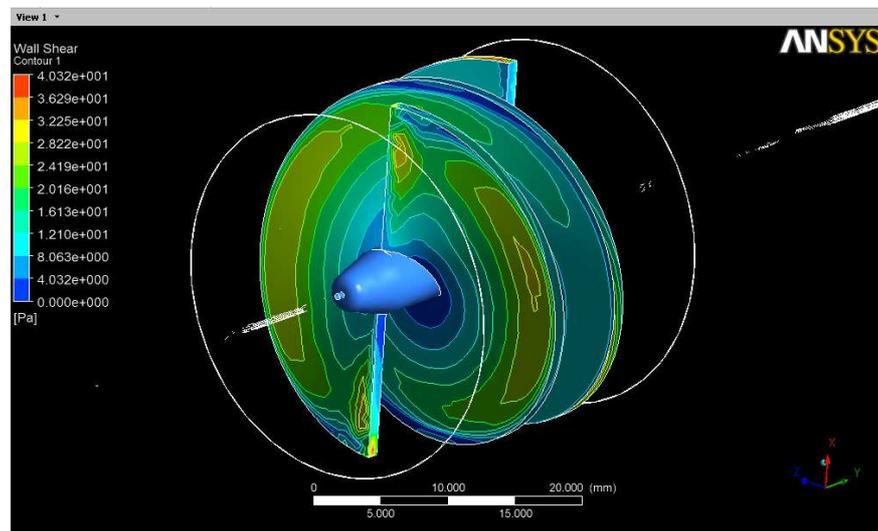


Figura 40. Gráfico de tensões de cisalhamento na entrada do rotor – modelo k-ε.

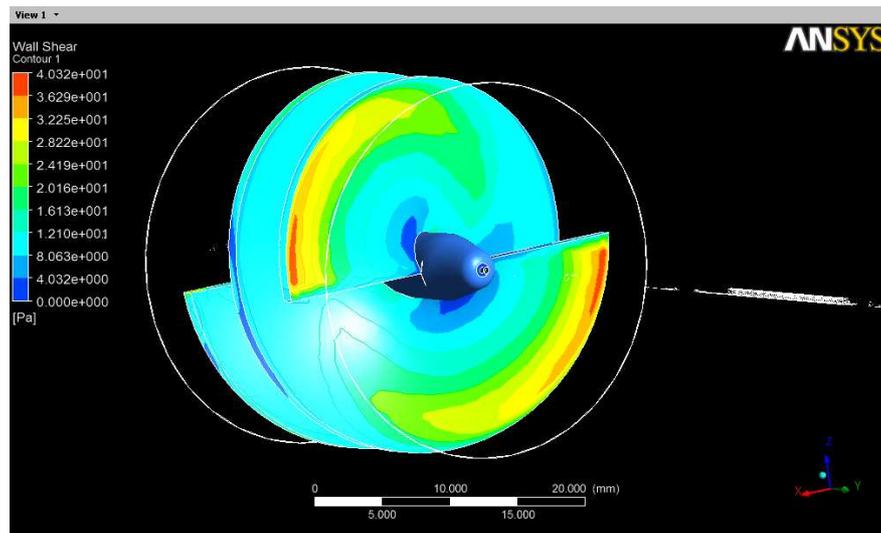


Figura 41. Gráfico de tensões de cisalhamento na saída do rotor – modelo k-ε.

De modo análogo, a Figura 42 e a Figura 43 apresentam os gráficos de tensão de cisalhamento gerados através dos resultados do modelo k- $\omega$ , ao redor do rotor, entre a entrada e a saída da Geometria 1.

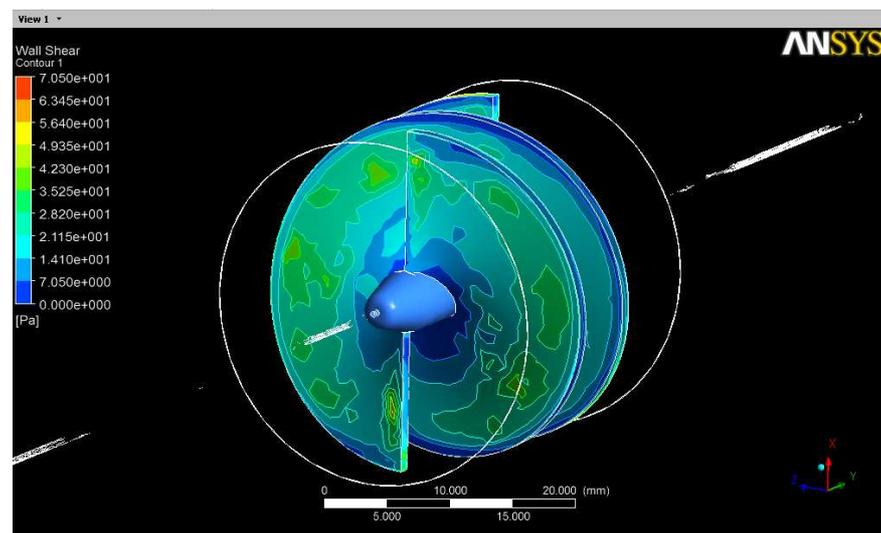


Figura 42. Gráfico de tensões de cisalhamento na entrada do rotor – modelo k- $\omega$ .

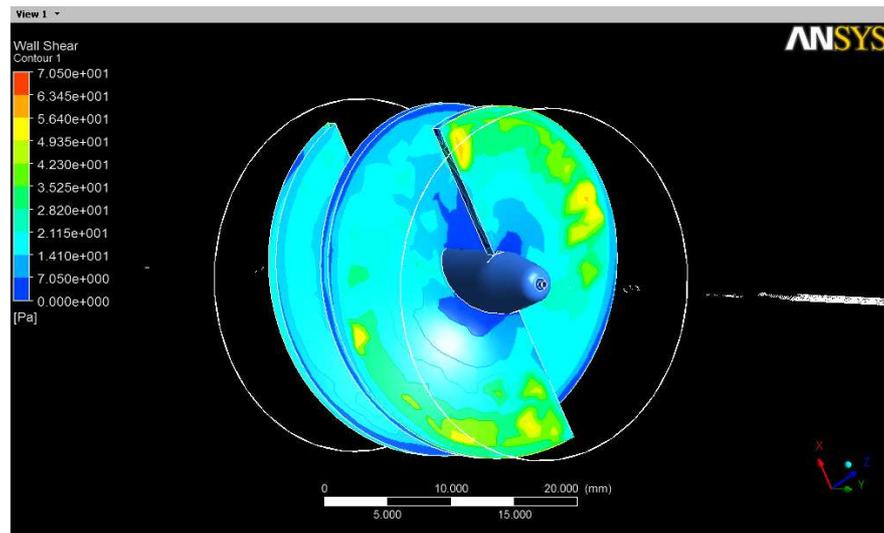


Figura 43. Gráfico de tensões de cisalhamento na saída do rotor – modelo  $k-\omega$ .

E enfim, a Figura 44 e a Figura 45 apresentam os gráficos de tensão de cisalhamento gerados através dos resultados do modelo BSL - EARSM, ao redor do rotor, entre a entrada e a saída da Geometria 1.

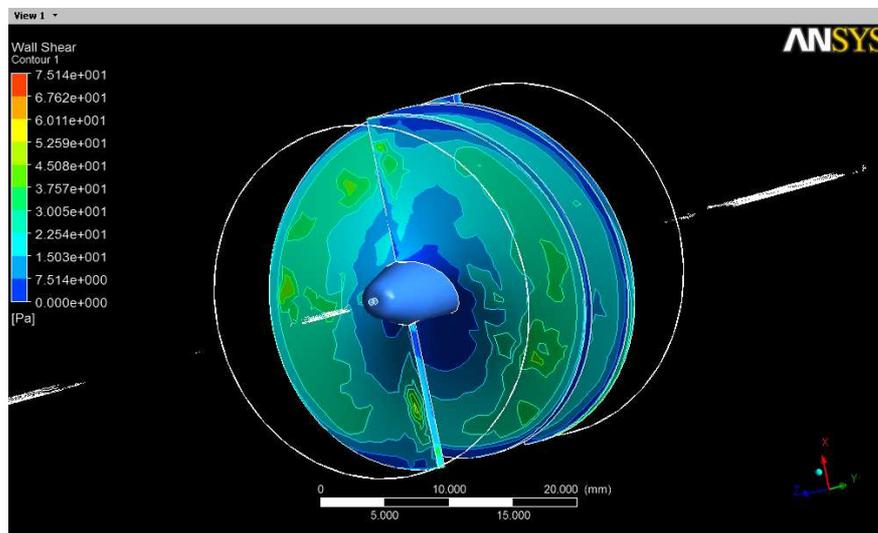


Figura 44. Gráfico de tensões de cisalhamento na entrada do rotor – modelo BSL - EARSM.

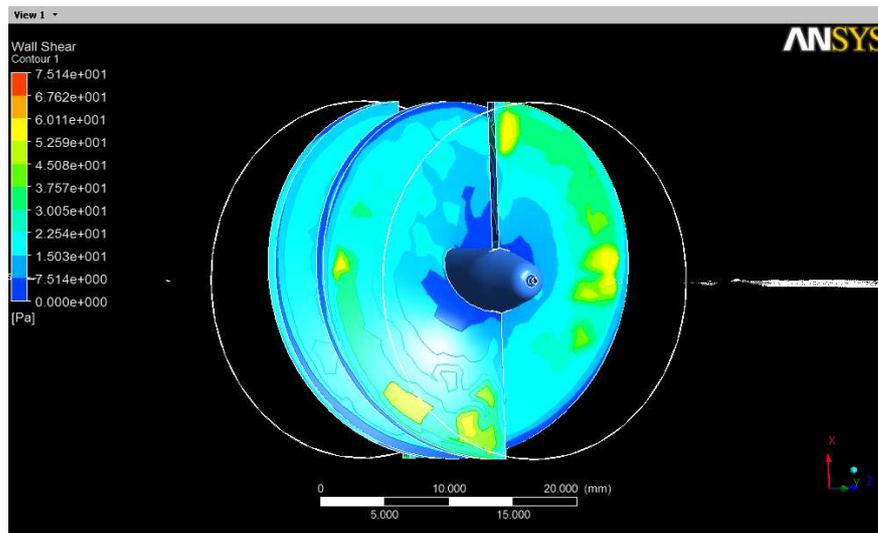


Figura 45. Gráfico de tensões de cisalhamento na saída do rotor – modelo BSL - EARSM.

A Figura 46 apresenta o resumo dos resultados de tensão de cisalhamento obtidos através da simulação de cada um dos modelos de turbulência. Nesta figura foram plotadas duas curvas: a curva de tensão de cisalhamento média ao redor do rotor e a curva de tensão de cisalhamento máxima ao redor do rotor.

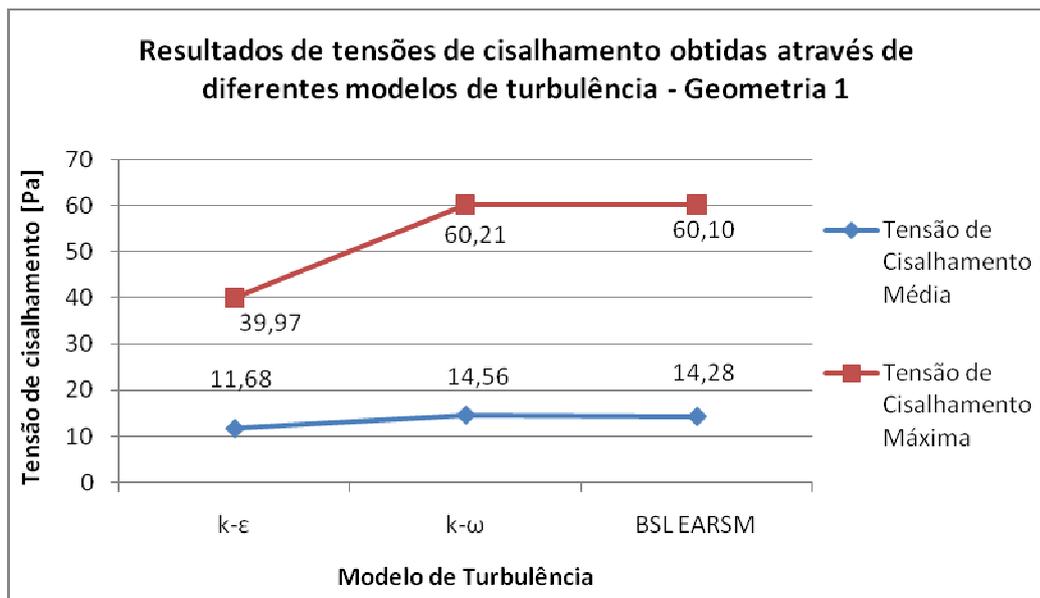


Figura 46. Resultados referentes às tensões de cisalhamento da Geometria 1.

### 5.3.2. Resultados para a Geometria 2

A Figura 47 e a Figura 48 apresentam os gráficos de tensão de cisalhamento gerados através dos resultados do modelo k- $\epsilon$ , ao redor do rotor, entre a entrada e a saída da Geometria 2.

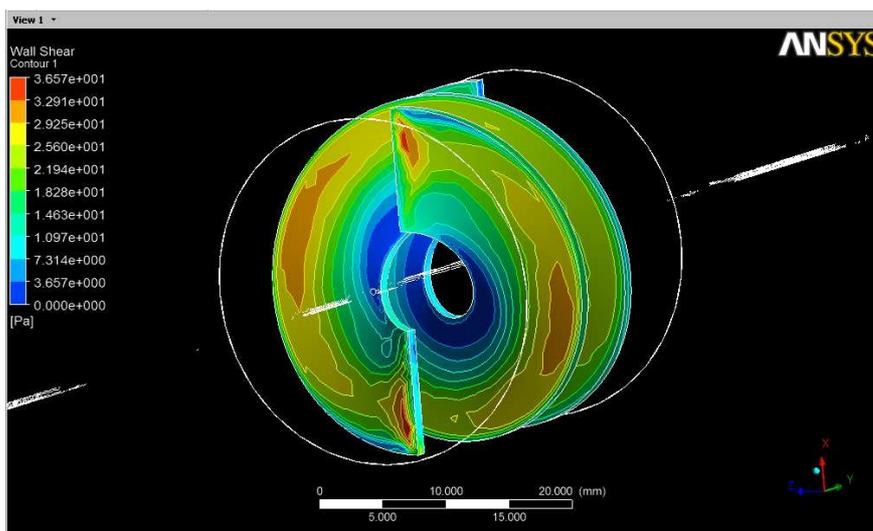


Figura 47. Gráfico de tensões de cisalhamento na entrada do rotor – modelo k- $\epsilon$ .

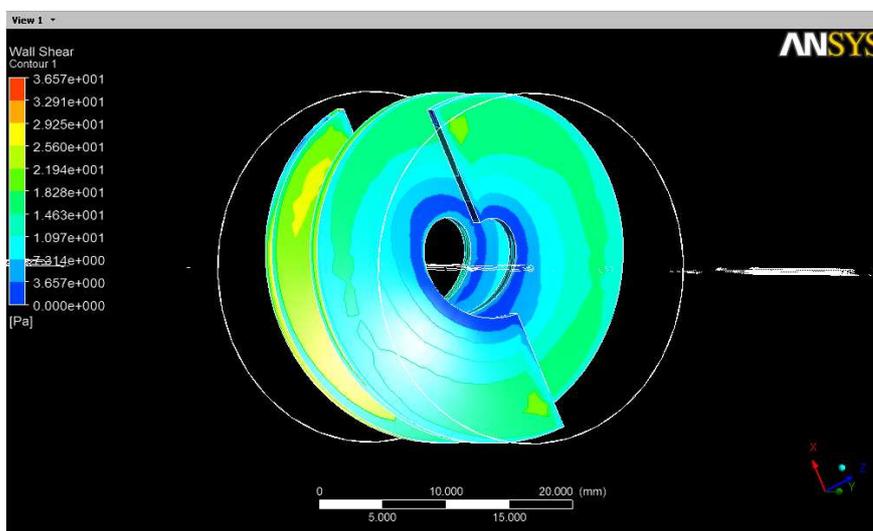


Figura 48. Gráfico de tensões de cisalhamento na saída do rotor – modelo k- $\epsilon$ .

De modo análogo, a Figura 49 e a Figura 50 apresentam os gráficos de tensão de cisalhamento gerados através dos resultados do modelo  $k-\omega$ , ao redor do rotor, entre a entrada e a saída da Geometria 2.

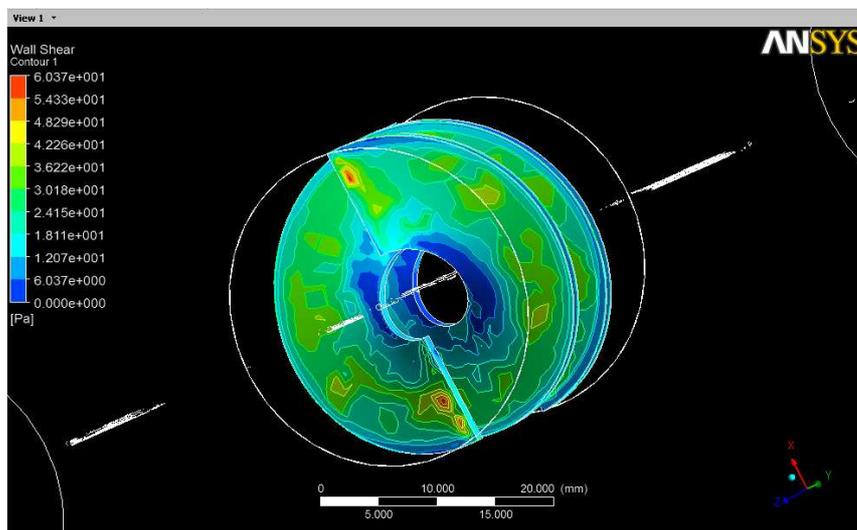


Figura 49. Gráfico de tensões de cisalhamento na entrada do rotor – modelo  $k-\omega$ .

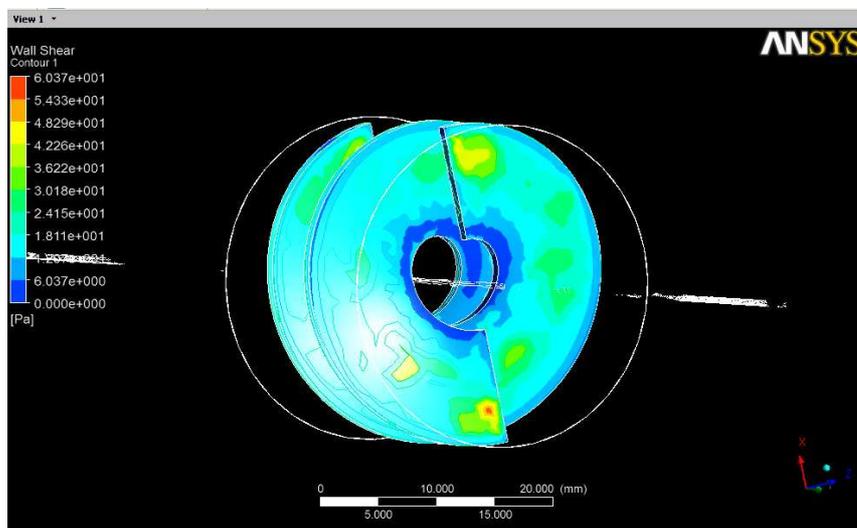


Figura 50. Gráfico de tensões de cisalhamento na saída do rotor – modelo  $k-\omega$ .

E enfim, a Figura 51 e a Figura 52 apresentam os gráficos de tensão de cisalhamento gerados através dos resultados do modelo BSL - EARSM, ao redor do rotor, entre a entrada e a saída da Geometria 2.

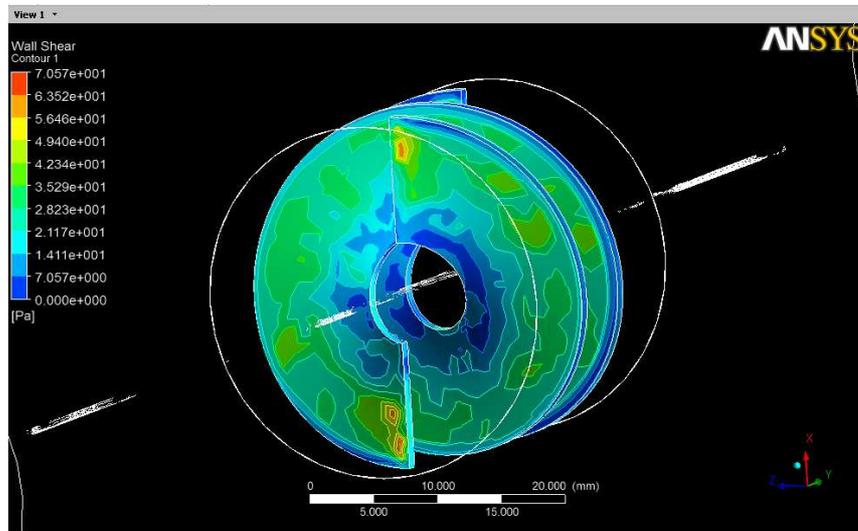


Figura 51. Gráfico de tensões de cisalhamento na entrada do rotor – modelo BSL – EARSM.

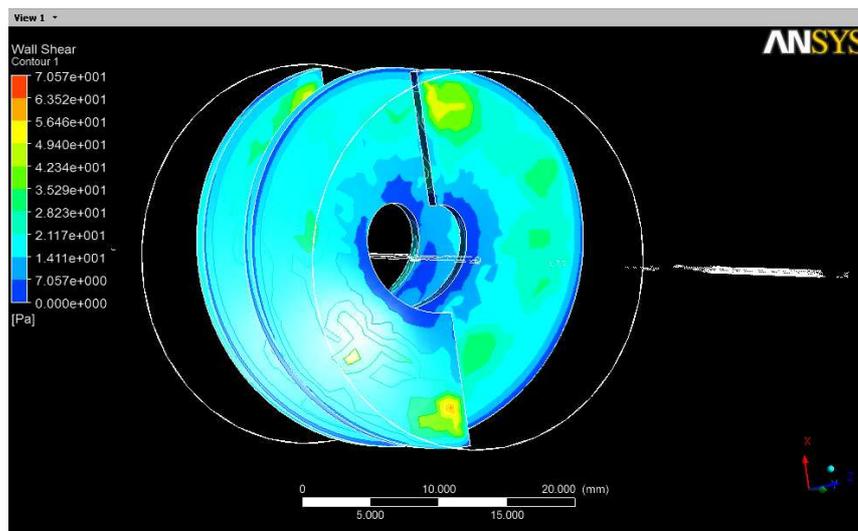


Figura 52. Gráfico de tensões de cisalhamento na saída do rotor – modelo BSL – EARSM.

A Figura 53 apresenta o resumo dos resultados de tensão de cisalhamento obtidos através da simulação de cada um dos modelos de turbulência. Nesta figura foram plotadas duas curvas: a curva de tensão de cisalhamento média ao redor do rotor e a curva de tensão de cisalhamento máxima ao redor do rotor.

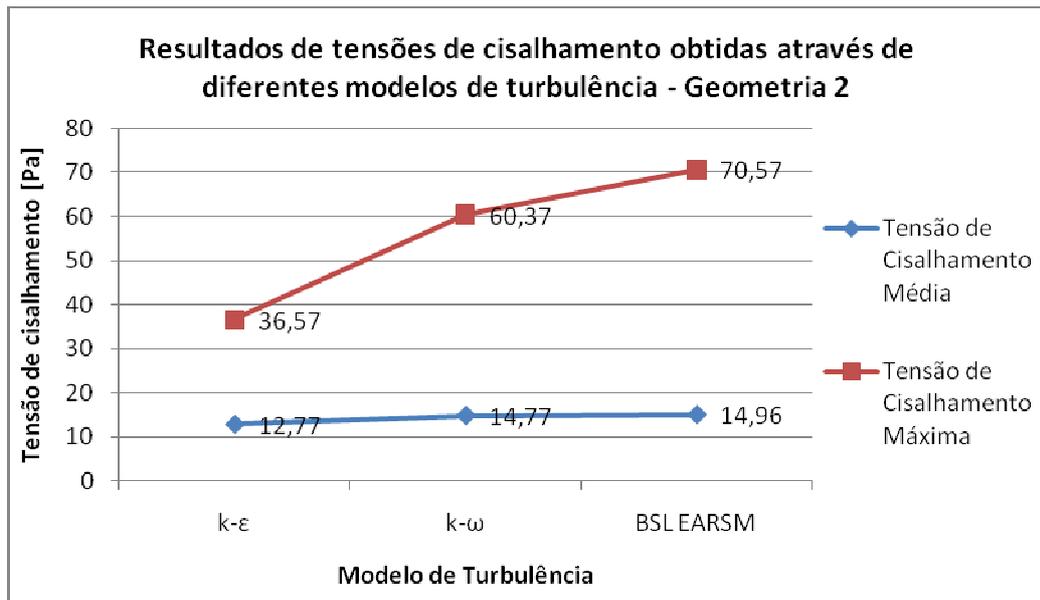


Figura 53. Resultados referentes às tensões de cisalhamento da Geometria 2.

Analisando os resultados da Figura 46 e da Figura 53 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 BSL – 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 BSL – 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 BSL – EARSM seja mais adequado para escoamentos com linhas de corrente curvas e o modelo k-ω inclua termos relacionados à vorticidade do escoamento, ao passo que o modelo k-ε é um modelo de turbulência mais genérico, que possui ênfase em termos dissipativos e cinéticos e não em escoamento rotativos.

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.

## 6. CONCLUSÃO

De acordo com a metodologia empregada nesse trabalho e analisando os resultados obtidos podemos concluir que, do ponto de vista da mecânica dos fluidos, a Geometria 1 é a que apresenta os resultados mais satisfatórios, pois fornece maior elevação de pressão, maior força axial e um rendimento razoável. Apesar disso, a Geometria 2 fornece menor perda de carga quando o rotor encontra-se parado, o que a torna interessante caso a bomba fique muito tempo fora de operação.

No entanto, analisando os valores de tensão de cisalhamento através dos modelos de turbulência pode-se concluir que, em ambos os modelos (k- $\epsilon$ , k- $\omega$  e BSL - EARSM), obtiveram-se resultados acima da faixa especificada por Fung (1997) tanto para a Geometria 1 quanto para a Geometria 2, mostrando que o funcionamento contínuo da bomba provavelmente causará problemas ao vaso sanguíneo.

Com isso, a conclusão final deste trabalho seria otimizar a Geometria 1 de modo a obter resultados adequados do ponto de vista fisiológico seguindo o fluxo de trabalho mostrado na Figura 54, para assim poder obter uma geometria que possua um bom desempenho mecânico e, ao mesmo tempo, satisfaça as condições fisiológicas necessárias.

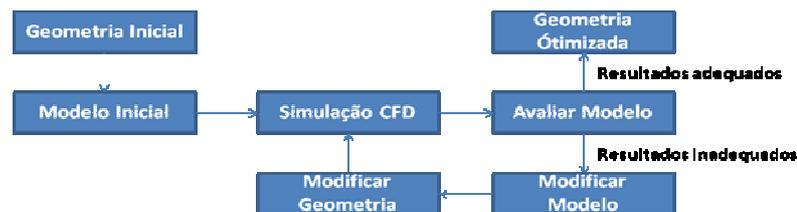


Figura 54. Fluxo de trabalho para utilização de modelos em "CFD".

E por fim, vale ressaltar que este estudo desenvolveu-se somente 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 em seres humanos. Para tanto, é indispensável o uso de protótipos ou de qualquer outro tipo de dispositivo que permita a obtenção de resultados mais precisos.

## 7. 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.

Colégio São Francisco. Portal São Francisco – **Parafuso de Arquimedes**. Disponível em: <<http://www.portalsaofrancisco.com.br/alfa/parafuso-de-arquimedes/imagens/parafuso-de-arquimedes-1.jpg>>. Acessado em 18 de abril de 2010.

Fan, H.; Hong, F.; Zhou, L.; Chen, Y. C; Ye, Y.; Liu, Z. **Design of implantable axial-flow blood pump and numerical studies on its performance**. Journal of Hydrodynamics, 21(4):445-452, 2009.

Fung, Y. C. **Biomechanics: Circulation**. 2<sup>nd</sup> 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 11ª 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.

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.

**“Magnetically driven axial-flow pump”**. Free Patents On-line: Patente norte-americana número 6527521. Disponível em: <<http://www.freepatentsonline.com/6527521.html?query=Magnetically+driven+axial-flow+pump+&stemming=on>>. Acessado em 10 de novembro de 2009.

**“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, 2<sup>nd</sup> 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](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, 1<sup>st</sup> Edition, 1995, 257p.

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

## APÊNDICE A

Nas figuras do apêndice A é possível visualizar os resultados gráficos, extraídos diretamente do software CFX, de todas as simulações realizadas no desenvolvimento desse trabalho, ou seja, 12 simulações da Geometria 1 e 12 simulações da Geometria 2.

A Figura 55 serve como referência para a análise das demais figuras, isto é, nela é possível observar a orientação dos eixos x, y e z e o comprimento do vaso de entrada (100 mm), da região definida como rotor (50 mm) e do comprimento do vaso de saída (100 mm).

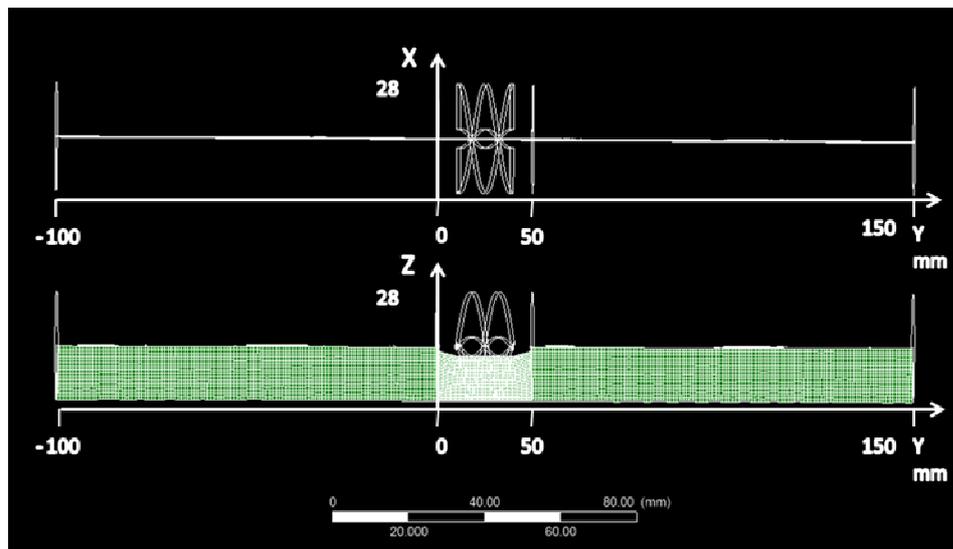


Figura 55. Definição da orientação dos eixos x, y e z e dimensões utilizadas no vaso de entrada, rotor e no vaso de saída.

Na Figura 55 também é possível verificar que os valores de pressão e de velocidade obtidos nas demais figuras do apêndice A são os valores obtidos no plano (14, y, 0), ou seja, no plano que passa pelo centro da bomba.

## Resultados para a Geometria 1

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 3L / \text{min} \\ \omega = 2500 \text{rpm} \end{cases}$

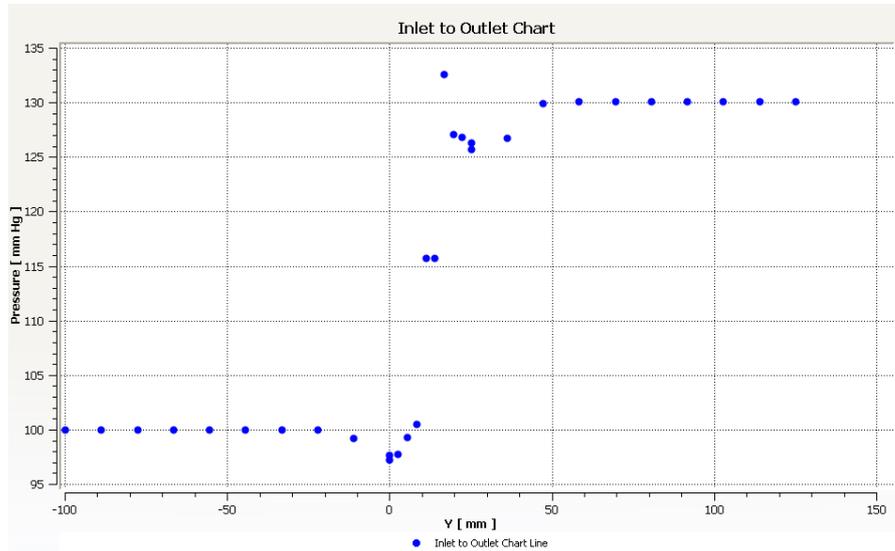


Figura 56. Gráfico de pressão em função da posição para 3 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

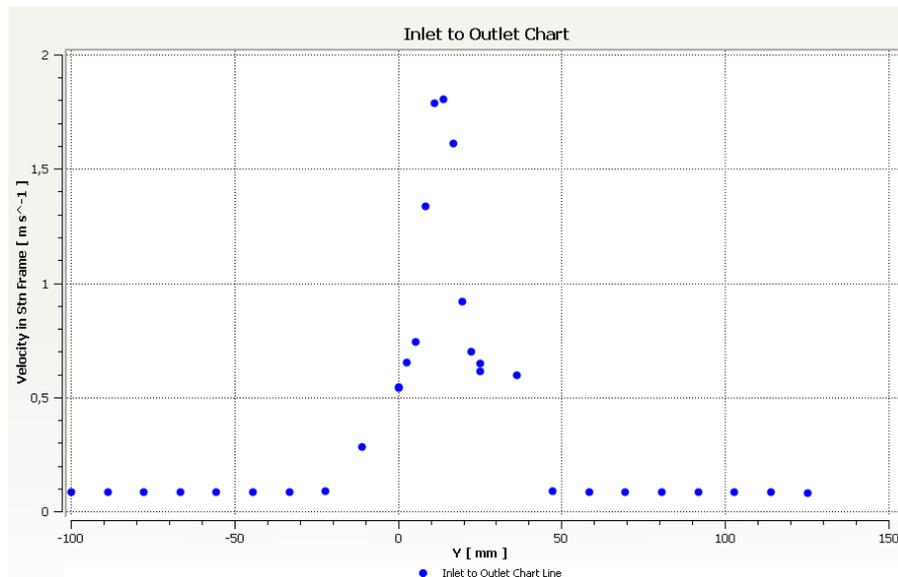


Figura 57. Gráfico da velocidade em função da posição para 3 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 6L/min \\ \omega = 2500rpm \end{cases}$

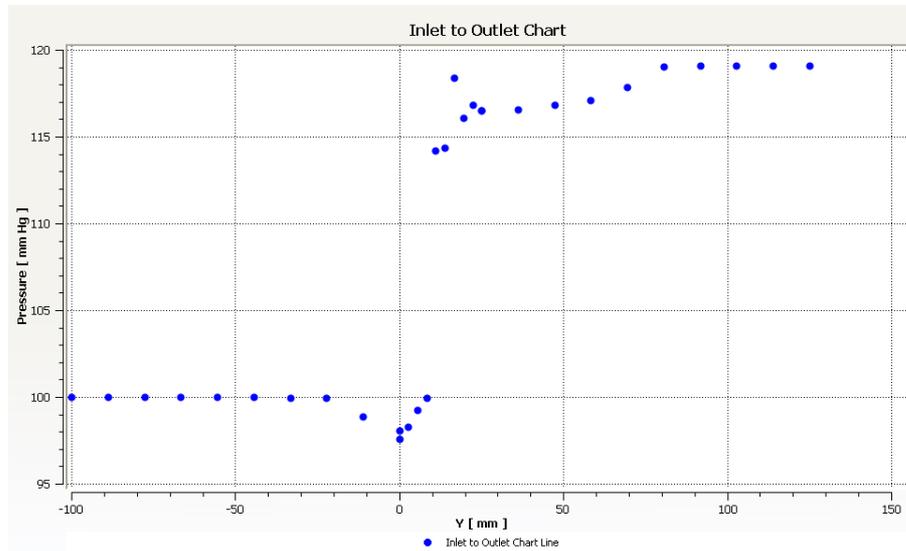


Figura 58. Gráfico de pressão em função da posição para 6 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

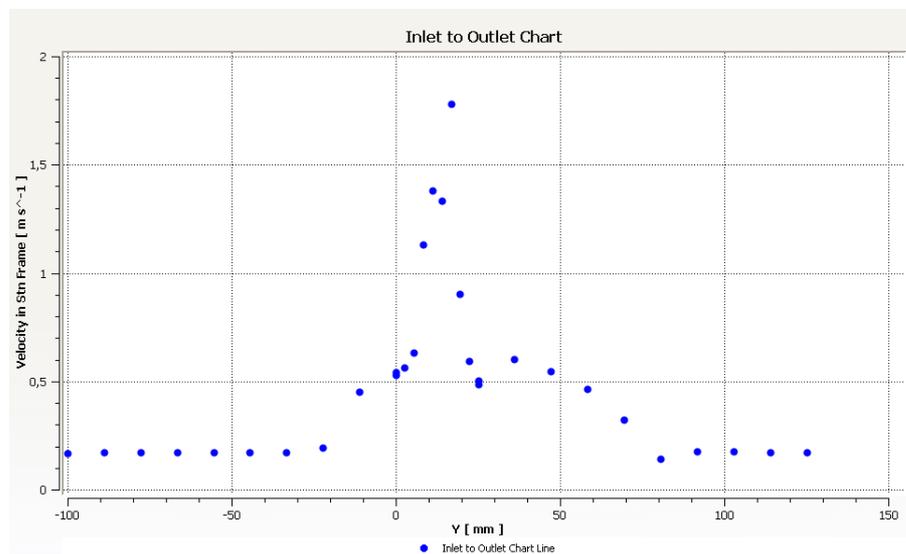


Figura 59. Gráfico da velocidade em função da posição para 6 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 9L/min \\ \omega = 2500rpm \end{cases}$

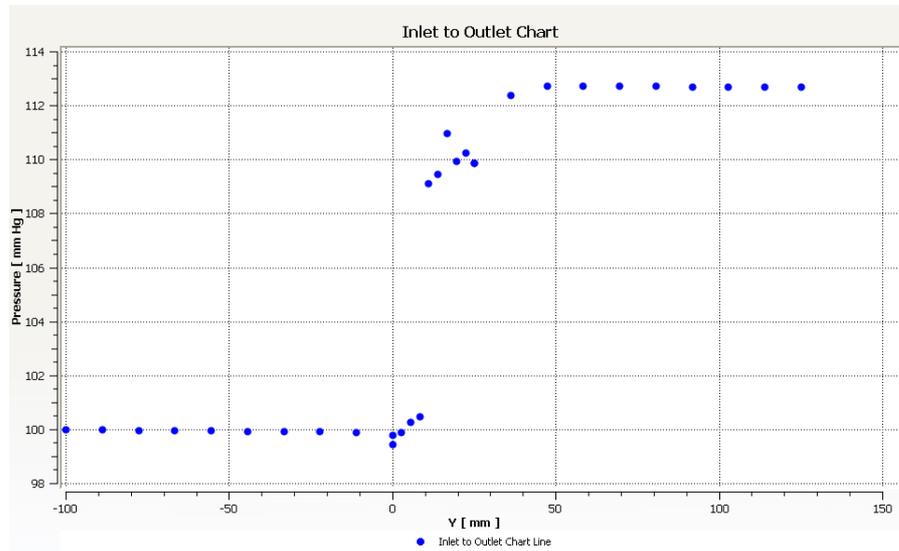


Figura 60. Gráfico de pressão em função da posição para 9 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

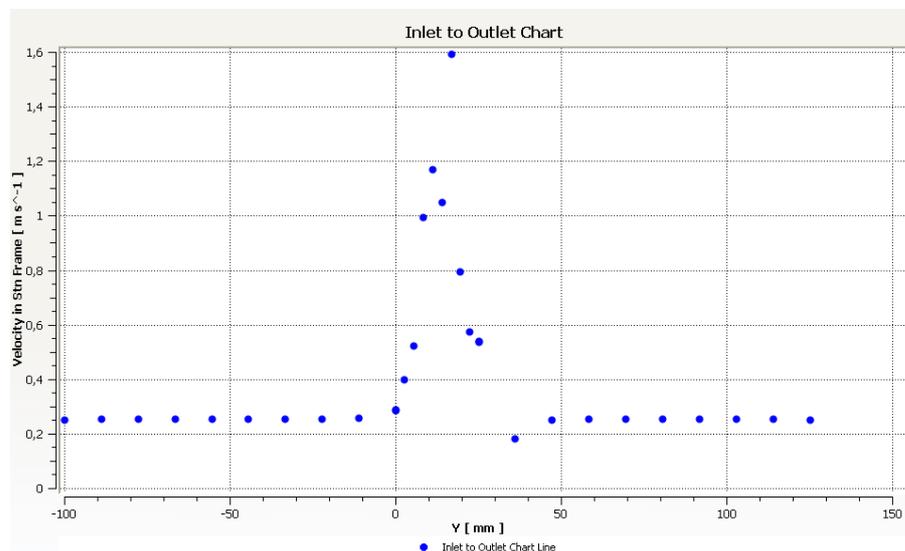


Figura 61. Gráfico da velocidade em função da posição para 9 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 12L / \text{min} \\ \omega = 2500\text{rpm} \end{cases}$

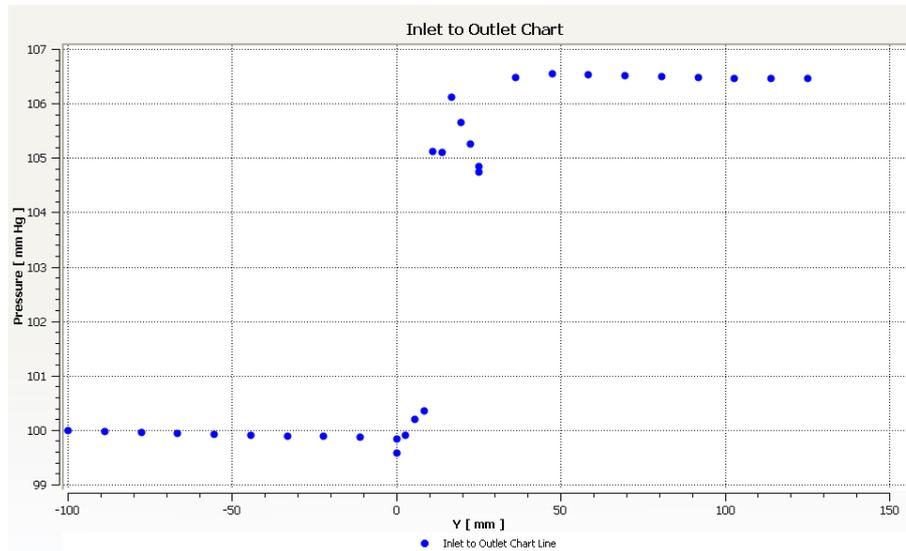


Figura 62. Gráfico de pressão em função da posição para 12 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

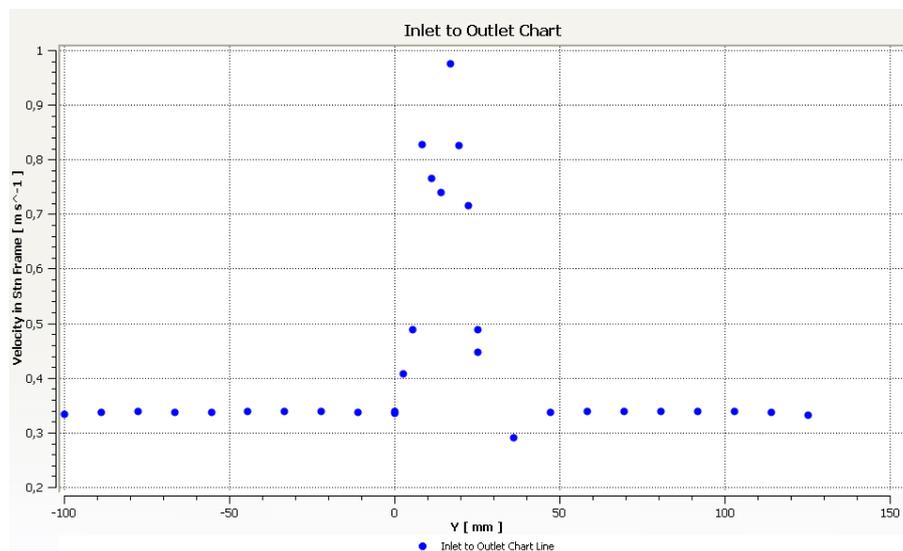


Figura 63. Gráfico da velocidade em função da posição para 12 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 3L / \text{min} \\ \omega = 5000 \text{rpm} \end{cases}$

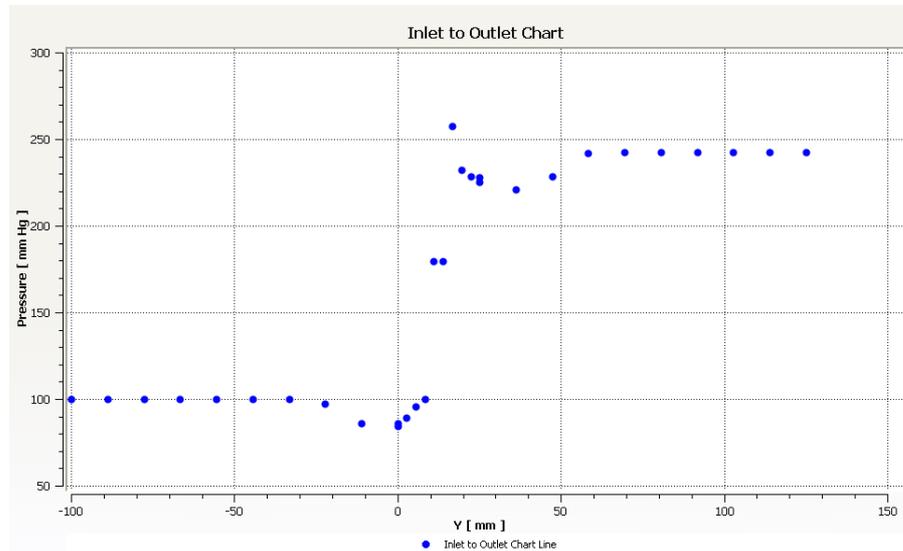


Figura 64. Gráfico de pressão em função da posição para 3 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

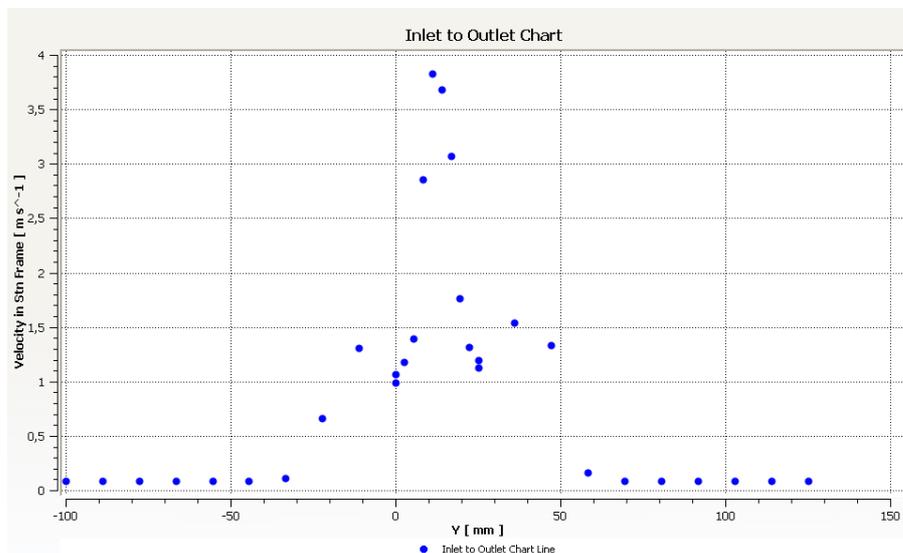


Figura 65. Gráfico da velocidade em função da posição para 3 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 6L/min \\ \omega = 5000rpm \end{cases}$

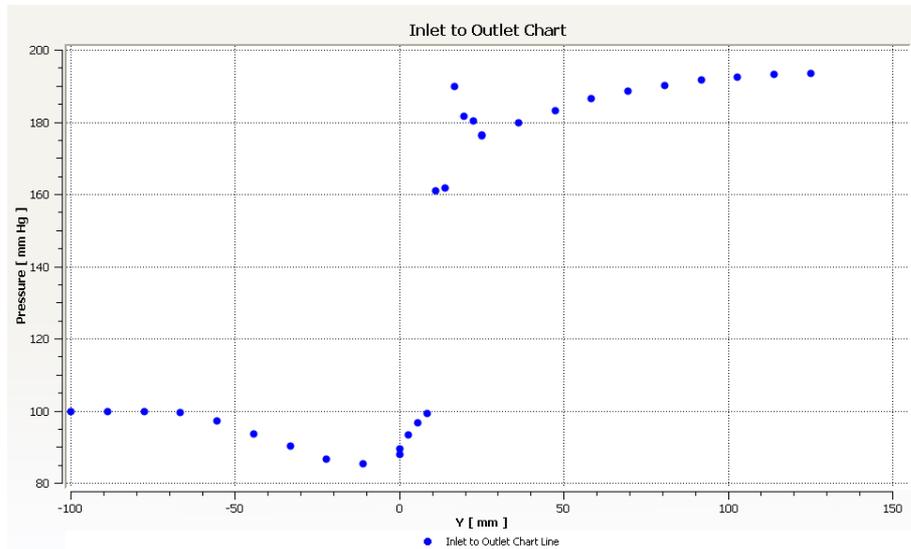


Figura 66. Gráfico de pressão em função da posição para 6 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

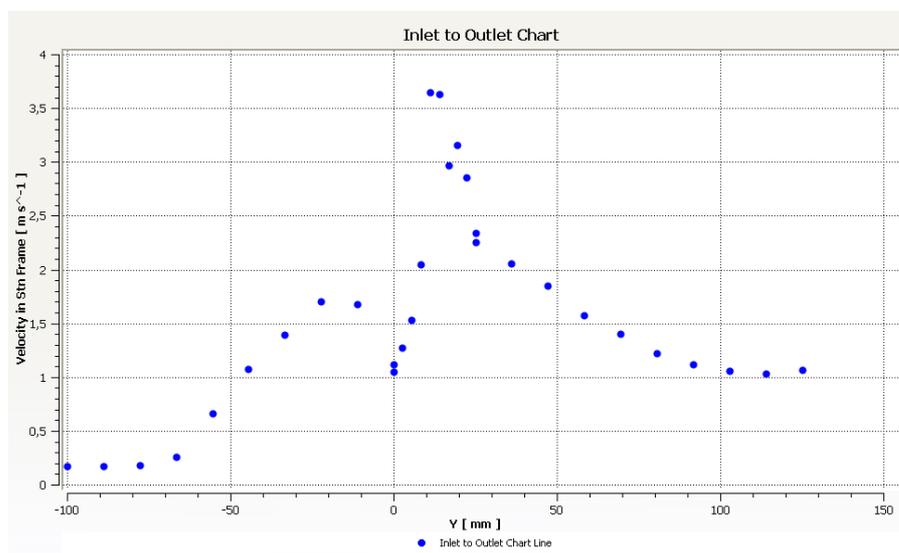


Figura 67. Gráfico da velocidade em função da posição para 6 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 9L/min \\ \omega = 5000rpm \end{cases}$

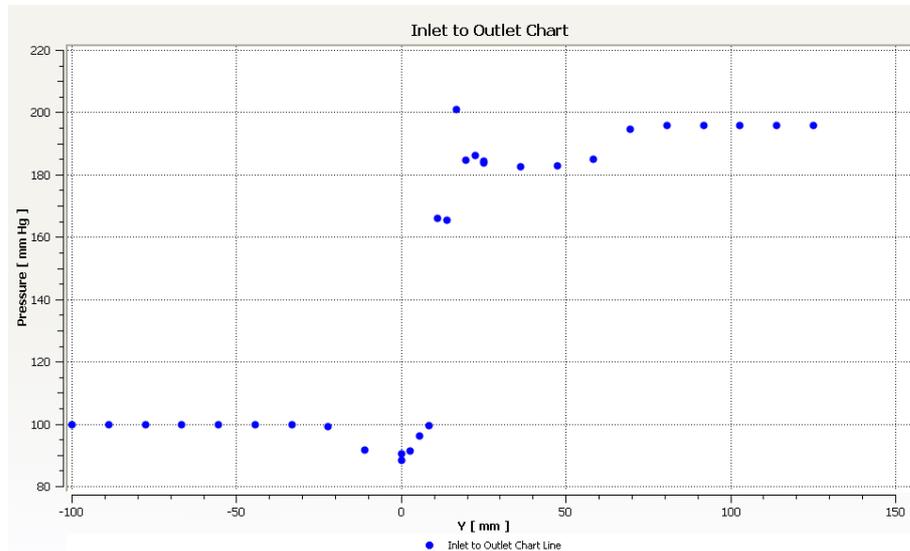


Figura 68. Gráfico de pressão em função da posição para 9 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

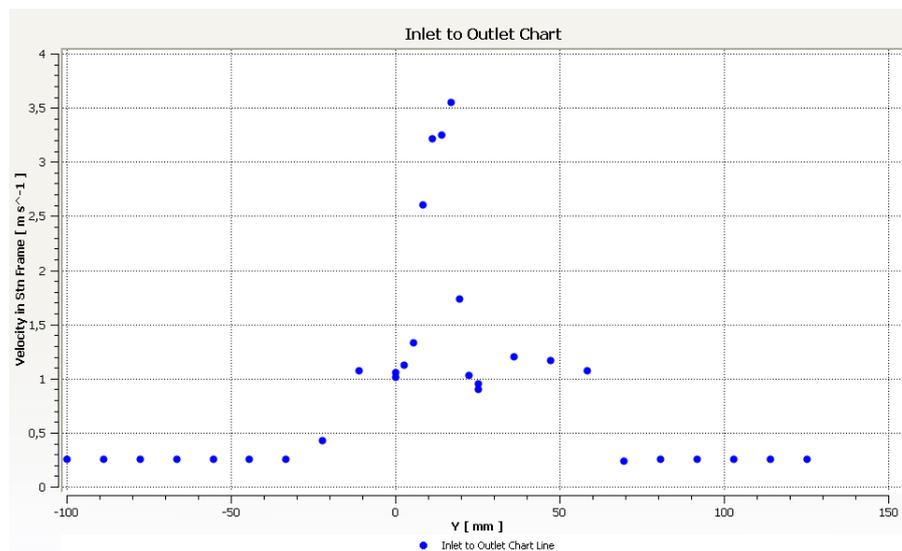


Figura 69. Gráfico da velocidade em função da posição para 9 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 12L / \text{min} \\ \omega = 5000\text{rpm} \end{cases}$

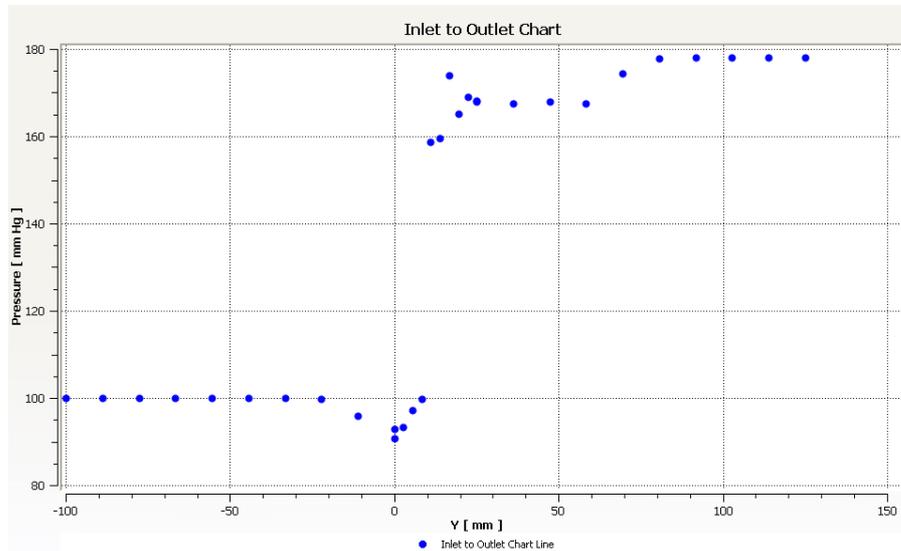


Figura 70. Gráfico de pressão em função da posição para 12 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

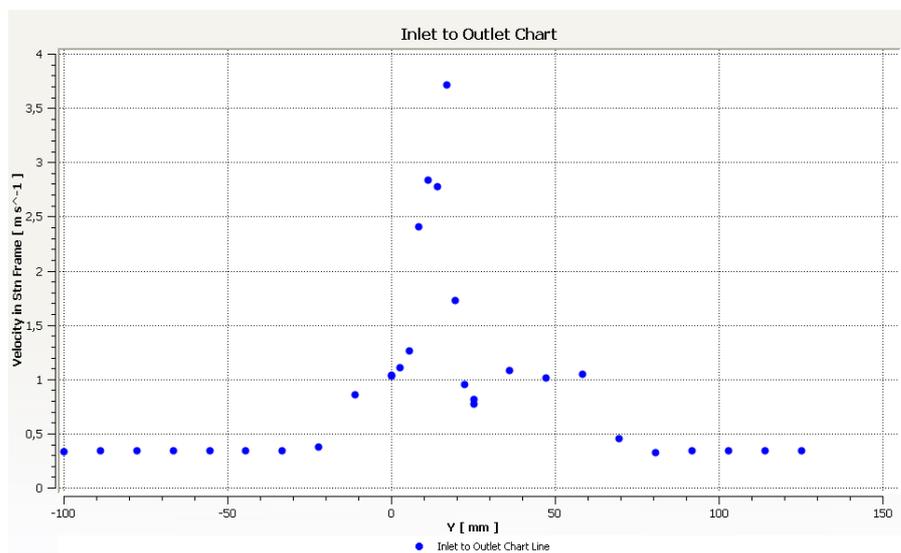


Figura 71. Gráfico da velocidade em função da posição para 12 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 3L/min \\ \omega = 7500rpm \end{cases}$

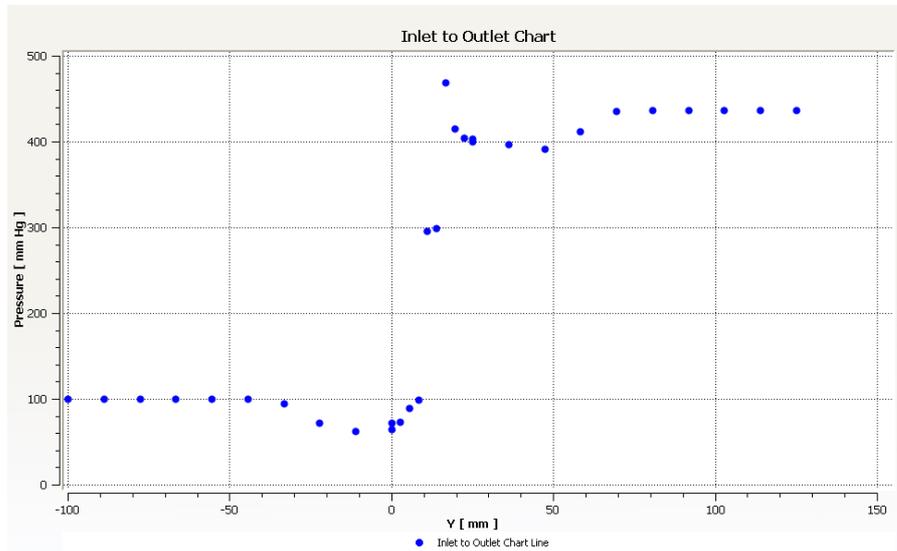


Figura 72. Gráfico de pressão em função da posição para 3 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.

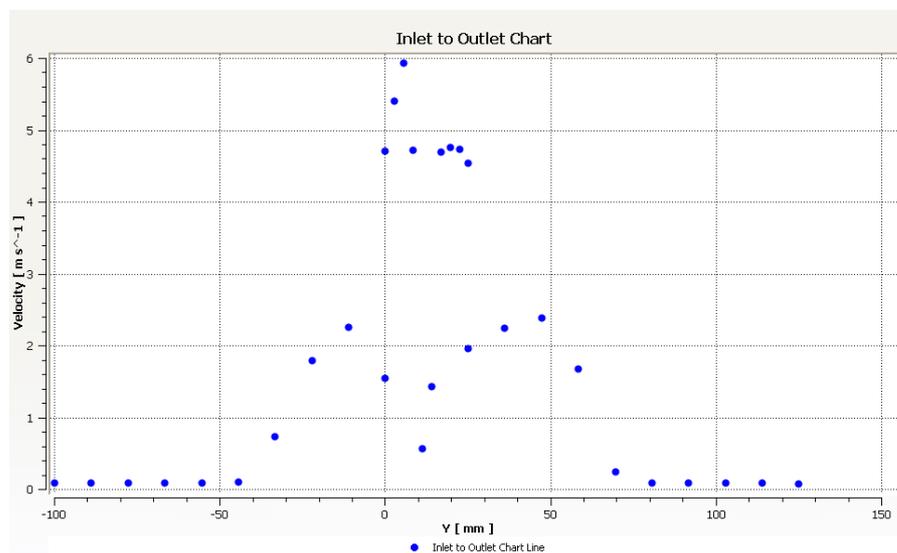


Figura 73. Gráfico da velocidade em função da posição para 3 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 6L/min \\ \omega = 7500rpm \end{cases}$

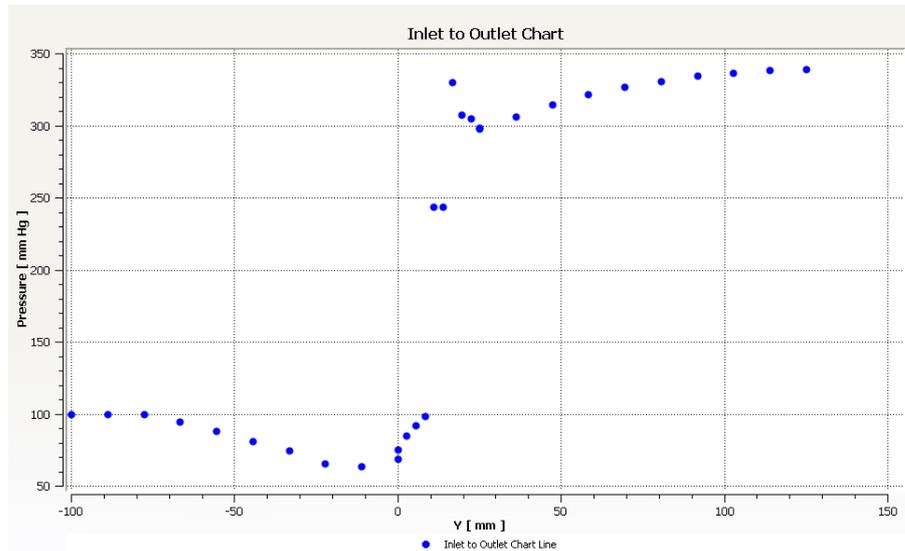


Figura 74. Gráfico de pressão em função da posição para 6 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.

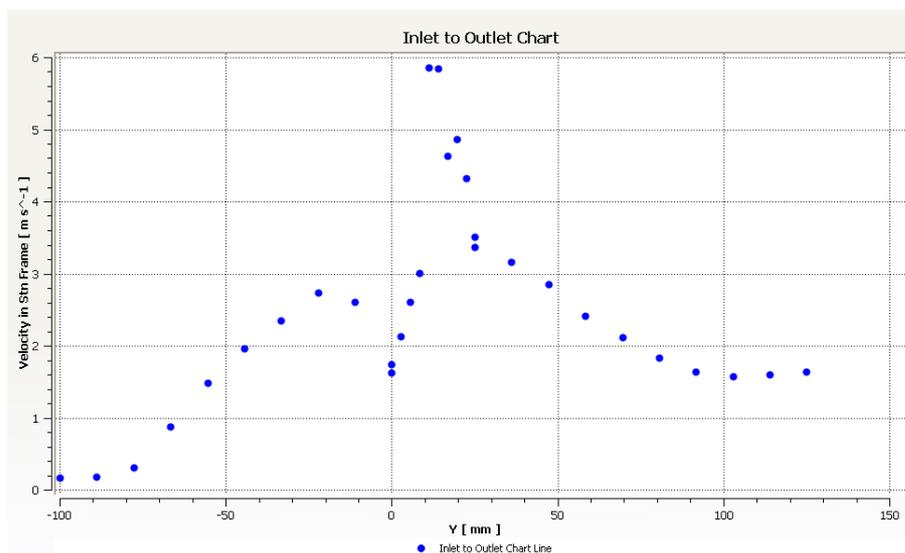


Figura 75. Gráfico da velocidade em função da posição para 6 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 9L/min \\ \omega = 7500rpm \end{cases}$

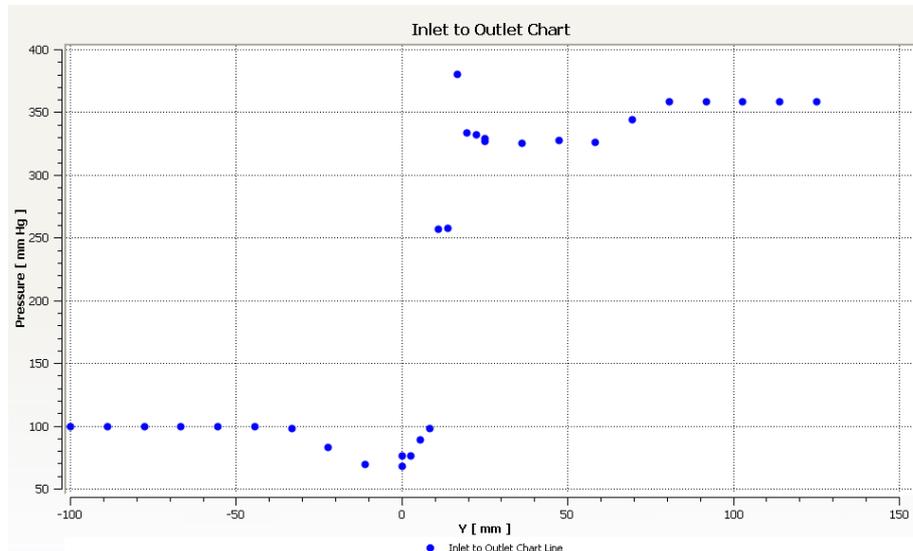


Figura 76. Gráfico de pressão em função da posição para 9 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.

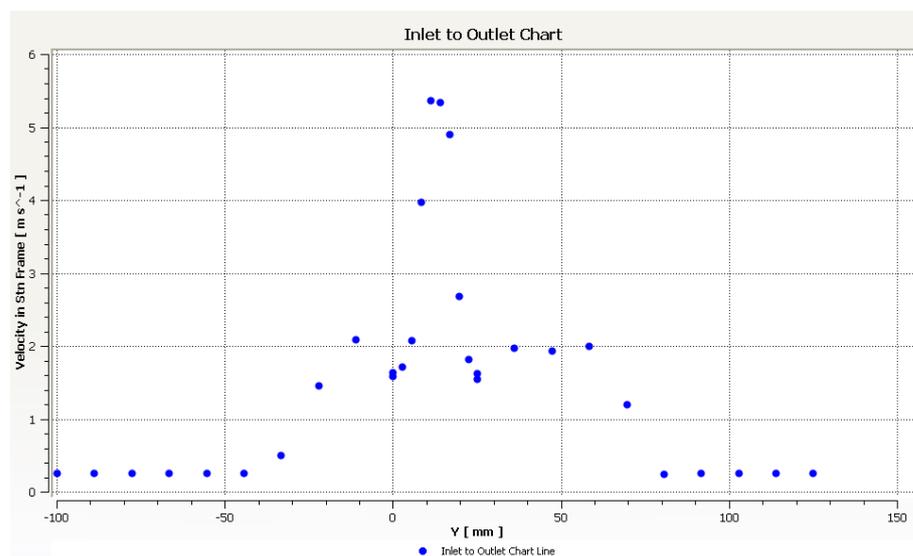


Figura 77. Gráfico da velocidade em função da posição para 9 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 12L / \text{min} \\ \omega = 7500\text{rpm} \end{cases}$

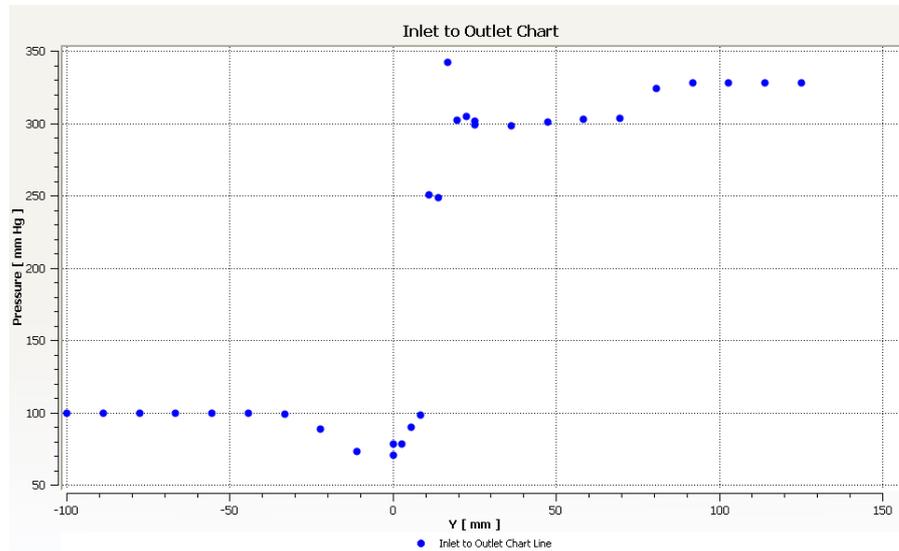


Figura 78. Gráfico de pressão em função da posição para 12 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.

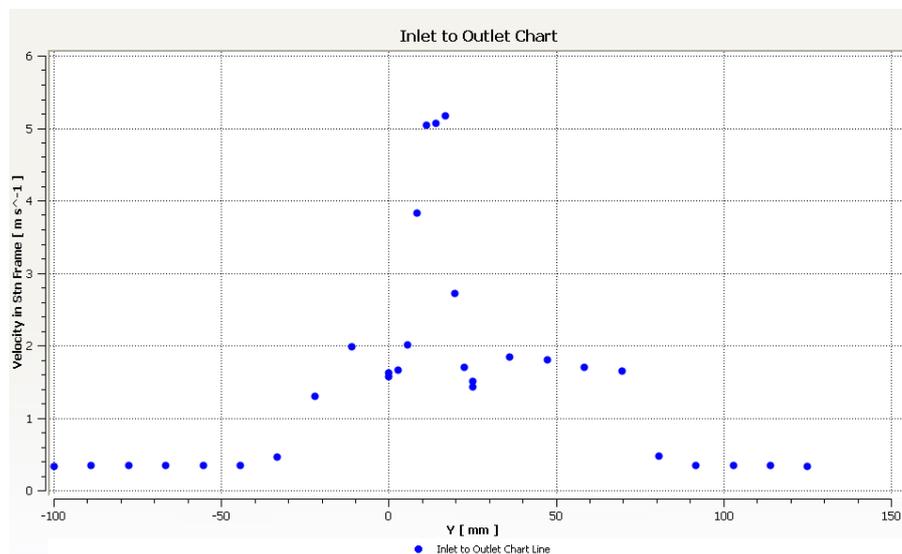


Figura 79. Gráfico da velocidade em função da posição para 12 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.

## Resultados para a Geometria 2

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 3L / \text{min} \\ \omega = 2500 \text{rpm} \end{cases}$

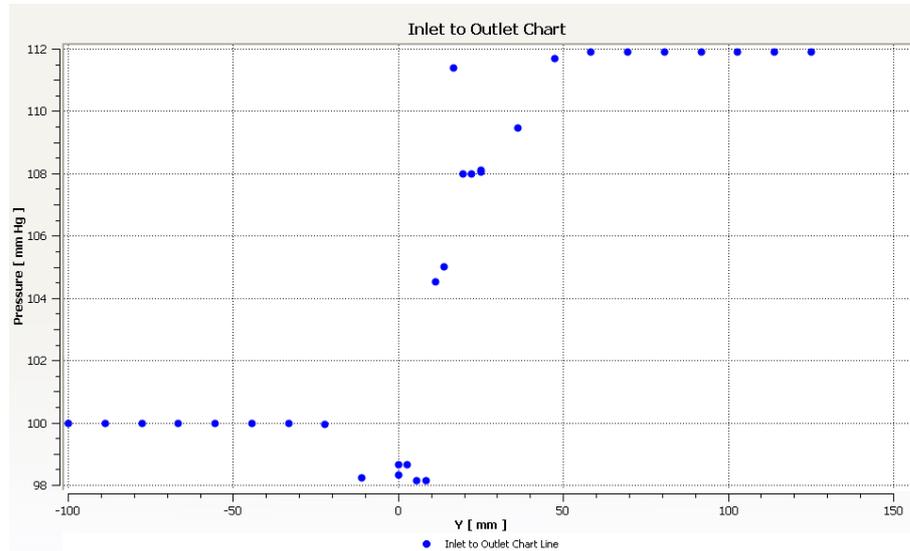


Figura 80. Gráfico de pressão em função da posição para 3 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

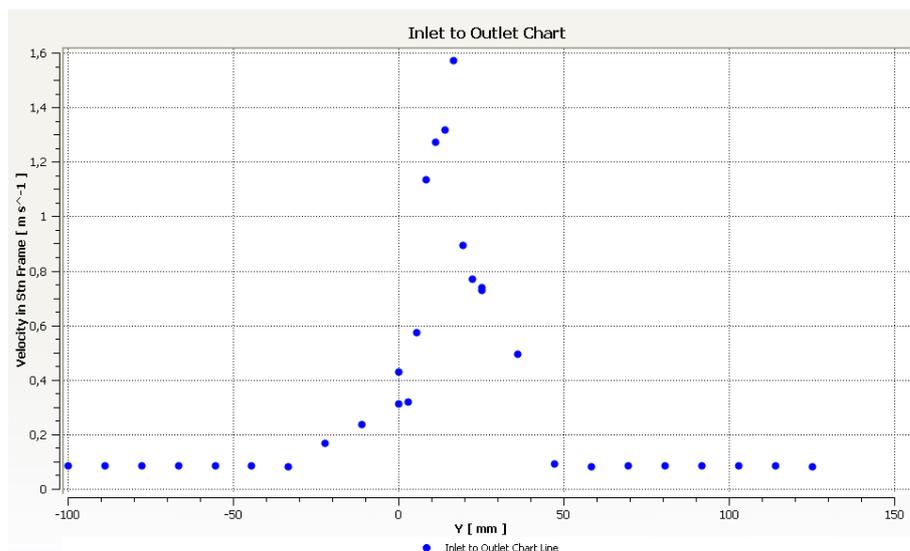


Figura 81. Gráfico da velocidade em função da posição para 3 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 6L/min \\ \omega = 2500rpm \end{cases}$

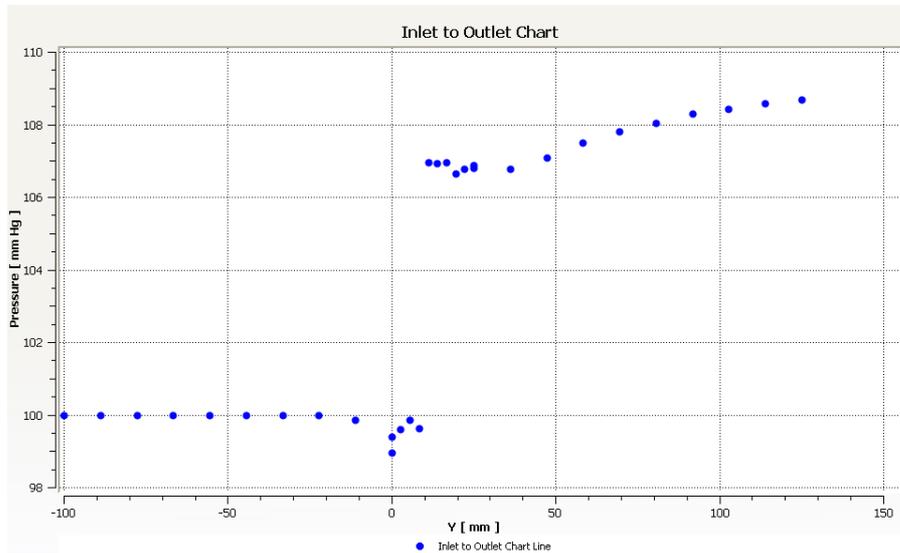


Figura 82. Gráfico de pressão em função da posição para 6 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

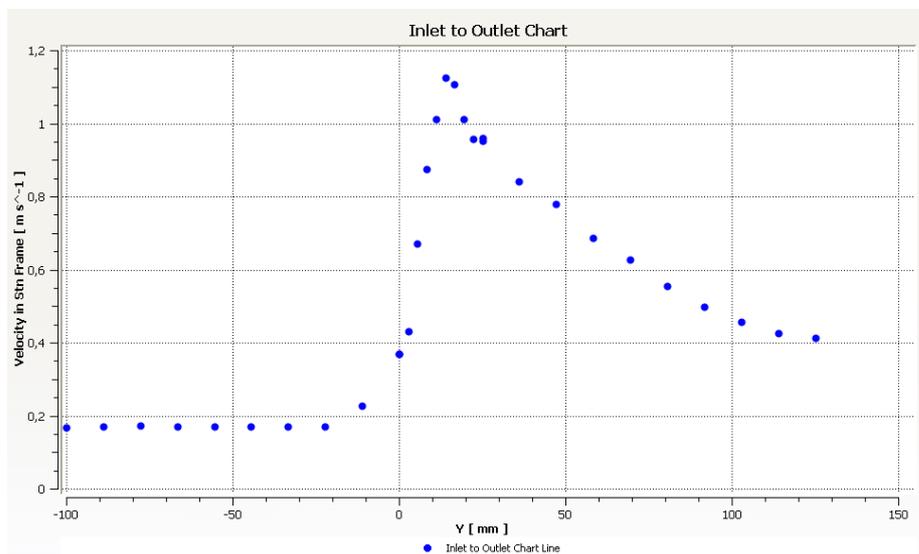


Figura 83. Gráfico da velocidade em função da posição para 6 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 9L/min \\ \omega = 2500rpm \end{cases}$

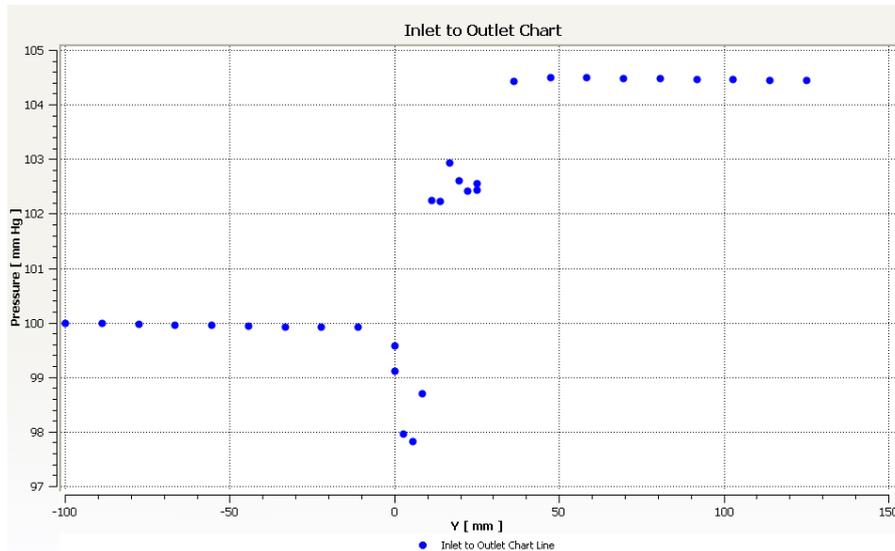


Figura 84. Gráfico de pressão em função da posição para 9 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

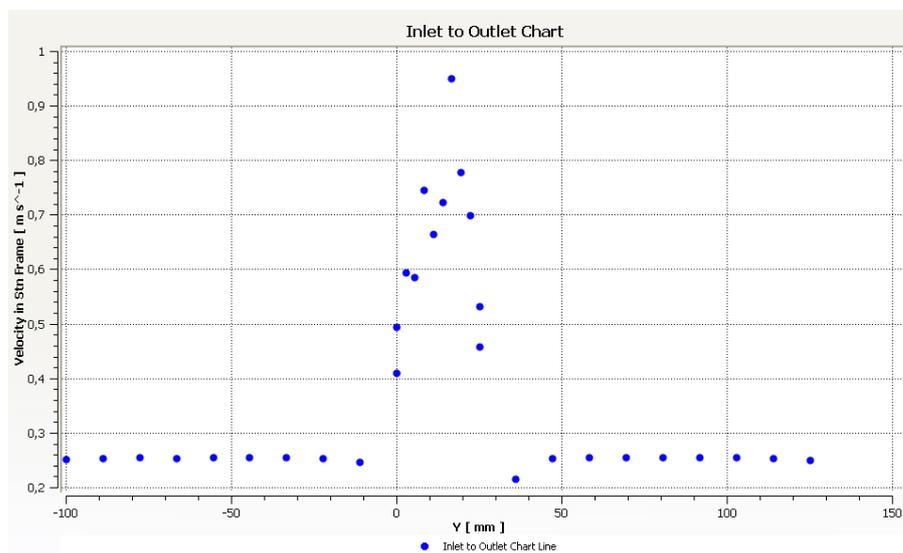


Figura 85. Gráfico da velocidade em função da posição para 9 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 12L / \text{min} \\ \omega = 2500\text{rpm} \end{cases}$

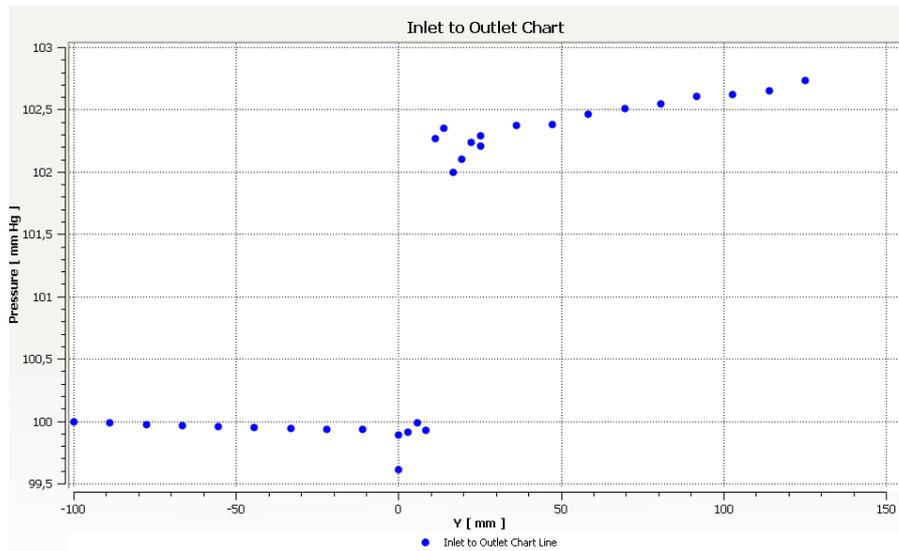


Figura 86. Gráfico de pressão em função da posição para 12 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

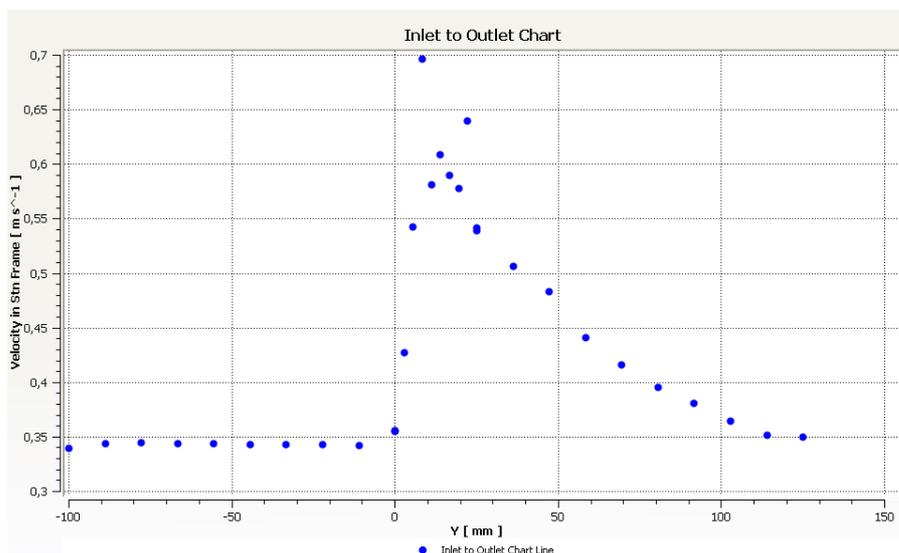


Figura 87. Gráfico da velocidade em função da posição para 12 L/min de vazão e 2500 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 3L/min \\ \omega = 5000rpm \end{cases}$

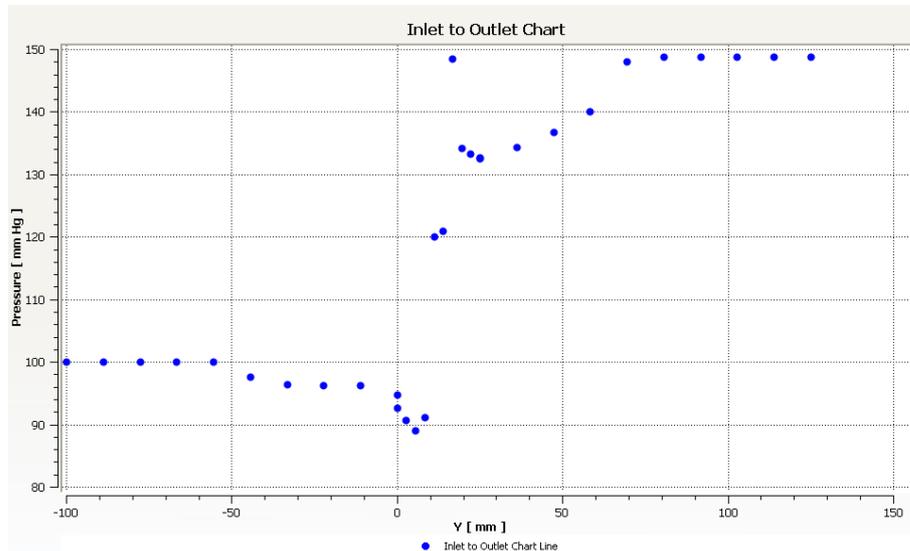


Figura 88. Gráfico de pressão em função da posição para 3 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

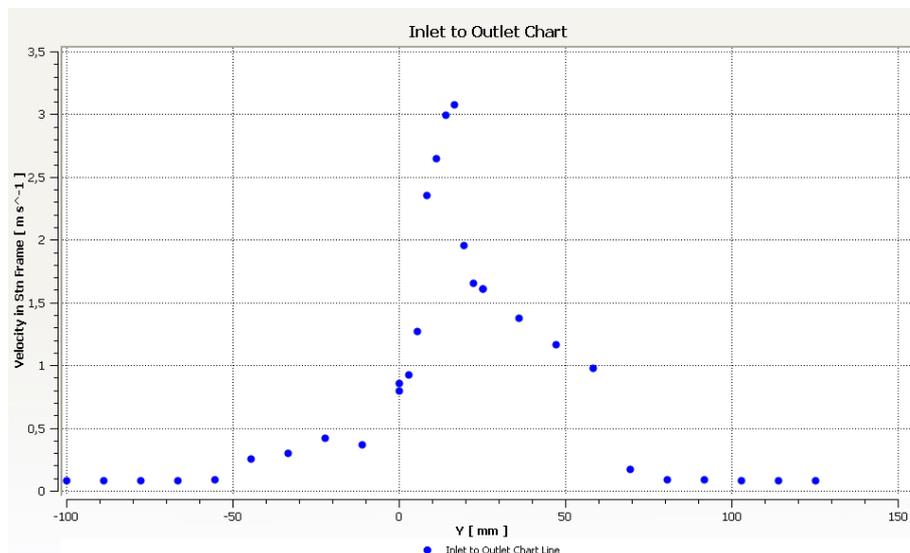


Figura 89. Gráfico da velocidade em função da posição para 3 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 6L / \text{min} \\ \omega = 5000\text{rpm} \end{cases}$

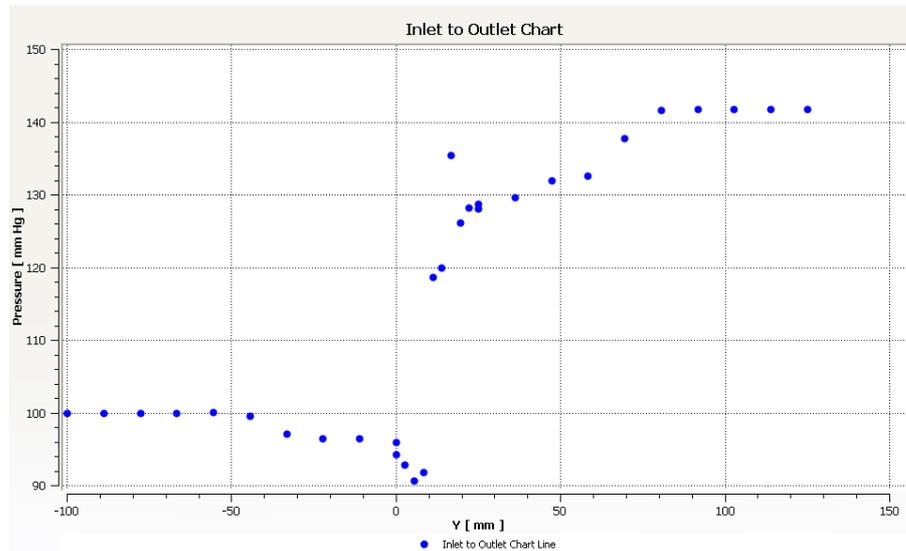


Figura 90. Gráfico de pressão em função da posição para 6 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

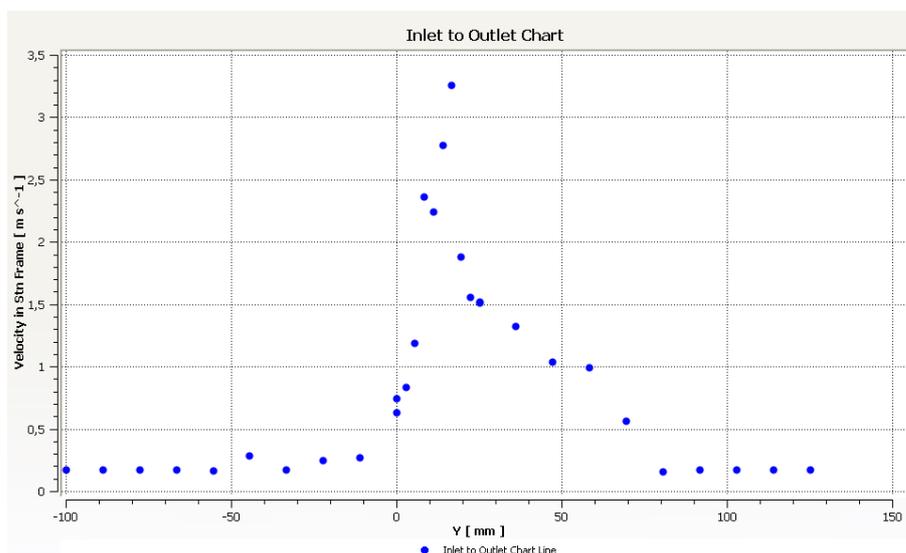


Figura 91. Gráfico da velocidade em função da posição para 6 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 9L / \text{min} \\ \omega = 5000\text{rpm} \end{cases}$

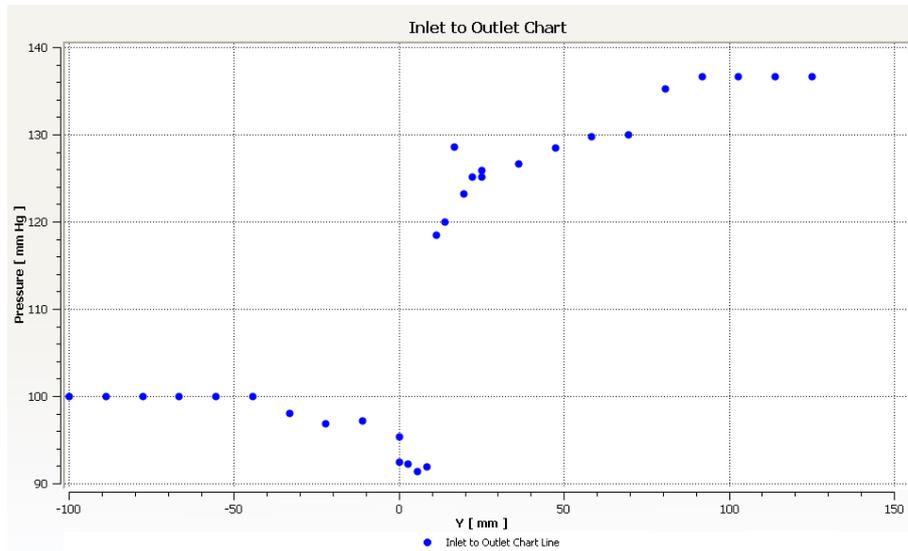


Figura 92. Gráfico de pressão em função da posição para 9 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

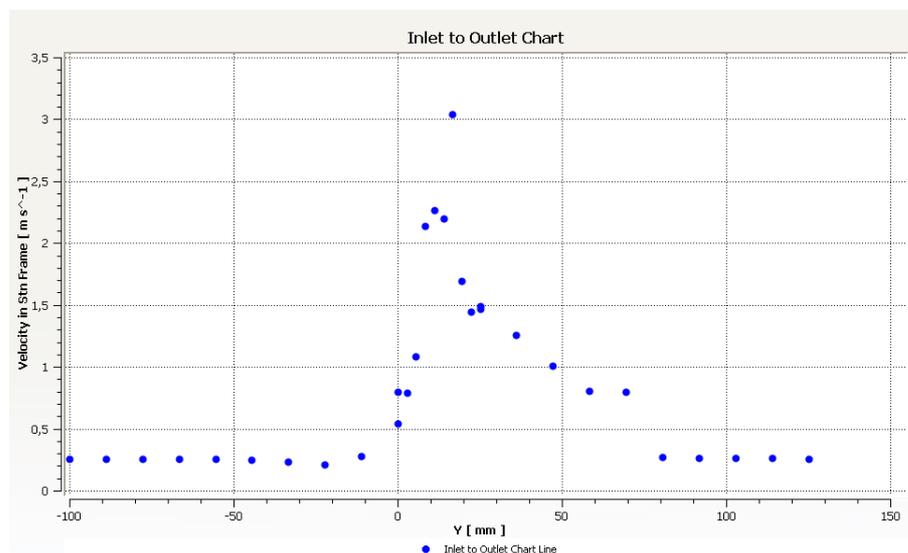


Figura 93. Gráfico da velocidade em função da posição para 9 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 12L / \text{min} \\ \omega = 5000\text{rpm} \end{cases}$

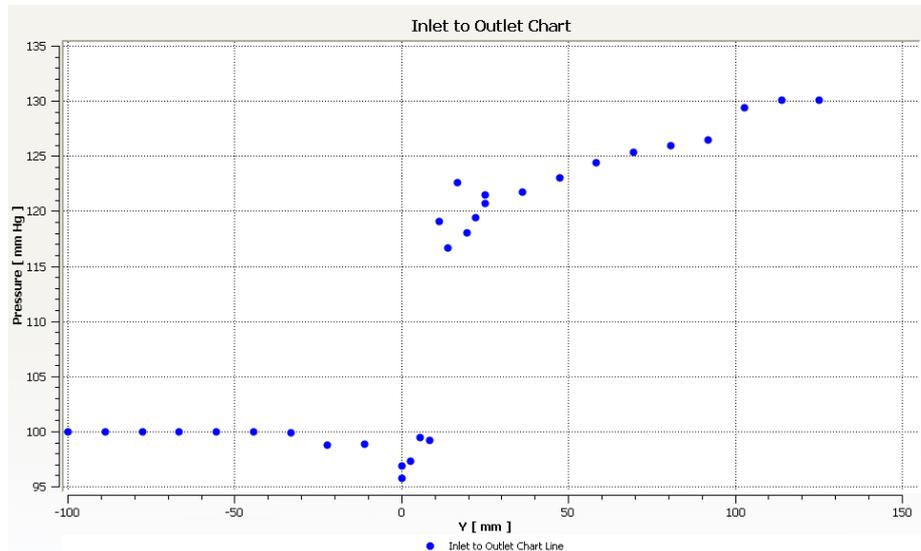


Figura 94. Gráfico de pressão em função da posição para 12 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

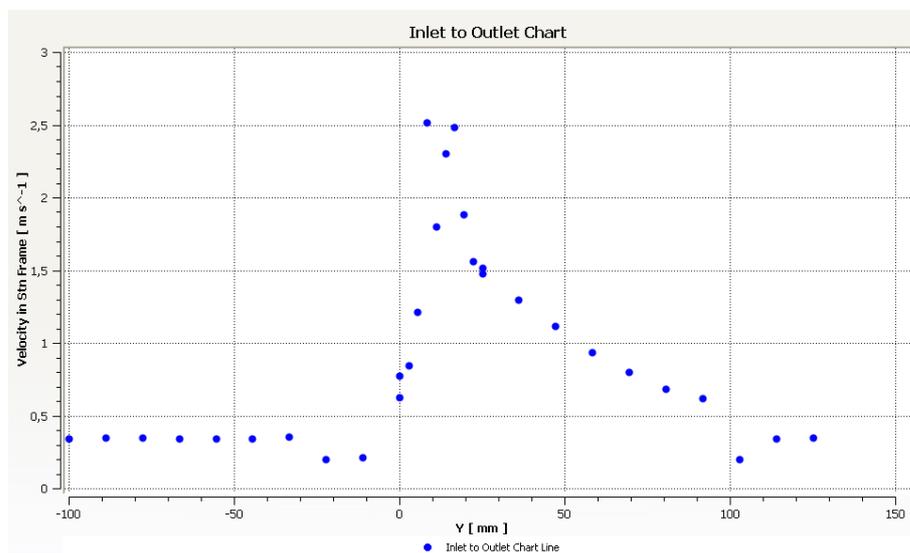


Figura 95. Gráfico da velocidade em função da posição para 12 L/min de vazão e 5000 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 3L / \text{min} \\ \omega = 7500\text{rpm} \end{cases}$

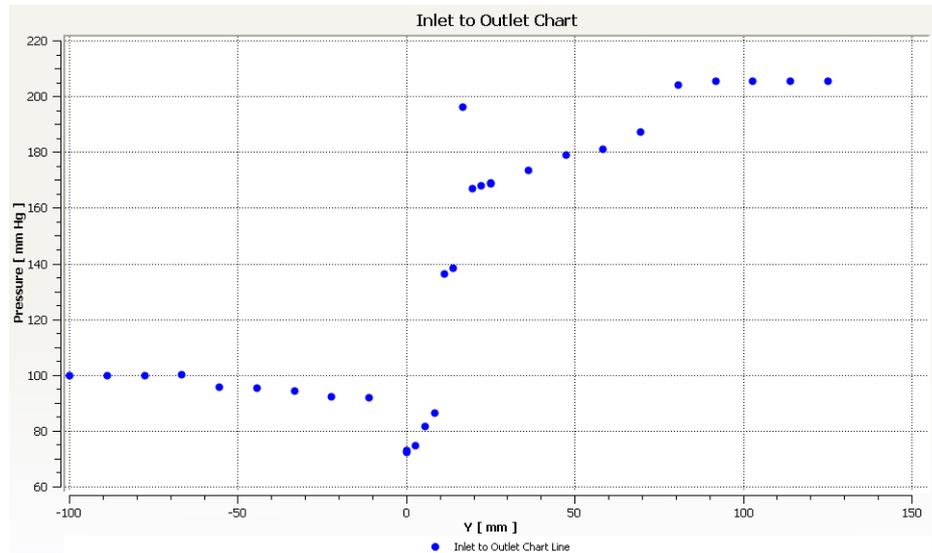


Figura 96. Gráfico de pressão em função da posição para 3 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.

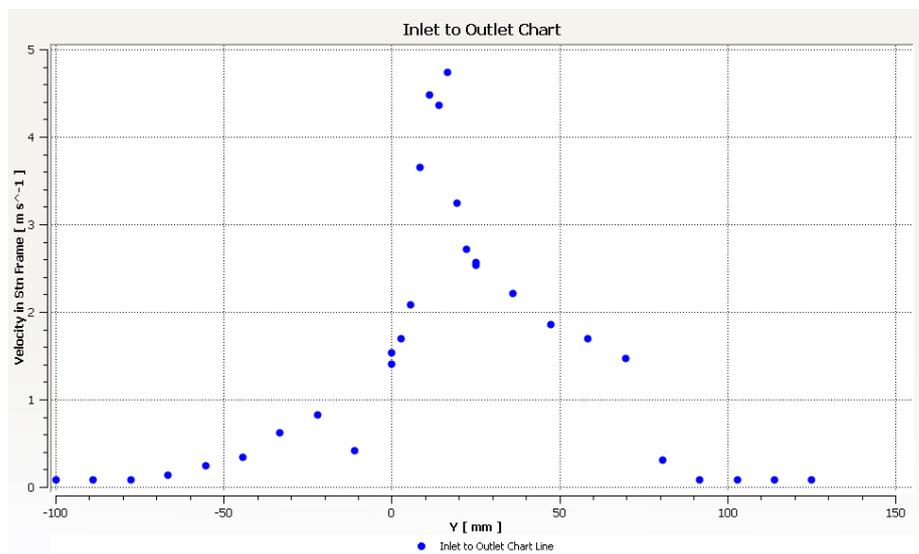


Figura 97. Gráfico da velocidade em função da posição para 3 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 6L/min \\ \omega = 7500rpm \end{cases}$

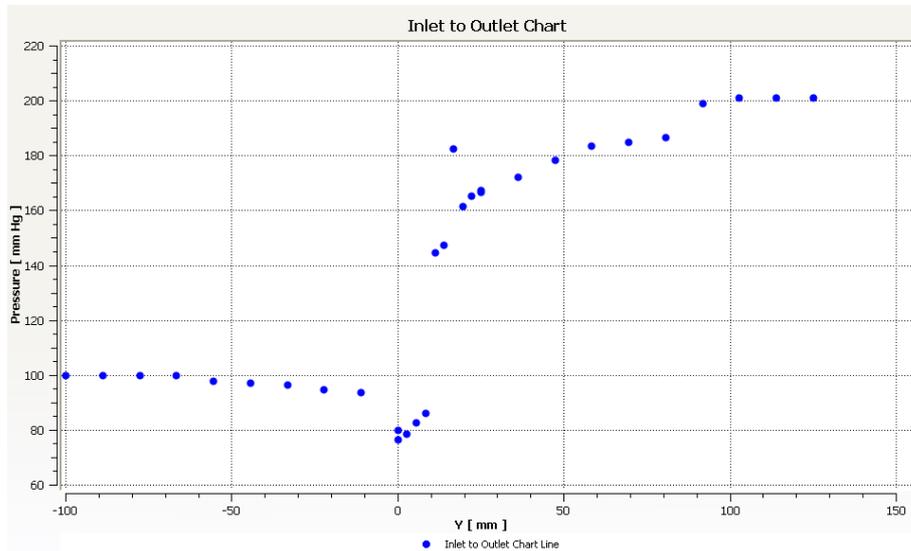


Figura 98. Gráfico de pressão em função da posição para 6 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.

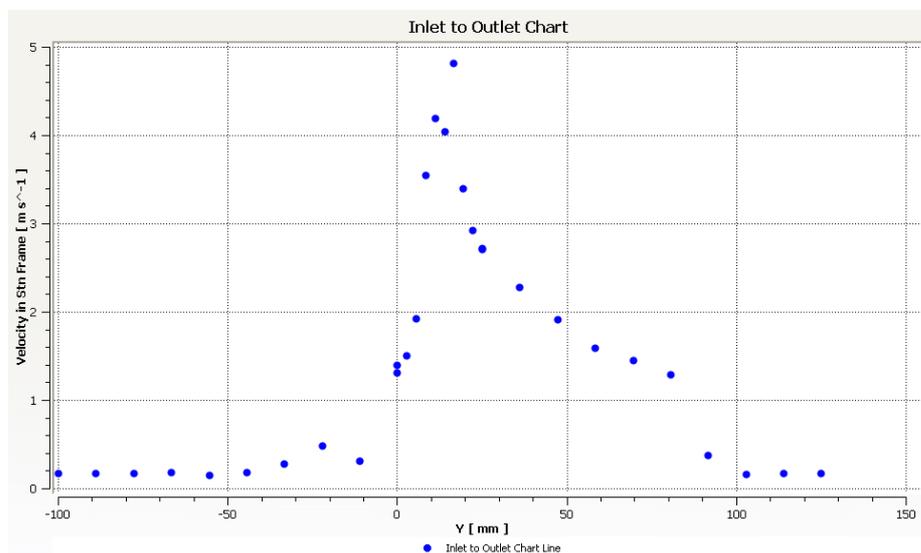


Figura 99. Gráfico da velocidade em função da posição para 6 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 9L/min \\ \omega = 7500rpm \end{cases}$

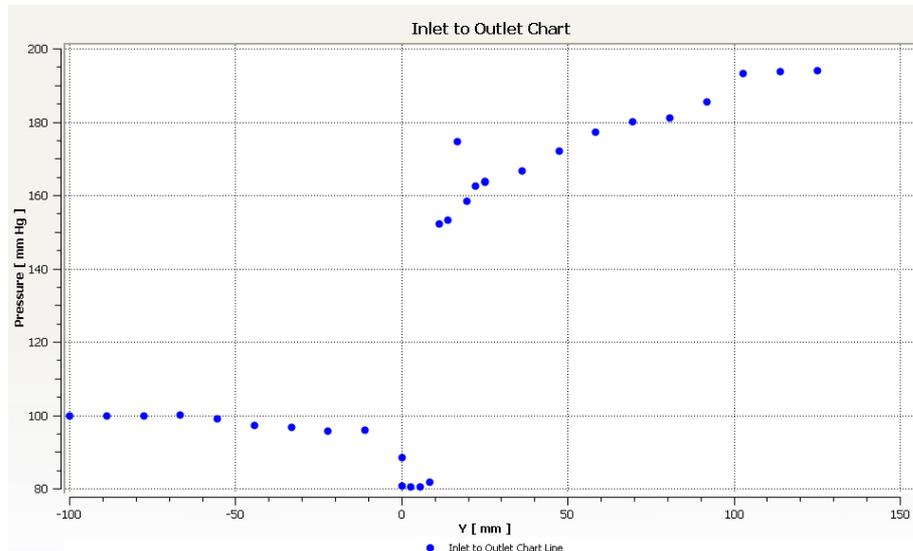


Figura 100. Gráfico de pressão em função da posição para 9 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.

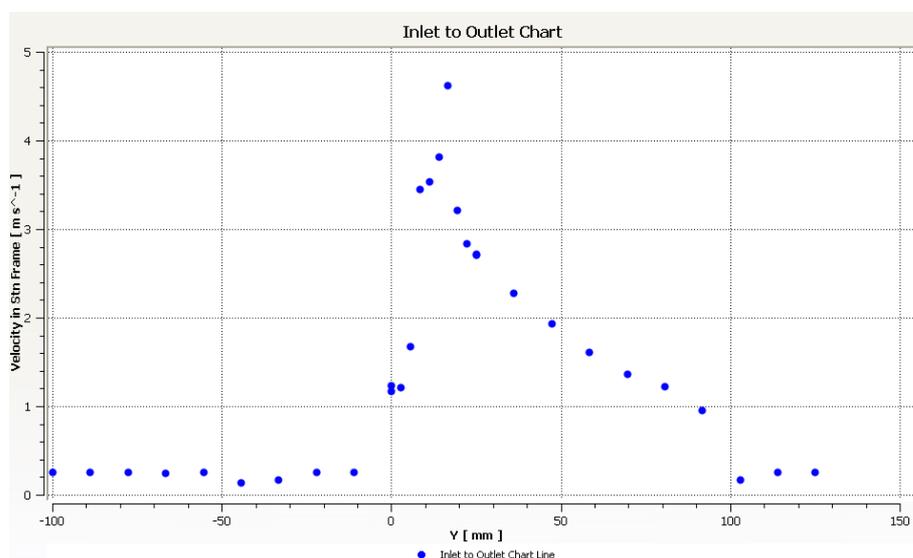


Figura 101. Gráfico da velocidade em função da posição para 9 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.

- Condições de contorno:  $\begin{cases} Q = 12L / \text{min} \\ \omega = 7500\text{rpm} \end{cases}$

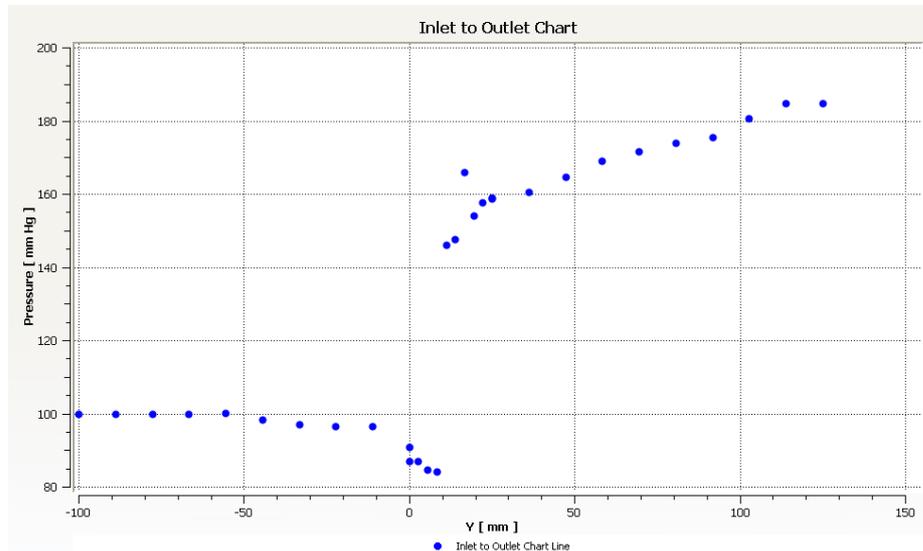


Figura 102. Gráfico de pressão em função da posição para 12 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.

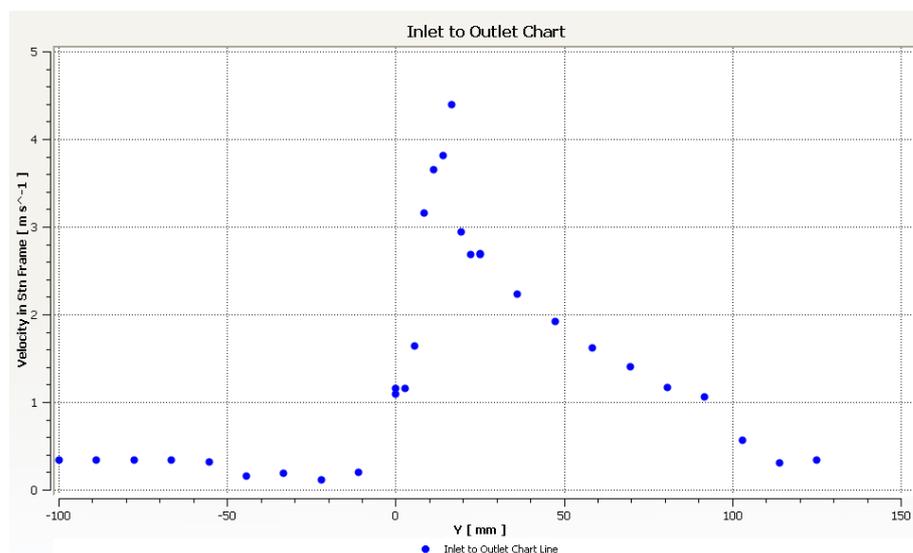


Figura 103. Gráfico da velocidade em função da posição para 12 L/min de vazão e 7500 rpm de rotação.