



**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**  
**“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”**  
Câmpus de Ilha Solteira

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**AVALIAÇÃO DA APLICABILIDADE DE MODELOS HÍBRIDOS NA SIMULAÇÃO  
COMPUTACIONAL DE VÁLVULAS DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO**

**Allan Demétrio Sales de Lima Dias**

Ilha Solteira – SP

2016

**ALLAN DEMÉTRIO SALES DE LIMA DIAS**

# **AVALIAÇÃO DA APLICABILIDADE DE UM MODELO HÍBRIDO NA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE VÁLVULAS DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia - UNESP – Câmpus de Ilha Solteira, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Conhecimento: Ciências Térmicas

**Prof. Dr. JOSÉ LUIZ GASCHE**

Orientador

**Prof. Dr. DOUGLAS DOMINGUES BUENO**

Co-orientador

Ilha Solteira – SP

2016

FICHA CATALOGRÁFICA  
Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

D541a Dias, Allan Demétrio Sales de Lima.  
Avaliação da aplicabilidade de modelos híbridos na simulação  
computacional de válvulas de compressores de refrigeração / Allan Demétrio  
Sales de Lima Dias. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2016  
92 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de  
Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2016

Orientador: José Luiz Gasche  
Co-orientador: Douglas Domingues Bueno  
Inclui bibliografia

1. Simulação numérica. 2. Válvula de compressores. 3. Modelos híbridos. 4.  
Engenharia mecânica.



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Câmpus de Ilha Solteira

**CERTIFICADO DE APROVAÇÃO**

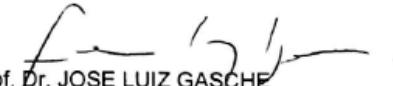
TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: AVALIAÇÃO DA APLICABILIDADE DE MODELOS HÍBRIDOS NA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE VÁLVULAS DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO

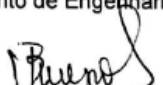
**AUTOR: ALLAN DEMÉTRIO SALES DE LIMA DIAS**


**ORIENTADOR: JOSE LUIZ GASCHE**

**CO-ORIENTADOR: DOUGLAS DOMINGUES BUENO**

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em ENGENHARIA MECÂNICA, área: CIÊNCIAS TÉRMICAS pela Comissão Examinadora:

  
Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE  
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

  
Prof. Dr. JOAO BATISTA CAMPOS SILVA  
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

  
Prof. Dr. JULIO MILITZER  
Mechanical Engineering / Dalhousie University

Ilha Solteira, 30 de agosto de 2016

## Agradecimentos

---

A Deus, pela força espiritual para a realização desse trabalho.

Aos meus pais Vera e Fernando, pelo apoio, compreensão, ajuda, e, em especial, por todo carinho ao longo de todos estes anos.

Aos meus irmãos Ítalo, Guilherme e, principalmente, Cássia, pelo carinho e momentos juntos.

Aos meus colegas de curso, infelizmente não conseguirei citar todos, mas em especial ao André, Iago, Igor, Jeane, Adrielly, Izabela, Madureira e Boccato; a todos meus colegas de república, Samuel, Alexandre, Vinicius, Lucas, Guilherme, Pedro, Gabriel e Bruno; aos meus amigos de Votuporanga, Rodrigo, Hugo, Rafael, Jaqueline, Natalia, Julia e Letícia que tanto me ajudaram, aturaram, me ouviram, me ensinaram a ter paciência, dividiram momentos bons e ruins e por todo o tempo passado junto.

Ao professor Júlio pela orientação, amizade e apoio durante o tempo que estive no Canadá.

Ao professor Douglas e ao Jonatas por toda ajuda neste trabalho.

E finalmente, mas não menos importante ao professor Gasche pela paciência e orientação e ensino durante minha carreira acadêmica.

## RESUMO

---

Na atualidade, um compressor precisa ter elevada eficiência para ser competitivo no mercado. Como o escoamento de refrigerante nas válvulas é uma das maiores fontes de perdas termodinâmicas, melhorias no seu projeto podem aumentar significativamente a eficiência do compressor. Simular computacionalmente válvulas de compressores utilizando modelos tridimensionais completos, além de computacionalmente caro, demanda muito tempo e, por essa razão, pesquisadores buscam metodologias simplificadas para realizar a tarefa de prever a dinâmica das válvulas. Aqui avaliamos a aplicabilidade de um modelo híbrido para simular computacionalmente o comportamento dinâmico de um modelo frequentemente usado como válvula de sucção. Neste modelo, resolvemos o problema do escoamento tridimensional em regime transiente pela válvula aplicando o método de volumes finitos para escoamento compressível e isotérmico e a dinâmica da válvula usando um modelo massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade. Comparamos os resultados do modelo híbrido com aqueles obtidos de um modelo tridimensional completo para a estrutura da válvula usando como parâmetros o tempo de processamento, deslocamento da válvula, força sobre a válvula e distribuições de pressão e de velocidade do escoamento. Validamos os modelos numéricos com resultados experimentais. A boa concordância entre os resultados indicam que a redução de tempo obtida pelo modelo híbrido é pequena (15% em média) e não justifica seu uso.

**Palavras-chave:** Simulação numérica, Válvulas de compressores, Modelos Híbridos, Engenharia mecânica.

## ABSTRACT

---

Currently, a refrigeration compressor must have high efficiency in order to become competitive in the market. Since the refrigerant flow through the valves is one of the largest sources of thermodynamic losses, improvements in their design can significantly increase the compressor efficiency. Computational simulations of compressors valves using - complete three-dimensional models, besides computationally expensive, is time consuming. For this reason, researchers always look for simplified methodologies for predicting the valves dynamics. Here, we evaluate the applicability of a hybrid model to computationally simulate the dynamics of a model frequently used as suction valve. In this model, we solve the problem of the three-dimensional unsteady flow through the valve by applying the finite volume method for compressible and isothermal flow and the dynamics of the valve by using a mass-spring-damper model with one degree of freedom. We compare the results from the hybrid model with those obtained with a complete three-dimensional model for the structure using as parameters the processing time, valve displacement, force acting on the valve, and pressure and velocity fields of the flow. We validate the numerical models with experimental data. The good agreement between the results indicates that the reduction of the processing time obtained by using the hybrid model is small (15% in average) and does not justify its use.

**Keywords:** Numerical simulation, Compressor's valve, Hybrid models, Mechanical engineering.

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1-</b> Representação esquemática dos componentes do sistema de refrigeração	14
<b>Figura 2-</b> Representação simplificada de um compressor alternativo	15
<b>Figura 3-</b> Distribuição de perdas para um compressor hermético	16
<b>Figura 4-</b> Modelo geométrico do problema estudado	18
<b>Figura 5-</b> Bancada experimental de Arantes (2013)	19
<b>Figura 6-</b> Malha computacional utilizada para o escoamento: (a) Vista isométrica; (b) Corte no plano A1	21
<b>Figura 7-</b> Malha computacional utilizada para a estrutura	23
<b>Figura 8-</b> Representação esquemática dos modelos simplificados para a válvula	24
<b>Figura 9-</b> Área adotada para o cálculo da força induzida pelo escoamento	24
<b>Figura 10-</b> Fluxograma do acoplamento Fortran-CFX	28
<b>Figura 11-</b> Pontos de referência para o deslocamento da válvula	29
<b>Figura 12-</b> Malhas utilizadas durante o teste de independência de malha	31
<b>Figura 13-</b> Análise de independência da malha- Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; $Re=10.000$ ; Referência 2.	32
<b>Figura 14-</b> Análise de independência da malha- Força atuante na válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; $Re=10.000$ .	32
<b>Figura 15-</b> Análise de independência do passo de tempo- Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; $Re=4.000$ ; Referência 2	34
<b>Figura 16-</b> Análise de independência do passo de tempo- Força atuante na válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; $Re=4.000$	35
<b>Figura 17-</b> Análise de independência do passo de tempo- Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Híbrido, Modelo 1 $Re=10.000$ ; Referência 2	35
<b>Figura 18-</b> Análise de independência do passo de tempo- Força atuante na válvula em relação ao tempo; Híbrido; Modelo 1 $Re=10.000$	36
<b>Figura 19-</b> Validação experimental - Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; $Re=10.000$ ; Referência 1	37
<b>Figura 20-</b> Validação experimental - Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; $Re=6.000$ ; Referência 1	38
<b>Figura 21-</b> Validação experimental - Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; $Re=6.000$ ; Referência 2	38
<b>Figura 22-</b> Resultados no domínio da frequência para $Re=6000$	39
<b>Figura 23-</b> Análise paramétrica: Rigidez do material - Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; $Re=6.000$ ; Referência 1	40
<b>Figura 24-</b> Análise paramétrica: Rigidez do material - Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; $Re=6.000$ ; Referência 2	40
<b>Figura 25-</b> Resultados no domínio da frequência para $Re=6000$ ; primeira análise paramétrica	41
<b>Figura 26-</b> Posição do engaste, representada pela linha E1: a) no domínio do escoamento; b) no domínio da estrutura	42

<b>Figura 27</b> -Análise paramétrica: posição do engaste - Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; Re=6.000; Referência 1 .....	42
<b>Figura 28</b> -Análise paramétrica: posição do engaste - Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; Re=6.000; Referência 2 .....	43
<b>Figura 29</b> -Resultados no domínio da frequência para Re=6000; primeira análise paramétrica .....	43
<b>Figura 30</b> -Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Referência 1- a) Re=4.000 b) Re=10.000 .....	46
<b>Figura 31</b> -Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Referência 2 - a) Re=4.000 b) Re=10.000 .....	47
<b>Figura 32</b> - Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Referência 3 - a) Re=4.000 b) Re=10.000 .....	48
<b>Figura 33</b> - Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Resultados no domínio da frequência - a) Re=4.000 b) Re=10.000 .....	49
<b>Figura 34</b> -Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: vista em corte, no momento de máxima abertura - a) Re=4.000 b) Re=10.000 .....	50
<b>Figura 35</b> -Representação dos planos de corte, usados para avaliar os campos de pressão e velocidade .....	51
<b>Figura 36</b> -Comparação dos campos de pressão: Re=4.000; plano de corte A1 .....	51
<b>Figura 37</b> -Comparação dos campos de pressão: Re=4.000; plano de corte A2 .....	52
<b>Figura 38</b> -Comparação dos campos de velocidade: Re=4.000; plano de corte A1 .....	52
<b>Figura 39</b> -Comparação dos campos de velocidade: Re=4.000; plano de corte A2 .....	53
<b>Figura 40</b> -Comparação dos campos de pressão: Re=10.000; plano de corte A1 .....	53
<b>Figura 41</b> - Comparação dos campos de pressão: Re=10.000; plano de corte A2 .....	54
<b>Figura 42</b> -Comparação dos campos de velocidade: Re=10.000; plano de corte A1 .....	54
<b>Figura 43</b> -Comparação dos campos de velocidade: Re=10.000; plano de corte A2 .....	55
<b>Figura 44</b> -Eixos utilizados como base para os dados de pressão sobre a válvula.....	56
<b>Figura 45</b> -Campo de pressão atuando sobre a válvula; Re=4000 .....	56
<b>Figura 46</b> -Campo de pressão atuando sobre a válvula; Re=10000 .....	56
<b>Figura 47</b> -pressão atuando sobre a válvula ao longo do eixo x; a) Re=4.000 b) Re=10.000 .....	57
<b>Figura 48</b> -Pressão atuando sobre a válvula ao longo do eixo z; a) Re=4.000 b) Re=10.000 .....	57
<b>Figura 49</b> -Deslocamento durante o fechamento da válvula .....	59
<b>Figura 50</b> -Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: força atuante na válvula em função do tempo - a) Re=4.000 b) Re=10.000 .....	59
<b>Figura 51</b> -Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: diferença de pressão entre entrada e o ambiente em função do tempo - a) Re=4.000 b) Re=10.000 .....	60
<b>Figura 52</b> -fluxograma da solução de equações lineares usada pelo CFX .....	70
<b>Figura 53</b> -Princípio de amortecimento de Rayleigh .....	73
<b>Figura 54</b> -Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Referência1- a) Re=6.000 b) Re=15.000 .....	80

<b>Figura 55</b> -Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Referência2 - a) $Re=6.000$ b) $Re=15.000$ .....	81
<b>Figura 56</b> -Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Referência 3 - a) $Re=6.000$ b) $Re=15.000$ .....	82
<b>Figura 57</b> -Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Resultados no domínio da frequência - a) $Re=6.000$ b) $Re=15.000$ .....	83
<b>Figura 58</b> -Comparação dos campos de pressão: $Re=6.000$ ; plano de corte A1 .....	84
<b>Figura 59</b> -Comparação dos campos de pressão: $Re=6.000$ ; plano de corte A2 .....	84
<b>Figura 60</b> -Comparação dos campos de velocidade: $Re=6.000$ ; plano de corte A1 .....	85
<b>Figura 61</b> -Comparação dos campos de velocidade: $Re=6.000$ ; plano de corte A2.....	85
<b>Figura 62</b> -Comparação dos campos de pressão: $Re=15.000$ ; plano de corte A1 .....	86
<b>Figura 63</b> -Comparação dos campos de pressão: $Re=15.000$ ; plano de corte A2 .....	86
<b>Figura 64</b> -Comparação dos campos de velocidade: $Re=15.000$ ; plano de corte A1 ...	87
<b>Figura 65</b> -Comparação dos campos de velocidade: $Re=15.000$ ; plano de corte A2...	87
<b>Figura 66</b> -Campo de pressão atuando sobre a válvula; $Re=6000$ .....	88
<b>Figura 67</b> -Campo de pressão atuando sobre a válvula; $Re=15000$ .....	88
<b>Figura 68</b> -pressão atuando sobre a válvula ao longo do eixo x; a) $Re=6.000$ b) $Re=15.000$ .....	89
<b>Figura 69</b> -pressão atuando sobre a válvula ao longo do eixo z; a) $Re=6.000$ b) $Re=15.000$ .....	90
<b>Figura 70</b> -Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: força atuante na válvula em função do tempo - a) $Re=6.000$ b) $Re=15.000$ .....	91
<b>Figura 71</b> -Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: diferença de pressão entre entrada e o ambiente em função do tempo - a) $Re=6.000$ b) $Re=15.000$ .....	92

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1-</b> Resultado da análise modal da válvula.(Modificar o formato de todas as tabelas, como discutimos) .....	25
<b>Tabela 2-</b> Análise de independência da malha - Comparação dos tempos de simulação .....	33
<b>Tabela 3-</b> Análise de independência do passo de tempo - Comparação dos tempos de simulação; Modelo 3D; Re=4.000. ....	34
<b>Tabela 4-</b> Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: tempo de simulação; Re=4.000. ....	61
<b>Tabela 5-</b> Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: tempo de simulação; Re=6.000 .....	61
<b>Tabela 6-</b> Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: tempo de simulação; Re=10.000 .....	62
<b>Tabela 7-</b> Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: tempo de simulação; Re=15.000 .....	62

## LISTA DE SÍMBOLOS

$F$	Força na superfície da válvula	[N]
$M_e$	Momento gerado pela força aplicada na válvula	[N.m]
$p$	Pressão	[Pa]
$\rho$	Densidade do fluido	[kg/m <sup>3</sup> ]
$u$	Velocidade do escoamento	[m/s]
$\nu$	Viscosidade cinemática do fluido	[m <sup>2</sup> /s]
$A$	Área considerada para o cálculo da força	[m <sup>2</sup> ]
$y$	Deslocamento linear da válvula	[m]
$\theta$	Deslocamento angular da válvula	[rad]
$M$	Massa aparente da válvula	[kg]
$C$	Coefficiente de amortecimento da válvula	[N.s/m]
$k$	Rigidez da válvula	[N/m]
$J$	Momento de inércia polar da válvula	[m <sup>4</sup> ]
$I$	Momento de inercia de área da válvula	[kg.m <sup>2</sup> ]
$a$	Distância entre o engaste da válvula e o ponto de aplicação da força	[m]
$E$	Módulo de elasticidade do material da válvula	[Pa]

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
1.1	O sistema de refrigeração por compressão de vapor.....	13
1.2	O compressor .....	14
1.3	Metodologias para estudo de válvulas de compressores .....	16
<b>2</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>18</b>
2.1	Modelo tridimensional.....	20
2.1.1	Resolução do Problema do Escoamento.....	20
2.1.2	Resolução do Problema Estrutural .....	22
2.2	Modelos Híbridos .....	23
2.3	Método de análise dos resultados .....	29
<b>3</b>	<b>VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA NUMÉRICA .....</b>	<b>30</b>
3.1	Malha espacial .....	30
3.2	Malha temporal (intervalo de tempo) .....	33
3.3	Comparação entre os resultados numéricos e experimentais.....	36
3.4	Análise Paramétrica .....	39
<b>4</b>	<b>RESULTADOS DOS MODELOS HÍBRIDOS .....</b>	<b>45</b>
4.1	Deslocamento da válvula.....	45
4.2	Campos de Velocidade e Pressão.....	50
4.3	Pressão Atuando na Válvula.....	55
4.4	Força e queda de pressão.....	58
4.5	Tempo computacional.....	61
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>63</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>Erro! Indicador não definido.</b>
	<b>Apêndice A- Detalhes dos métodos utilizados no modelo tridimensional .....</b>	<b>68</b>
A.1-	Método de Solução para um sistema de equações acopladas .....	68
A.2-	Tratamento dos termos difusivos .....	71
A.3-	Tratamento dos termos convectivos .....	72
A.4-	Cálculo dos coeficientes Alpha e Beta para a matriz de amortecimento .....	73
A.5-	Método de Integração no tempo, HHT- $\alpha$ generalizado.....	74
	<b>Apêndice B- Algoritmos dos modelos híbridos.....</b>	<b>76</b>

<b>Apêndice C- Resultados das simulações para os números de Reynolds de 6000 e 15000</b>	<b>80</b>
<b>C.1 - Deslocamento da válvula</b>	<b>80</b>
<b>C.2- Campos de Velocidade e Pressão</b>	<b>84</b>
<b>C.3- Pressão Atuando na Válvula</b>	<b>88</b>
<b>C.4- Força e queda de pressão</b>	<b>91</b>

## 1 INTRODUÇÃO

---

Nos primeiros estágios do desenvolvimento da refrigeração mecânica, os equipamentos usados eram demasiadamente grandes, pouco eficientes e suas aplicações se restringiam basicamente à fabricação de gelo e grandes depósitos de armazenamento. Porém durante as últimas décadas, os sistemas de refrigeração aumentaram em importância e aplicações, sendo atualmente indispensáveis para a sociedade. (SALINAS, 2001)

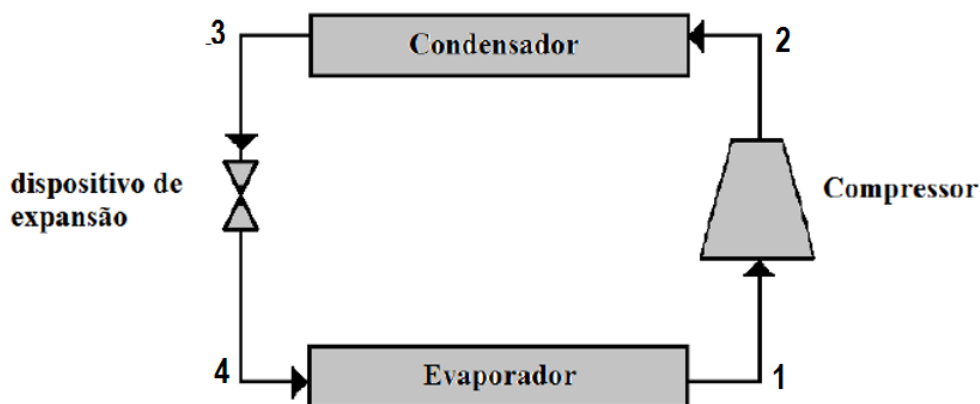
### 1.1 O sistema de refrigeração por compressão de vapor

A maioria dos sistemas de refrigeração atuais utiliza o método de compressão de vapor, onde o efeito de refrigeração é produzido pela retirada de calor do ambiente devido à evaporação do fluido refrigerante a baixa temperatura e pressão dentro de um circuito fechado (ROVARIS, 2004). Uma representação desse sistema de refrigeração é mostrada na Figura 1. No processo 1-2, o fluido de trabalho, na forma de vapor superaquecido, escoar pelo compressor e tem a sua pressão e temperatura elevadas. No processo 2-3 o vapor escoar pelo condensador, transferindo energia para o meio e condensando-se durante o processo. No processo 3-4 o fluido de trabalho escoar por um dispositivo de expansão e se transforma em uma mistura de líquido e vapor em baixa temperatura e pressão. Por fim, no processo 4-1, esta mistura escoar pelo evaporador, absorvendo energia do espaço a ser refrigerado.

Uma característica importante do funcionamento deste sistema de refrigeração é a interdependência entre os processos que ocorrem em cada um dos seus componentes, o que faz com que o desempenho global do sistema dependa do desempenho individual de cada um dos componentes (STOECKER; JONES, 1985). Portanto, a melhoria no desempenho de qualquer um dos componentes tende a aumentar o desempenho do sistema. Os compressores usados em sistemas de refrigeração de pequeno e médio

portes tem uma importância especial por apresentarem elevadas irreversibilidades em relação aos demais componentes.

Figura 1- Representação esquemática dos componentes do sistema de refrigeração



Fonte: Próprio autor

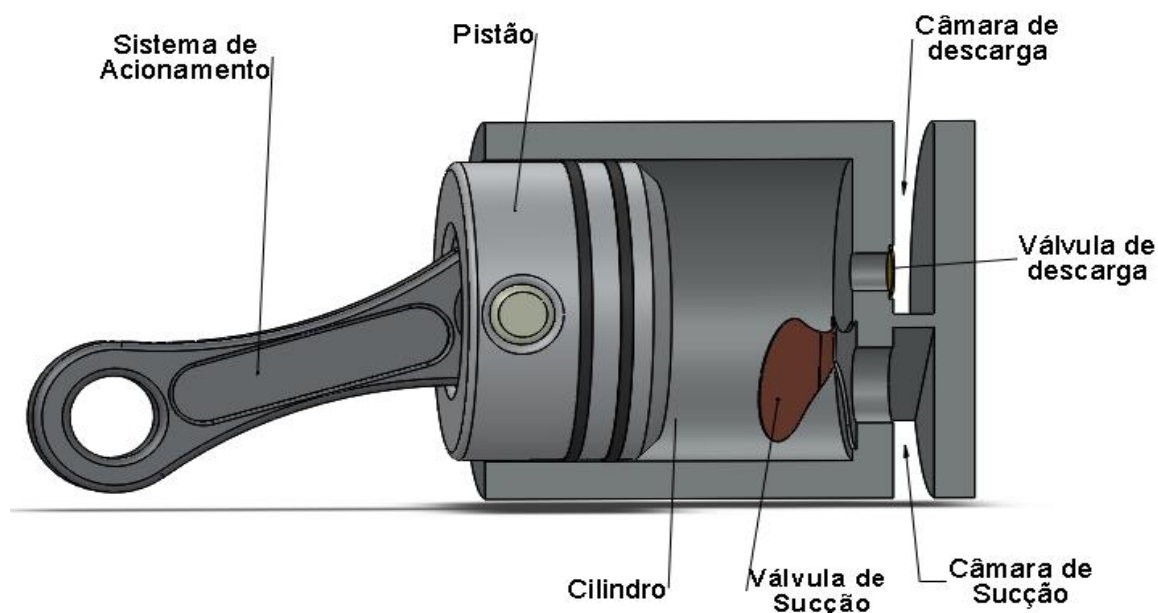
## 1.2 O compressor

O compressor tem por finalidade fornecer trabalho ao fluido refrigerante para estabelecer a diferença de pressão necessária entre o evaporador e o condensador. Nos sistemas de refrigeração domésticos atuais, o tipo de compressor mais utilizado é o alternativo. O esquema de um compressor alternativo é ilustrado na Figura 2, incluindo o sistema de acionamento, o pistão, o cilindro, o sistema de válvulas e as câmaras de sucção e de descarga. O movimento alternado do pistão promove a sucção do fluido refrigerante (vapor) quando o pistão se desloca em um dos sentidos e o comprime quando o pistão se desloca no sentido contrário. O sistema de válvulas (sucção e descarga) é o responsável pelo controle da abertura e fechamento dos orifícios de sucção e descarga.

Com a crescente limitação na disponibilidade energética em nível mundial é cada vez mais importante que estes equipamentos tenham a maior eficiência possível. Além disso, em função do crescimento da consciência ambiental dos consumidores, o

aumento da eficiência desses equipamentos é também de fundamental importância para torná-los competitivos no mercado (SOUTO, 2002).

Figura 2- Representação simplificada de um compressor alternativo

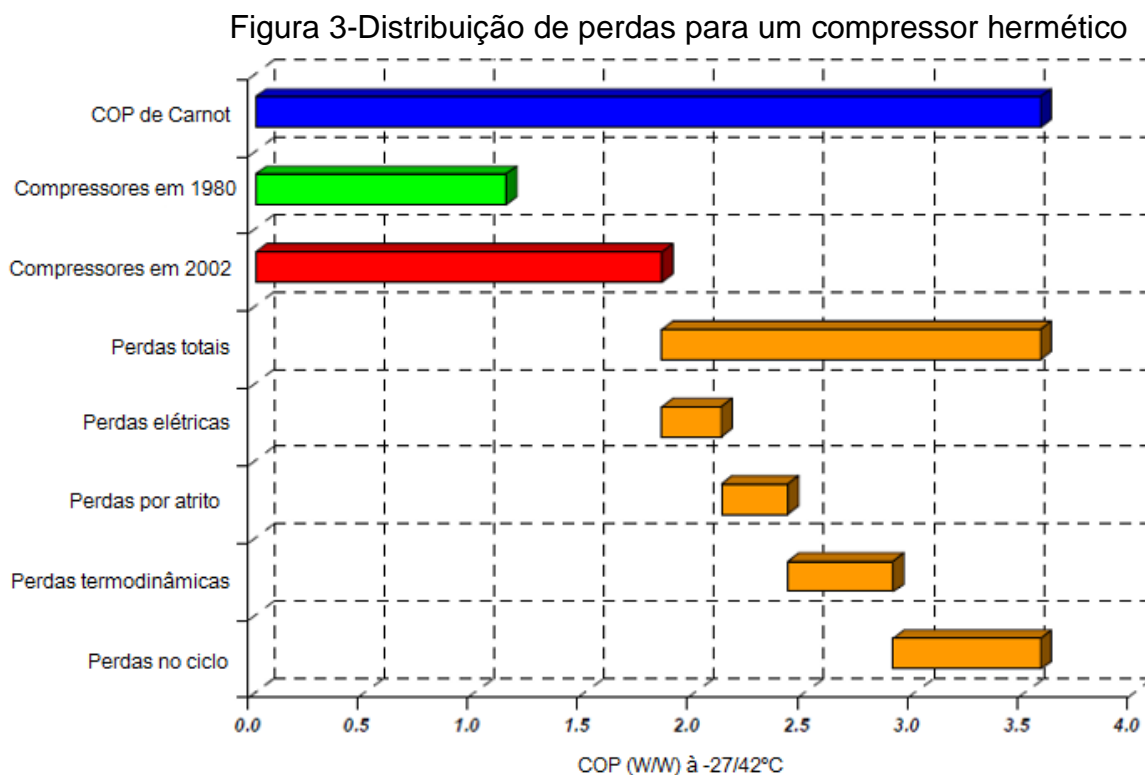


Fonte: Próprio Autor

Possamai e Todescat (2004) apontaram que a eficiência de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor era aproximadamente 35% da eficiência do ciclo de Carnot. Segundo os autores, em um período de 20 anos (aproximadamente de 1980 a 2004), houve um aumento de aproximadamente 60% na eficiência dos compressores, mas mesmo assim, apenas cerca de 50% da eficiência do ciclo ideal de Carnot havia sido atingida. Eles elaboraram um mapa de perdas (Figura 3), que foram divididas em perdas de ciclo e perdas do compressor, que por sua vez foram subdivididas em perdas termodinâmicas, perdas por atrito e perdas elétricas.

As perdas termodinâmicas representam cerca de 30% das perdas totais do ciclo de refrigeração. Considerando que as perdas nos escoamentos através das válvulas do compressor podem representar cerca de 47% das perdas termodinâmicas (RIBAS et al., 2010), a eficiência de um compressor depende significativamente da eficiência do sistema de válvulas e que melhorias no seu projeto podem aumentar a eficiência dos compressores.

Otimizar o sistema de válvulas, entretanto, não é um trabalho fácil. Os escoamentos são pulsáteis, altamente turbulentos, compressíveis, com rápidos transientes e ainda contam com a presença de interação fluido-estrutura (FSI) em fronteiras móveis, tornando o projeto deste dispositivo uma tarefa complexa.



Fonte: Adaptado de Possamai e Todescat (2004)

### 1.3 Metodologias para estudo de válvulas de compressores

Diversas metodologias foram propostas ao longo dos anos para estudar válvulas de compressores. As primeiras abordagens utilizavam metodologias unidimensionais (COSTAGLIOLA 1950; TRELLA; SOEDEL,1974; USSYK, 1984); trabalhos com metodologias mais complexas, naquela época, eram limitados pela tecnologia existente.

Durante a última década, várias metodologias numéricas foram propostas para solucionar o problema da dinâmica de válvulas considerando a interação fluido-estrutura em sua forma mais completa – modelando o domínio do escoamento e da estrutura como

tridimensionais - (KIN et al, 2008; ESTRUCH et al, 2014; SILVA; ARCENO, 2014; TAN et al, 2014; WU; WANG, 2014). Usando este tipo de modelo, podemos obter características detalhadas tanto do campo de escoamento como do campo de tensão estrutural, o que pode ser muito útil para a compreensão das razões das perdas termodinâmicas. A principal desvantagem desta modelagem é o elevado custo computacional, principalmente quando usada como ferramenta de otimização, em que diversas propostas de projeto devem ser avaliadas.

Modelos híbridos, em que o escoamento ou a dinâmica da estrutura é modelada de forma simplificada, podem diminuir o custo computacional. No entanto, os modelos atuais (KINJO *et al.*, 2010;. MISTRY *et al.*, 2012;. MAYER *et al.*, 2014; YOSHIZUMI *et al.*, 2014;. DING e GAO, 2014), não fornecem resultados detalhados do escoamento pois se preocupam, principalmente, com parâmetros globais do ciclo do compressor. Em alguns casos, ainda, necessitam-se de informações adicionais (tais como área efetiva de força e escoamento), provenientes de outros resultados, numéricos ou experimentais, a fim de completar os modelos pois estes simplificam a geometria da válvula (BRANCHER E DESCHAMPS, 2014; MATOS *et al.*, 2006; PEREIRA *et al.*, 2008; PEREIRA *et al.*, 2012).

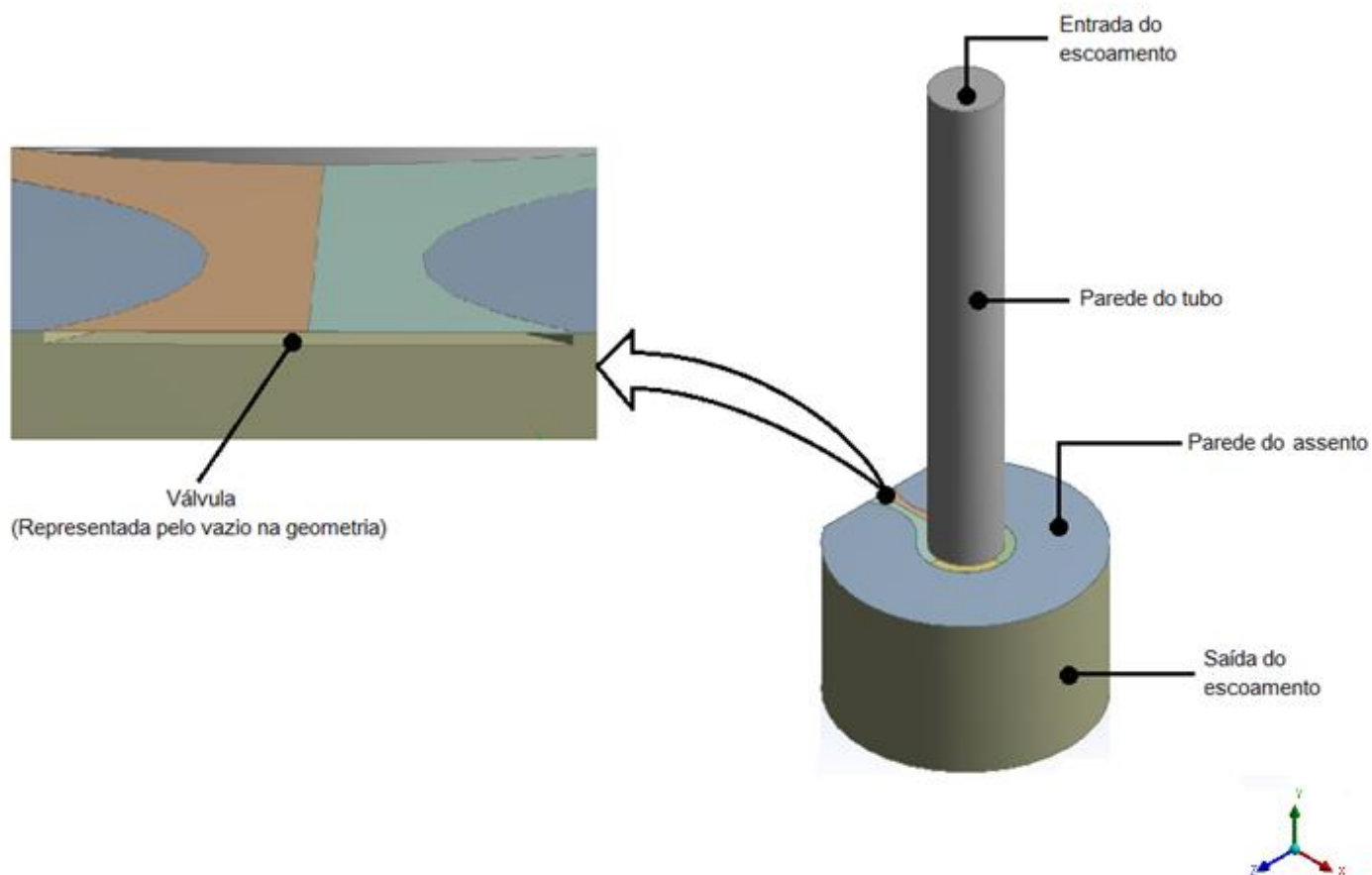
Apresentamos aqui três metodologias para simular o escoamento em uma geometria real, geralmente usada em válvulas de sucção. Na primeira metodologia, consideramos uma solução completamente tridimensional, tanto para o escoamento quanto para a dinâmica estrutural. Nas outras duas metodologias, consideramos o mesmo modelo para o escoamento, mas um modelo simplificado para resolver a dinâmica estrutural, usando uma abordagem unidimensional, conservando a geometria da válvula e com um grau de liberdade, modelos denominados de híbridos. O modelo tridimensional é validado por resultados experimentais para a abertura da válvula. Os modelos híbridos são, então, comparados com o modelo tridimensional afim de avaliar qual metodologia é mais adequada para fins de otimização em aplicações industriais.

## 2 METODOLOGIA

---

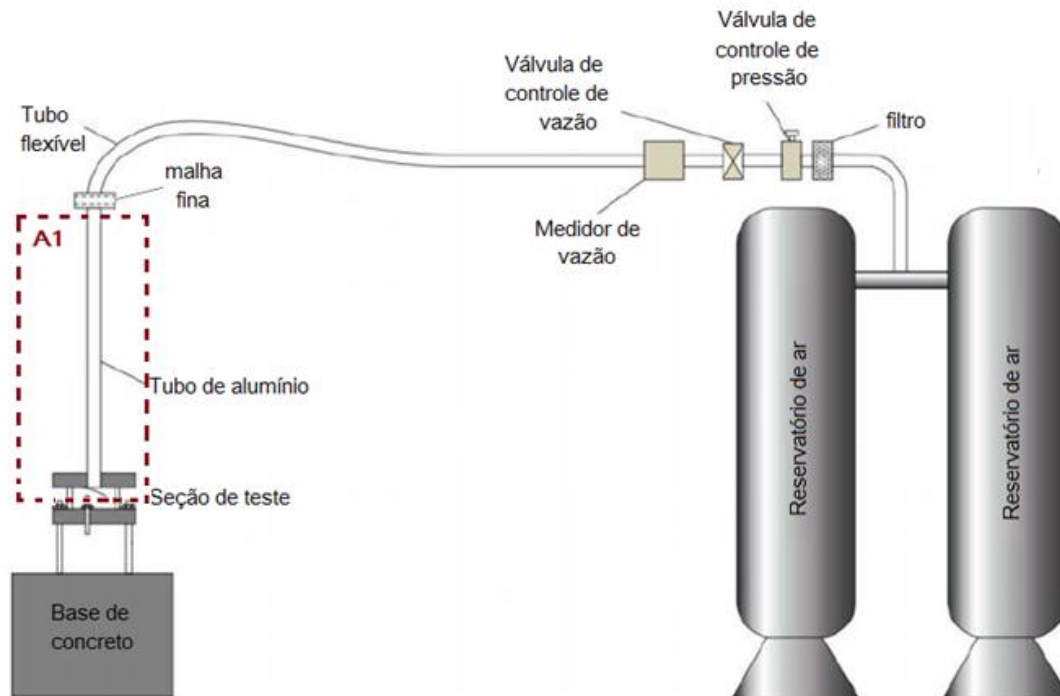
Para simular o problema de interação fluido estrutura em um modelo de válvula de sucção utilizamos a geometria da Figura 4. Esta geometria representa a secção de teste da bancada experimental (região A1) utilizada no trabalho de Arantes (2013), apresentada na Figura 5.

Figura 4-Modelo geométrico do problema estudado



Fonte: Próprio Autor

Figura 5-Bancada experimental de Arantes (2013)



Fonte: Adaptado de Arantes (2013)

As equações governantes para um escoamento compressível são dadas pela equação da conservação da massa, equação da quantidade de movimento, equação da conservação da energia e uma equação de estado. Considerando o escoamento isotérmico de um fluido Newtoniano se comportando como gás ideal, as equações que governam o problema podem ser escritas por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left( \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \vec{\nabla} \vec{u} \right) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \left[ \left( \lambda - \frac{2}{3} \mu \right) \vec{\nabla} \cdot \vec{u} \right] + \vec{\nabla} \cdot [\mu (\vec{\nabla} \vec{u} + \vec{\nabla}^T \vec{u})] \quad (2)$$

$$p = \rho RT \quad (3)$$

As seguintes condições de contorno foram usadas:

- Entrada do escoamento pelo tubo: vazão prescrita, baseada no número de Reynolds do escoamento no tubo;
- Condição de saída do escoamento para o ambiente: pressão relativa nula;
- Condição de contorno nas paredes do tubo e superfícies da válvula: componentes de velocidade nulas.

## 2.1 Modelo tridimensional

### 2.1.1 Resolução do Problema do Escoamento

No modelo tridimensional, as soluções das equações governantes do escoamento, Equações (1) a (3), são obtidas com o código comercial ANSYS CFX®, que utiliza o método de volumes finitos (FVM) para integrar as equações governantes e as condições de contorno em um número de volumes de controle discretos. O ANSYS CFX® utiliza um *solver* acoplado, ou seja, resolve as equações governantes (para  $u$ ,  $v$ ,  $w$  e  $p$ ) em um único sistema de equações. Essa abordagem utiliza uma discretização das equações completamente implícita para um dado passo de tempo. Este método, quando comparado com métodos segregados, apresenta uma maior eficiência, robustez e simplicidade, porém em contrapartida, necessita de uma quantidade de memória muito maior.

Neste código, os termos difusivos são discretizados por meio de uma função linear utilizando as funções de forma, tal como uma abordagem padrão de elementos finitos e, para a discretização dos termos convectivos, usamos um esquema de interpolação chamado de *High Resolution Scheme*.

O modelo de turbulência utilizado foi o  $k - \omega$  *Shear-Stress-Transport* (SST). Com este modelo é possível prever o aparecimento e a quantidade de separações de escoamentos sob gradientes adversos de pressão, que são características presentes no escoamento em válvulas.

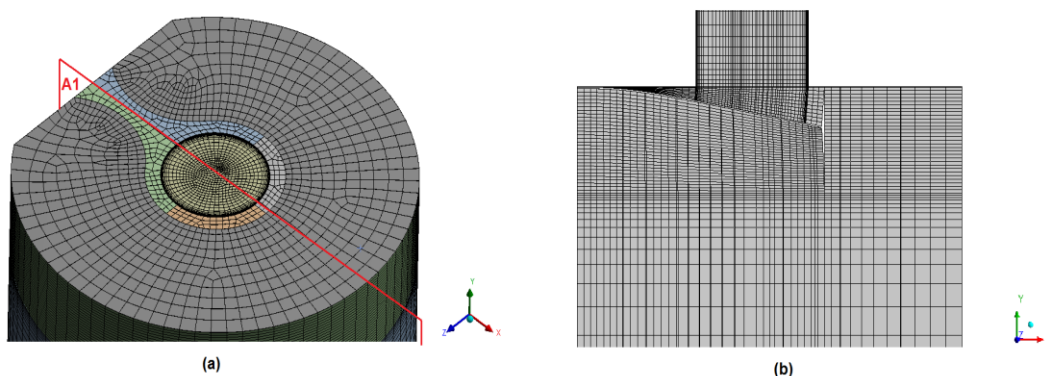
O critério de convergência adotado para cada variável foi de  $10^{-5}$  para o resíduo normalizado, definido pela seguinte equação:

$$[\tilde{r}_\varphi] = \frac{[r_\varphi]}{a_p \Delta_\varphi} \quad (4)$$

onde:  $r_\varphi$  é o resíduo bruto,  $a_p$  é um coeficiente representativo do volume de controle que inclui termos difusivos, convectivos e termos fontes de linearização,  $\Delta_\varphi$  é um termo representativo da amplitude da variável no domínio. A forma exata para o cálculo de  $a_p$  e  $\Delta_\varphi$  não são disponibilizadas pela ANSYS, em seu manual.

A Figura 6 mostra a malha adotada no processo de discretização do domínio computacional para o escoamento. Para o caso estudado, é muito importante que a malha seja refinada na região próxima a válvula, pois é nesta região que ocorrem os maiores gradientes das componentes de velocidade e de pressão. A malha apresentada contém, aproximadamente, 137.000 volumes de controle e 154.000 nós. Durante o processo de estudo de convergência de malha, variamos o número de volumes na direção y e também na direção x, principalmente na região logo acima da válvula.

Figura 6-Malha computacional utilizada para o escoamento: (a) Vista isométrica; (b) Corte no plano A1



Fonte: Próprio Autor

### 2.1.2 Resolução do Problema Estrutural

A solução da equação governante da estrutura é obtida pelo código comercial ANSYS MECHANICAL® utilizando o método de elementos finitos (FEM). Neste caso, a equação governante é a equação da segunda Lei de Newton:

$$[M]\{\ddot{y}(t)\} + [C]\{\dot{y}(t)\} + [K]\{y(t)\} = \{F(t)\} \quad (5)$$

onde  $[M]$ ;  $[C]$  e  $[K]$  são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, respectivamente, obtidas do modelo da estrutura pelo método de elementos finitos;  $y(t)$  é o deslocamento vertical de cada elemento em função do tempo e  $F(t)$  é a força distribuída sobre a válvula (proveniente da simulação do escoamento).

A matriz de amortecimento é constituída por como uma proporção das matrizes de massa e rigidez. Esta ponderação permite que o a solução da Equação (5) possa ser resolvida como um problema de autovalores e autovetores, simplificando o uso de memória e, conseqüentemente, reduzindo o custo e o tempo computacionais:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (6)$$

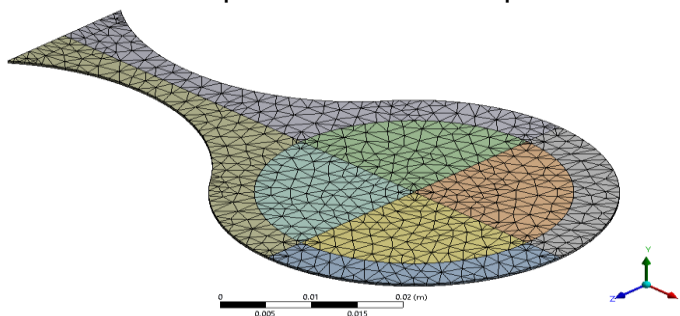
onde  $\alpha = 3,62$  e  $\beta = 7,7033 \cdot 10^{-6}$ . O cálculo destes valores depende da análise modal e da razão entre o amortecimento efetivo e o amortecimento crítico ( $\xi$ ) - para este trabalho adotamos  $\xi = 0,1$ . A metodologia utilizada no cálculo de  $\alpha$  e  $\beta$  encontra-se no Apêndice A.

Para resolver a Equação (5), utilizamos o método de integração HHT- $\alpha$  generalizado, usado para análises implícitas transientes.

A Figura 7 mostra o aspecto da malha adotada no processo de discretização do domínio computacional estrutural da válvula. A malha apresentada contém 5.600 elementos (código do elemento no Mechanical: solid186) e 15.500 nós. Durante o processo de estudo de convergência de malha, não variamos o número de elementos da estrutura.

Para que o processo de acoplamento entre os dois programas utilizados para resolver o escoamento e a estrutura não se torne excessivamente iterativo em cada passo de tempo, primeiramente resolvemos o escoamento e, somente após sua convergência, os dados são transferidos para a resolução do problema da estrutura.

Figura 7-Malha computacional utilizada para a estrutura



Fonte: Próprio Autor

O modelo de impacto entre a válvula e o assento superior utilizado foi o chamado *frictionless*. Este modelo prevê condições de impacto elástico quando o modelo é livre de amortecimento.

Detalhes dos métodos utilizados no modelo tridimensional, tanto na resolução do escoamento como do problema estrutural encontram-se no Apêndice A.

## 2.2 Modelos Híbridos

Para os modelos híbridos, a metodologia de resolução do problema do escoamento foi a mesma usada no modelo tridimensional completo.

### Resolução do Problema Estrutural

A solução da equação governante da dinâmica da válvula foi obtida por um código desenvolvido em FORTRAN e implementado no código CFX.

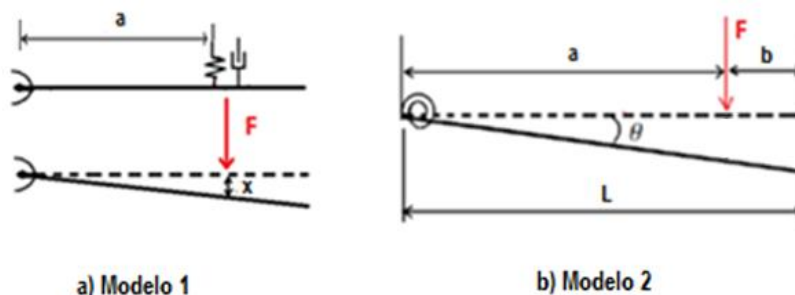
Utilizamos dois modelos híbridos para resolver o problema. Mantivemos a geometria real da válvula, porém a dinâmica de seu movimento foi simplificada (Figuras 8-a e 8-b). No modelo 1, o deslocamento da válvula foi calculado usando um modelo

massa-mola-amortecimento de um grau de liberdade, no qual as forças foram concentradas em um ponto localizado a uma distância ( $a$ ) do engaste. No modelo 2, o mesmo modelo massa-mola-amortecimento de um grau de liberdade foi utilizado considerando as forças atuando no mesmo ponto do modelo 1 (distância  $a$ ), porém o deslocamento é calculado com base no ângulo  $\theta$  devido a uma mola de torção colocada no ponto de engaste.

A força induzida pelo escoamento,  $F$ , é dada pela Equação (7), porém a área adotada no cálculo da força é corresponde somente à parte destacada na Figura 9 e o ponto de aplicação (distância  $a$ ) é o centroide dessa área, ou seja,  $a=55,5\text{mm}$ .

$$F = \int_A p \, dA \quad (7)$$

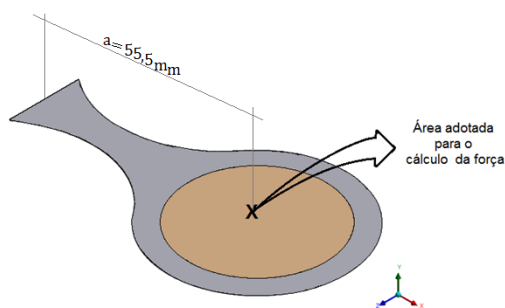
Figura 8-Representação esquemática dos modelos simplificados para a válvula



Fonte: Próprio Autor

Adotamos um modelo de impacto inelástico entre a válvula e o assento superior, ou seja, quando a válvula retorna à posição inicial (válvula completamente fechada) sua velocidade é prescrita como sendo nula.

Figura 9-Área adotada para o cálculo da força induzida pelo escoamento



Fonte: Próprio Autor

## Metodologia de solução para o Modelo 1

Como a estrutura não se deforma, o movimento da válvula fica restrito ao deslocamento do sistema massa-mola-amortecedor, descrito pela Equação (8)

$$m_{eq}\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F \quad (8)$$

onde,  $m_{eq}$  é a massa da válvula, medida experimentalmente;  $c$  é o coeficiente de amortecimento, adotado como 10% do amortecimento crítico ( $c = 0,1(2m_{eq}\omega_n)$ );  $k$  é a rigidez equivalente da válvula, calculada com base na frequência natural ( $k = m_{eq}\omega_n^2$ ). A frequência natural (Tabela 1) foi obtida por análise modal realizada no ANSYS MECHANICAL®. Nos modelos híbridos adotamos a primeira frequência natural da válvula.

Tabela 1- Resultado da análise modal da válvula.

Modo	Frequência (Hz)
1	31,2
2	136,4
3	329,4
4	640,9
5	1009,0
6	1067,8

Fonte: Próprio Autor

Para evitar o processo iterativo no tempo, denominado de acoplamento fraco, a força  $F$  foi considerada constante no pequeno intervalo de tempo adotado. Com isto, a Equação (8) tem a seguinte solução analítica (KREYSZIG, 1993):

$$y = e^{-\alpha^*\Delta t} \left[ y_c \cos(\omega^*\Delta t) + \frac{\alpha^*y_c - \dot{y}^0}{\omega^*} \text{sen}(\omega^*\Delta t) \right] + \frac{F}{k} \quad (9)$$

onde,  $\alpha^*$ ,  $\omega^*$  e  $x_c$  são coeficientes dados por:

$$\alpha^* = \frac{C}{2M}, \quad \omega^* = \frac{\sqrt{4Mk - C^2}}{2M} \quad \text{e} \quad y_c = y^0 - \frac{F}{k}. \quad (10)$$

Os termos  $y^0$  e  $\dot{y}^0$  são o afastamento e a velocidade da válvula no instante de tempo anterior.

## Solução para o Modelo 2

Neste modelo, a válvula também se movimenta de forma rígida e a dinâmica de seu movimento é descrita pela Equação (11).

$$J\ddot{\theta} + C_T\dot{\theta} + k_T\theta = F \quad (11)$$

onde,  $\theta$  é deslocamento angular da válvula,  $J$  é o momento polar de Inércia, calculado a partir do engaste ( $J = \int r^2 dA = 1,493 \cdot 10^{-5} m^4$ );  $C_T$  é o coeficiente de amortecimento, adotado como 10% do amortecimento crítico ( $C_T = 0,1(2J\omega_n)$ );  $k_T$  é a rigidez equivalente da válvula, calculada com base na frequência natural ( $k_t = J\omega_n^2$ )

Adotando os mesmos critérios usados no Modelo 1, a solução da Equação (11) é dada pela seguinte equação:

$$\theta = e^{-\alpha^* \Delta t} \left[ \theta_c \cos(\omega^* \Delta t) + \frac{\alpha^* \theta_c - \dot{\theta}^0}{\omega^*} \text{sen}(\omega^* \Delta t) \right] + \frac{F}{k_T} \quad (12)$$

onde,  $\alpha^*$ ,  $\omega^*$  e  $x_c$  são coeficientes dados por:

$$\alpha^* = \frac{C_T}{2J}, \quad \omega^* = \frac{\sqrt{4Jk_T - C_T^2}}{2J} \quad \text{e} \quad \theta_c = \theta^0 - \frac{F}{k_T} \quad (13)$$

e os termos  $\theta^0$  e  $\dot{\theta}^0$  são o afastamento e a velocidade angular da válvula no instante de tempo anterior.

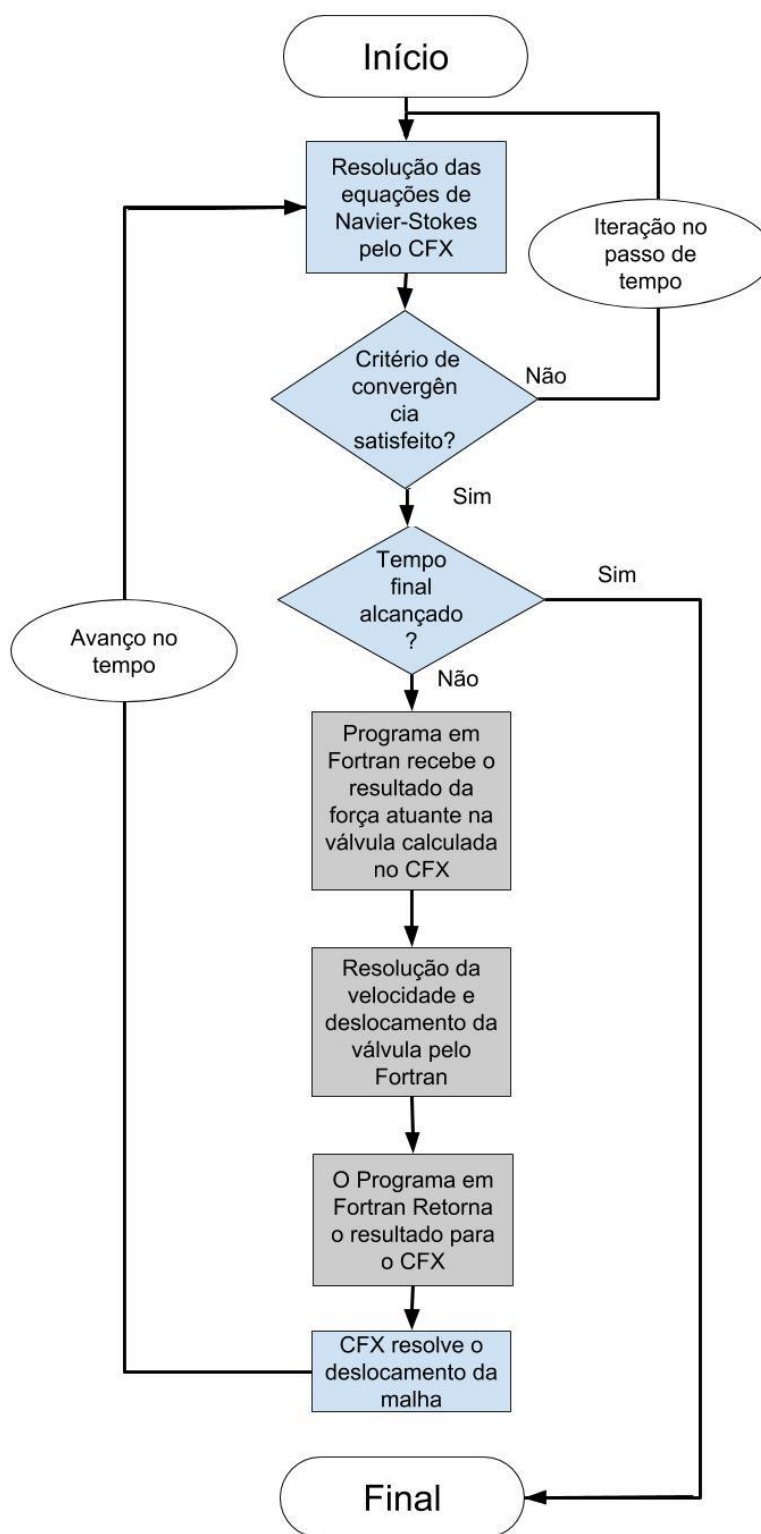
### **Solução do acoplamento entre a estrutura e o fluido**

As equações para a solução da dinâmica da válvula foram escritas em Fortran e acopladas com o CFX para resolver o problema da iteração fluido-estrutura. A lógica desse acoplamento é apresentada no fluxograma da Figura 10 -o código do programa em Fortran encontra-se no Apêndice E.

A resolução do campos de escoamento em um determinado instante de tempo exige um processo iterativo, o que não ocorre durante a solução da dinâmica da válvula, pois consideramos a força constante no intervalo de tempo entre dois instantes.

A rotina em Fortran retorna para o CFX os coeficientes de uma equação linear ( $Ax+b$ ) que representa a posição  $x$  de cada elemento da válvula.

Figura 10-Fluxograma do acoplamento Fortran-CFX



Fonte: Próprio Autor

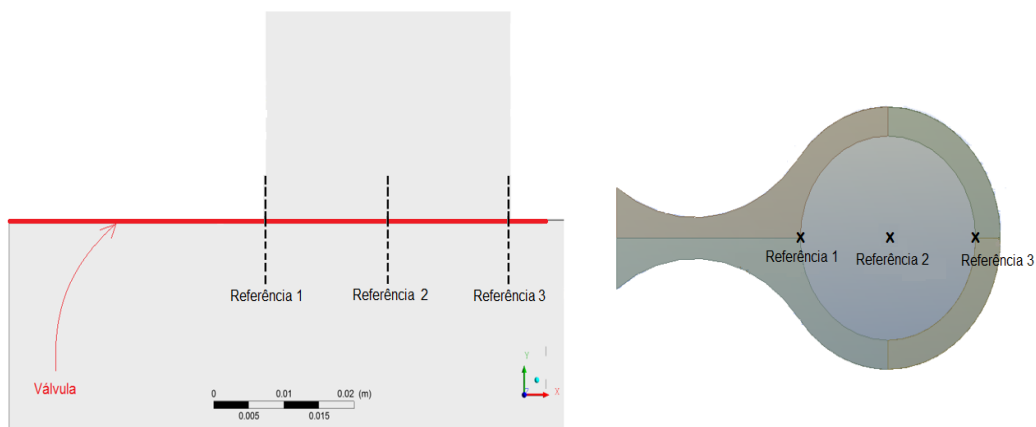
### 2.3 Método de análise dos resultados

Em cada simulação, analisamos o deslocamento e a força atuante na válvula, a diferença de pressão entre a entrada do tubo e o ambiente e as distribuições de pressão e de velocidade do escoamento.

Os resultados experimentais do deslocamento foram obtidos em apenas 3 posições (Figura 11). As comparações entre os resultados numéricos e experimentais foram realizadas nestas 3 posições.

Os campos de pressão, de vorticidade e de velocidade não foram analisados em um mesmo instante de tempo e sim para uma mesma posição da válvula. A intenção era avaliar estes campos na posição de abertura máxima da válvula, entretanto, devido à limitação de memória, salvamos os dados somente a cada 50 intervalos de tempo. Por isso, nem sempre foi possível escolher exatamente a posição de abertura máxima. Sendo assim, selecionamos o ponto disponível mais próximo da abertura máxima.

Figura 11-Pontos de referência para o deslocamento da válvula



Fonte: Próprio Autor

### 3 VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA NUMÉRICA

---

A qualidade de um resultado numérico depende significativamente da malha utilizada. O refinamento da malha pode aumentar a precisão dos resultados numéricos, porém exige um maior esforço e tempo computacional para resolver os sistemas de equações. Assim, é necessário realizar uma análise sobre o comportamento dos resultados em função do número de volumes da malha e definir uma malha que forneça resultados satisfatórios em um tempo computacional adequado (MAZZER 2015).

#### 3.1 Malha espacial

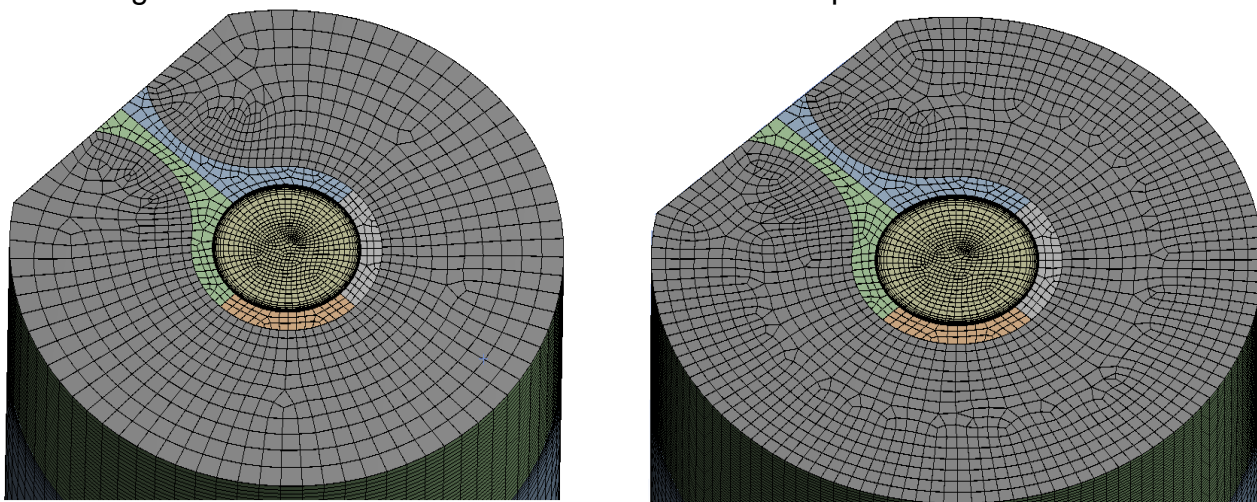
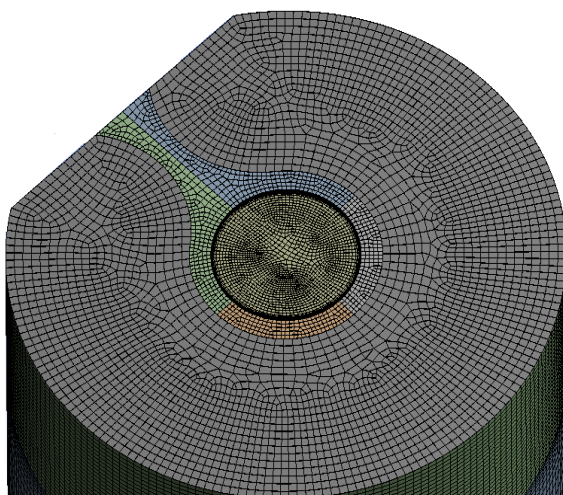
Simulamos 3 malhas diferentes, com as seguintes configurações: M1=137.000 elementos e 154.000 nós. M2=301.000 elementos e 319.000 nós e M3=509.000 elementos e 527.000 nós.

As malhas M2 e M3 foram obtidas refinando a malha M1, conforme mostrado na Figura 12, tanto na direção y como no plano XZ, na região ao redor da válvula. Uma vez que a malha do escoamento para os modelos híbridos e o modelo tridimensional é a mesma, a análise de independência de malha foi feita considerando apenas o modelo tridimensional.

Como parâmetros de comparação, analisamos o deslocamento e a força resultante na válvula, em relação ao tempo (Figuras 13 e 14, respectivamente) e o tempo gasto para a simulação do problema (Tabela 2). A condição de entrada do escoamento nesta análise foi de  $Re=10.000$  e o passo de tempo utilizado foi de  $4,2 \cdot 10^{-5} s$ .

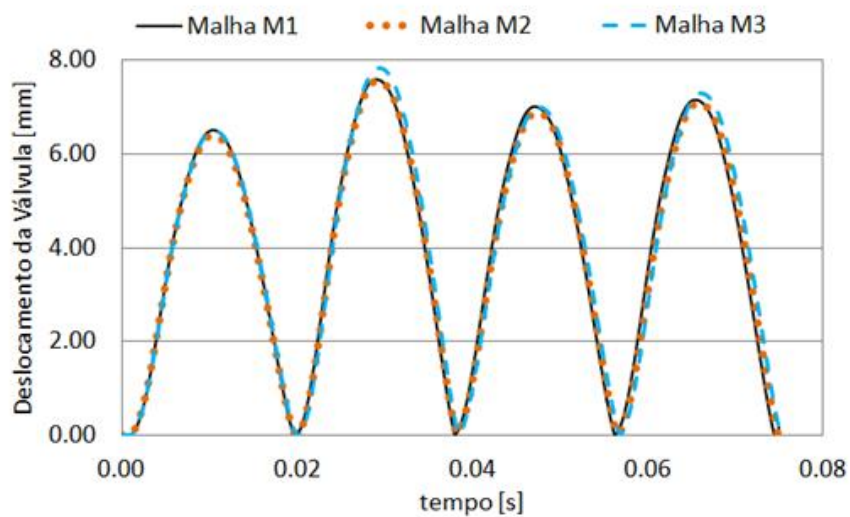
Notamos que os três resultados, tanto para o deslocamento como para a força, não sofrem grandes influências do refino da malha e, como o tempo de simulação é bem menor para a malha M1, esta foi escolhida para a obtenção dos resultados neste trabalho.

Figura 12-Malhas utilizadas durante o teste de independência de malha

**M1****M2****M3**

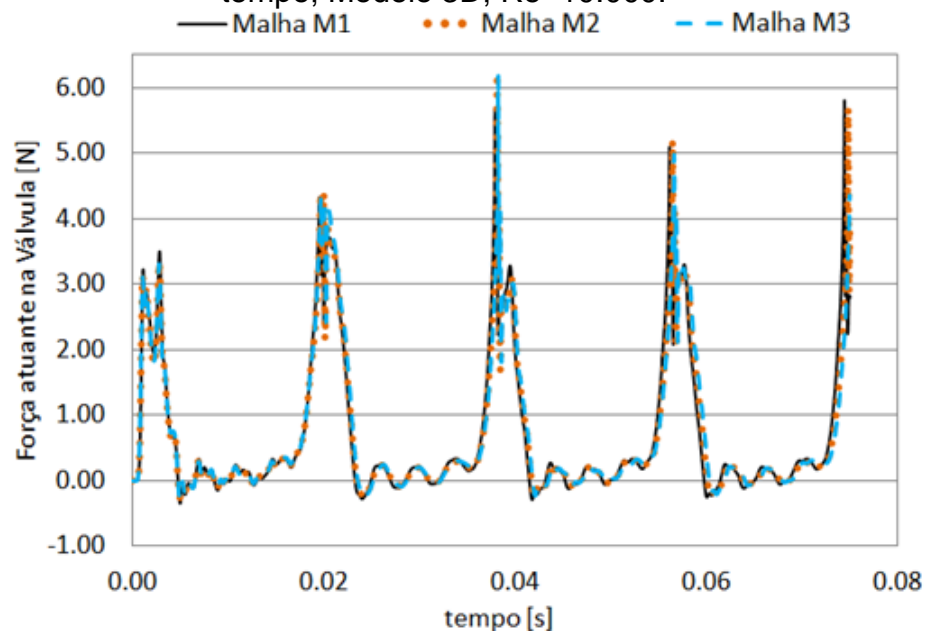
Fonte: Próprio Autor

Figura 13-Análise de independência da malha- Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; Re=10.000; Referência 2.



Fonte: Próprio Autor

Figura 14- Análise de independência da malha- Força atuante na válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; Re=10.000.



Fonte: Próprio Autor

Tabela 2- Análise de independência da malha - Comparação dos tempos de simulação.

	Tempo de simulação	Porcentagem
Malha M1	33h 23min	100.00%
Malha M2	95h 20min	285.57%
Malha M3	100h 54min	302.25%

Fonte: Próprio Autor

### 3.2 Malha temporal (intervalo de tempo)

Outro fator importante que influencia na qualidade dos resultados numéricos é o intervalo de tempo adotado. De maneira geral, quanto menor o intervalo de tempo melhor é o resultado obtido, porém, novamente, isso implica em um aumento do custo computacional, de maneira que é necessário encontrar um intervalo de tempo tal que seu custo computacional seja aceitável, mas que mantenha resultados compatíveis com a qualidade desejada. Simulamos 3 passos de tempo diferentes,  $\Delta t_1 = 4,2 \cdot 10^{-5} s$ ,  $\Delta t_2 = 8,4 \cdot 10^{-5} s$  e  $\Delta t_3 = 1,7 \cdot 10^{-4} s$ . Para analisar o passo de tempo foram utilizados o modelo 3D e o modelo híbrido 1.

Assim como no tópico anterior, os parâmetros analisados para a comparação foram o deslocamento e a força atuante na válvula. Para o teste no modelo híbrido 1, a malha utilizada foi a malha M1 e a condição de entrada foi  $Re=10.000$ .

Os resultados para o deslocamento da válvula, tanto para o modelo 3D como para o modelo híbrido 1 (Figuras 15 e 17, respectivamente), apresentam resultados próximos para os três passos de tempo analisados (a diferença máxima foi de 4%) e o mesmo aconteceu para a força (Figuras 16 e 18), salvo as diferenças ocorridas nos picos de força no momento em que a válvula se encontra fechada. Entretanto, essas diferenças parecem não ter muita influência no deslocamento da válvula.

Entretanto, as diferenças nos tempos de simulação são muito grandes, conforme apresentados nas Tabelas 3 e 4, para os modelos 3D e híbrido 1, respectivamente, de forma que é vantajoso utilizar o intervalo de tempo  $\Delta t_3 = 1,7 \cdot 10^{-4} s$  nas simulações.

Tabela 3- Análise de independência do passo de tempo - Comparação dos tempos de simulação; Modelo 3D; Re=4.000.

	Tempo de simulação	Porcentagem
passo de tempo $\Delta t_1$	33h 14min	100.00%
passo de tempo $\Delta t_2$	28h 50min	80.74%
passo de tempo $\Delta t_3$	13h 32min	40.72%

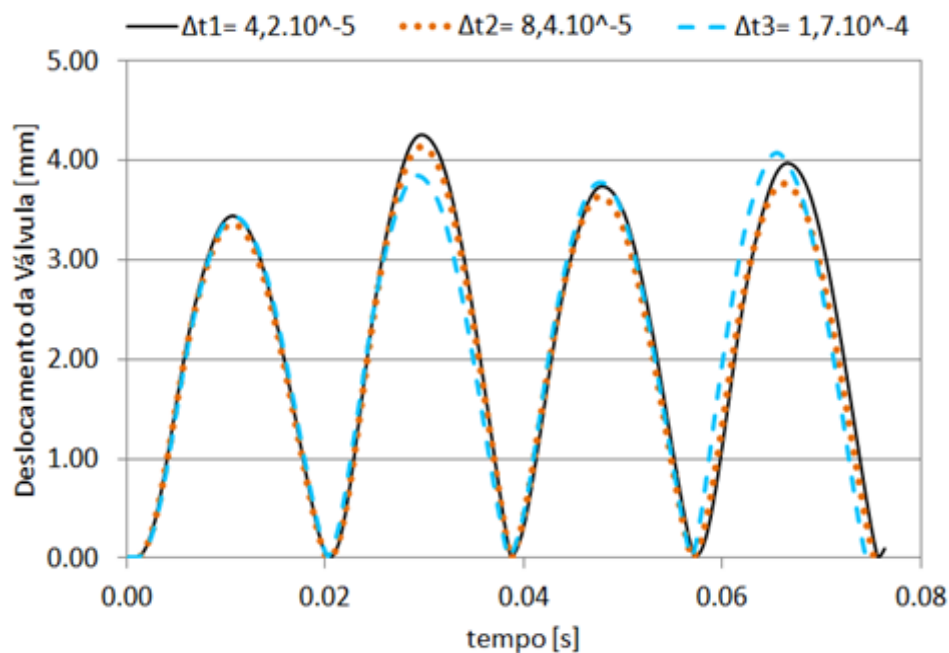
Fonte: Próprio Autor

Tabela 4- Análise de independência do passo de tempo - Comparação dos tempos de simulação; Híbrido; Modelo 1 Re=10.000.

	Tempo de simulação	Porcentagem
passo de tempo $\Delta t_1$	29h 36min	100.00%
passo de tempo $\Delta t_2$	25h 39min	86.66%
passo de tempo $\Delta t_3$	11h 48min	39.86%

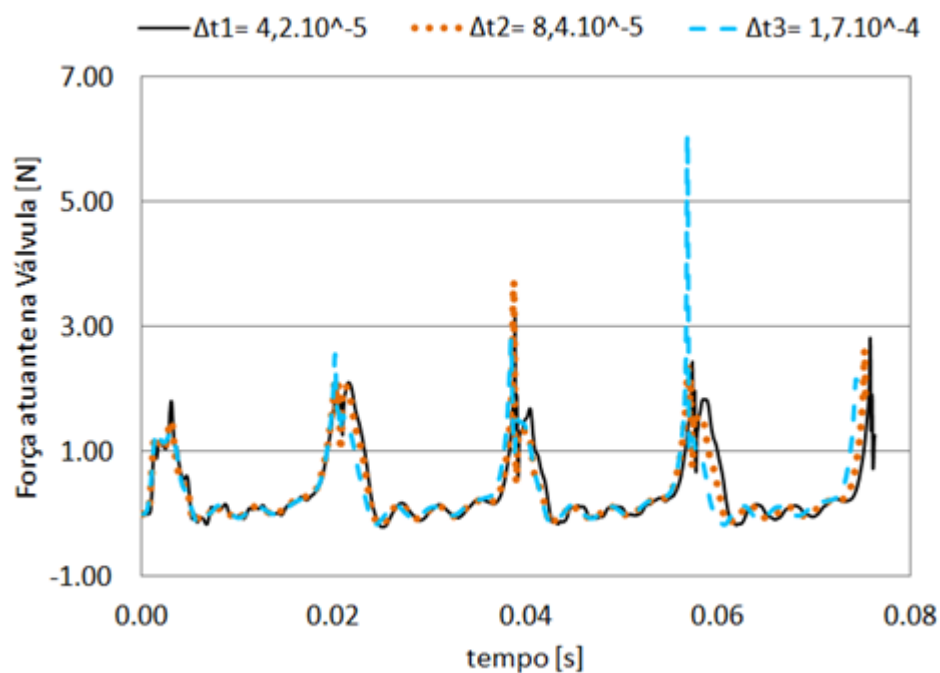
Fonte: Próprio Autor

Figura 15- Análise de independência do passo de tempo- Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; Re=4.000; Referência 2.



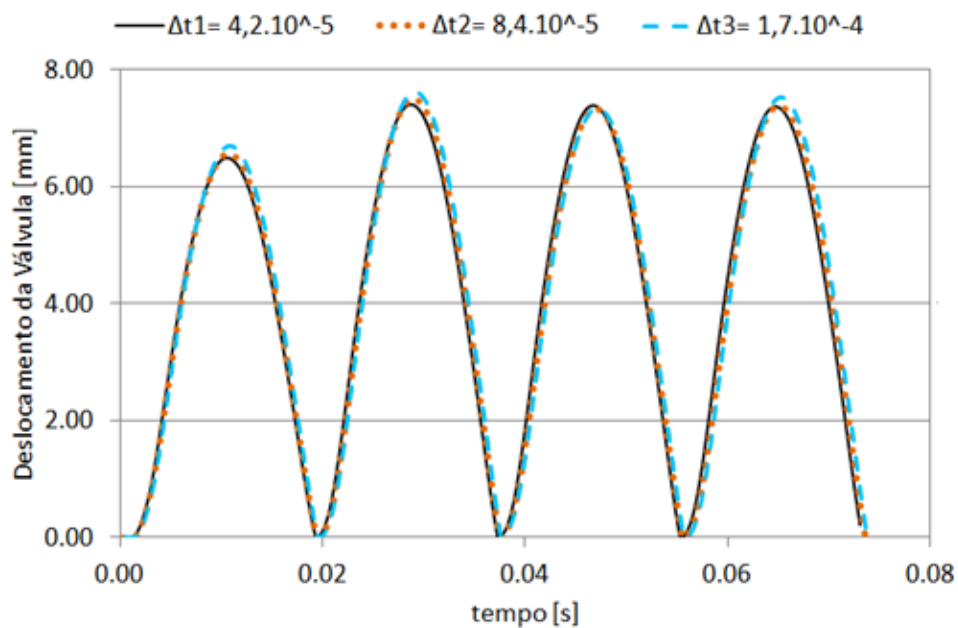
Fonte: Próprio Autor

Figura 16-Análise de independência do passo de tempo- Força atuante na válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; Re=4.000



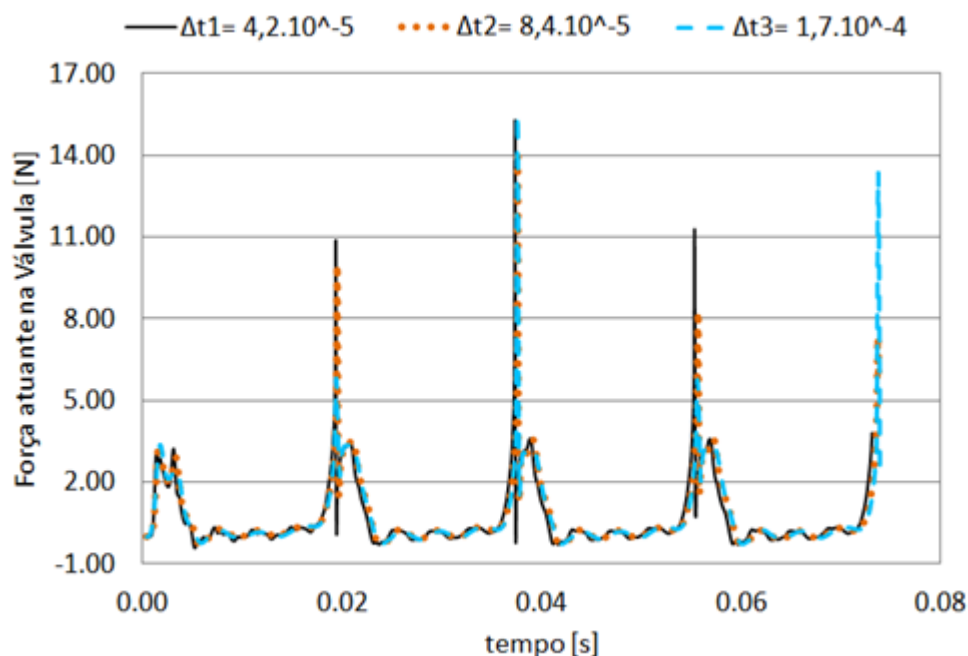
Fonte: Próprio Autor

Figura 17- Análise de independência do passo de tempo- Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Híbrido, Modelo 1 Re=10.000; Referência 2



Fonte: Próprio Autor

Figura 18-Análise de independência do passo de tempo- Força atuante na válvula em relação ao tempo; Híbrido; Modelo 1 Re=10.000



Fonte: Próprio Autor

### 3.3 Comparação entre os resultados numéricos e experimentais

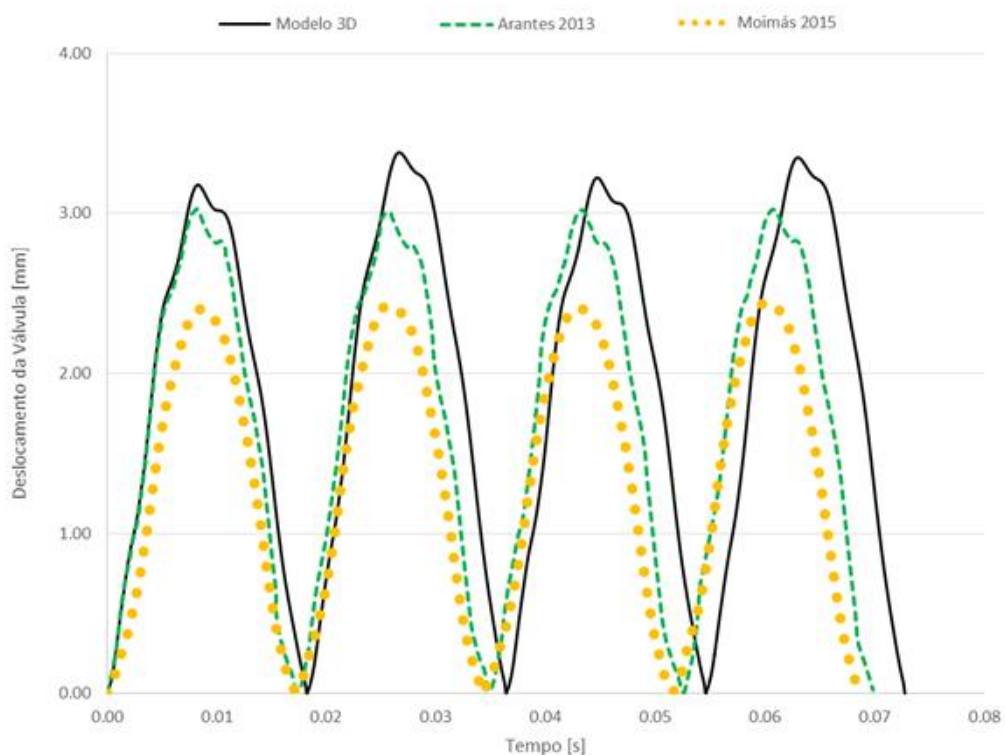
A validação da metodologia numérica foi realizada por meio da comparação dos resultados numéricos do modelo 3D com os dados experimentais de Arantes (2013) e de Moimás (2015) para o deslocamento instantâneo da válvula (o sensor óptico usado por estes autores possuem uma incerteza de  $\pm 1 \mu\text{m}$ ). As validações foram feitas para o escoamento com  $Re=10.000$ , na posição denominada de referência 1 (Figura 19) e  $Re=6.000$ , nas posições denominadas referências 1 e 2 (Figuras 20 e 21, respectivamente).

Nas 3 comparações apresentadas, a frequência de abertura da válvula obtida numericamente tem boa concordância com ambos os resultados experimentais, conforme observado também na Figura 22 que traz os resultados da Figura 21 convertidos para o domínio da frequência - o método utilizado para realizar essa conversão foi o FFT (*Fast Fourier Transform*) com janelamento quadrático. A amplitude

na referência 1 também apresenta resultados satisfatórios, sendo que a maior diferença encontrada é de 1 mm para  $Re=10.000$ , quando os resultados experimentais de Moimás (2015) são usados para comparação. Entretanto, quando comparamos os resultados obtidos para a referência 2 (Figura 21), notamos uma grande diferença, de aproximadamente 2,5 a 3 mm.

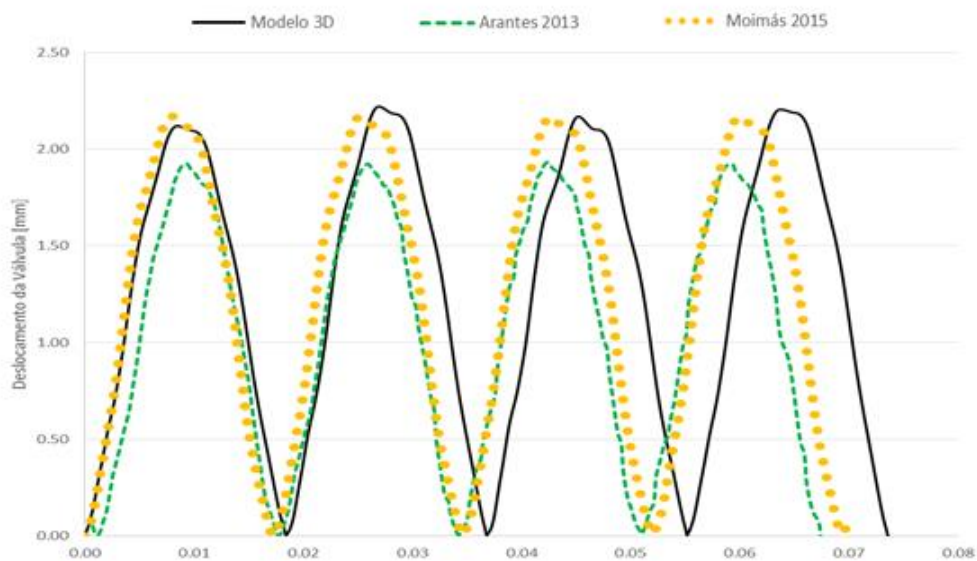
Como eliminamos a dependência dos resultados numéricos em relação ao intervalo de tempo e o tamanho da malha, podemos supor que algum parâmetro ou condição referente à estrutura não descreve bem o real problema da válvula. Sendo assim, realizamos uma análise onde variamos alguns parâmetros referentes à estrutura para verificar suas influências nos resultados.

Figura 19-Validação experimental - Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D;  $Re=10.000$ ; Referência 1



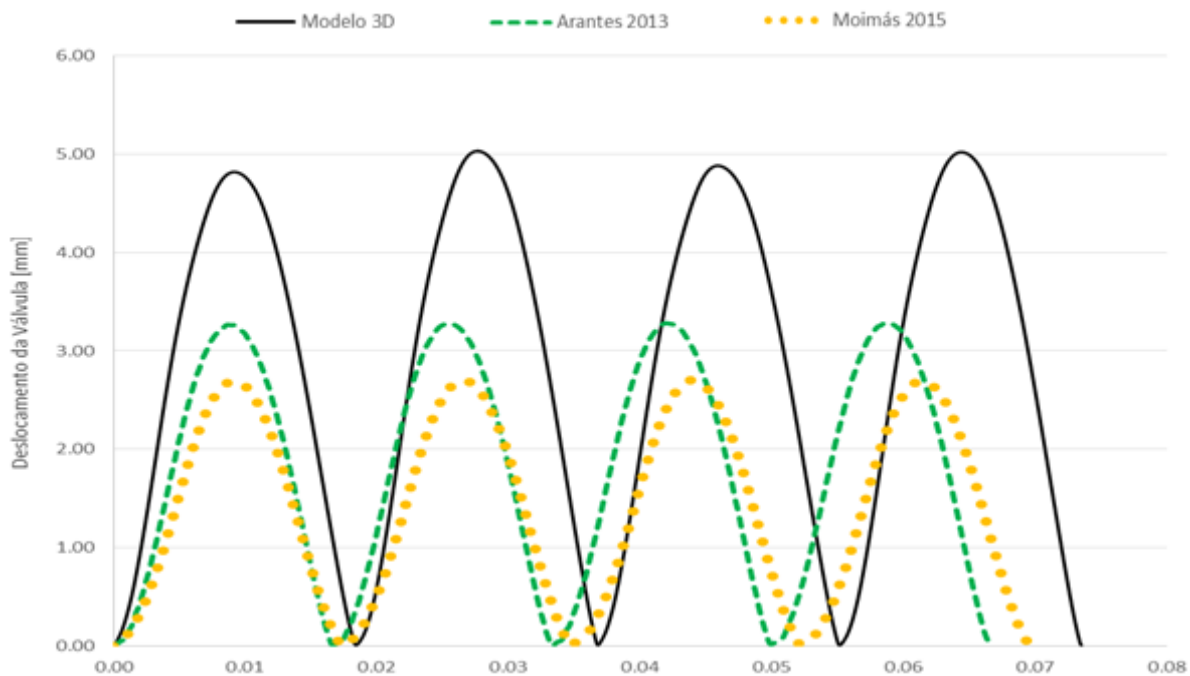
Fonte: Próprio Autor

Figura 20-Validação experimental - Deslocamento da válvula em relação ao tempo;  
Modelo 3D; Re=6.000; Referência 1

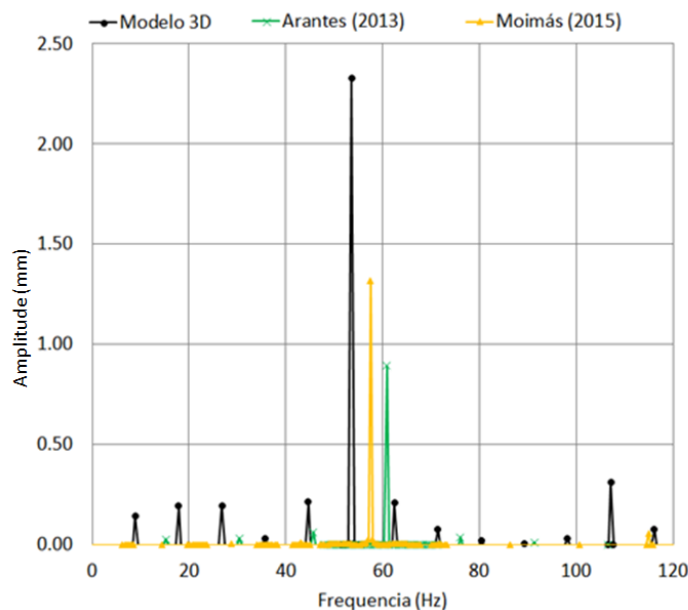


Fonte: Próprio Autor

Figura 21-Validação experimental - Deslocamento da válvula em relação ao tempo;  
Modelo 3D; Re=6.000; Referência 2



Fonte: Próprio Autor

Figura 22-Resultados no domínio da frequência para  $Re=6000$ 

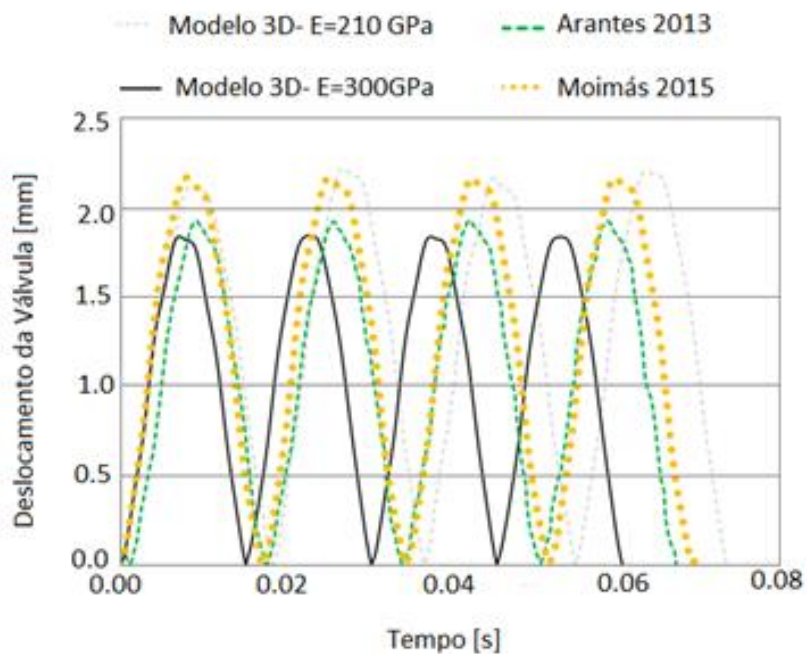
Fonte: Próprio Autor

### 3.4 Análise Paramétrica

Analisamos dois parâmetros referentes à estrutura da válvula na tentativa de avaliar as diferenças encontradas entre os resultados numéricos e experimentais. O primeiro parâmetro analisado foi a rigidez do material. Como a fabricação da válvula foi feita com um aço comum, talvez sua rigidez pudesse ser um pouco diferente da encontrada na literatura, o que poderia afetar os resultados da simulação.

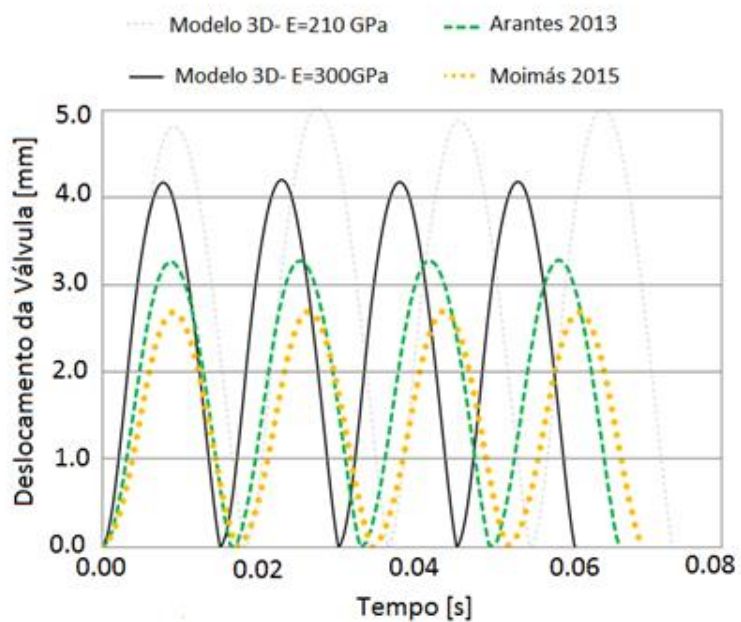
No ponto de referência 1, os resultados numéricos de deslocamento, que antes estavam bem próximos dos resultados de Moimás (2015), agora se tornaram menor que ambas as referências experimentais (Figura 23), quando o módulo de elasticidade foi alterado de 210 GPa para 300 GPa. Apesar desta alteração significativa no módulo de elasticidade, a diferença de amplitude diminuiu somente pela metade quando se compara os dados no ponto de referência 2 (Figura 24). Além disso, esta alteração prejudicou os resultados em termos da frequência do movimento: a frequência aumentou em 21% em relação aos dados numéricos para simulações com  $E=210$  GPa (Figura 25).

Figura 23-Análise paramétrica: Rigidez do material - Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; Re=6.000; Referência 1



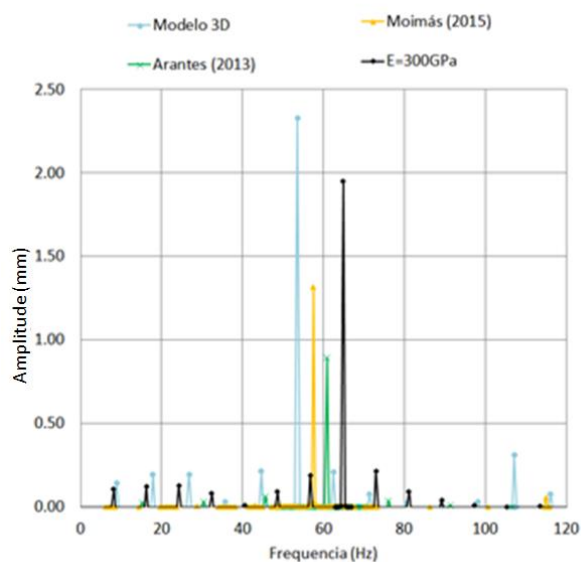
Fonte: Próprio Autor

Figura 24-Análise paramétrica: Rigidez do material - Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; Re=6.000; Referência 2



Fonte: Próprio Autor

Figura 25-Resultados no domínio da frequência para  $Re=6000$ ; primeira análise paramétrica



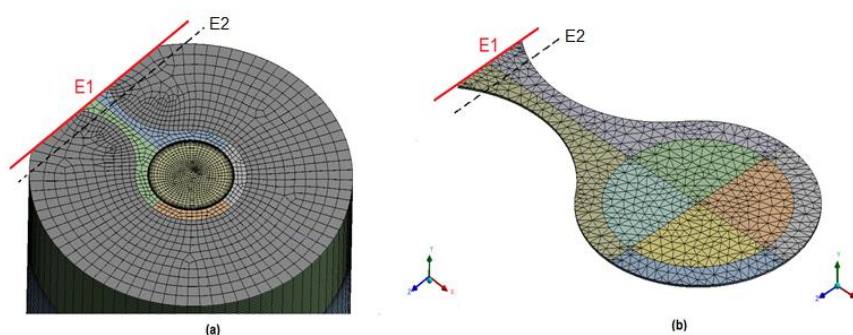
Fonte: Próprio Autor

O Segundo parâmetro analisado foi a posição de engaste da válvula, visto que existe uma incerteza associada a este parâmetro devida à forma em que o modelo de válvula é fixado na seção de testes da bancada experimental de Arantes (2013): a válvula é fixada por dois parafusos de fenda. Sendo assim, seria razoável considerar o engaste em posições diferentes e avaliar o comportamento dos resultados de deslocamento da válvula. A Figura 26 mostra a posição do engaste no modelo estudado até agora, representado pela linha E1 e a linha E2 representa, esquematicamente, o deslocamento do engaste. Nesta análise, variamos a posição do engaste, deslocando-a na direção positiva do eixo x e apresentamos os resultados do deslocamento da válvula para o  $Re=6000$  nas referências 1 e 2. Para estes testes, usamos o módulo de elasticidade  $E=210$  GPa.

Foram realizados testes com diversas distâncias da linha E2. Os resultados mais significativos foram encontrados quando a posição do engaste foi deslocada de 7 mm e 10 mm. Em termos da amplitude, na referência 1, apresentada na Figura 27, os resultados para o engaste deslocado de 7 mm se aproxima bastante dos resultados de Moimás (2015) e não apresenta mudanças significativas com os resultados anteriores.

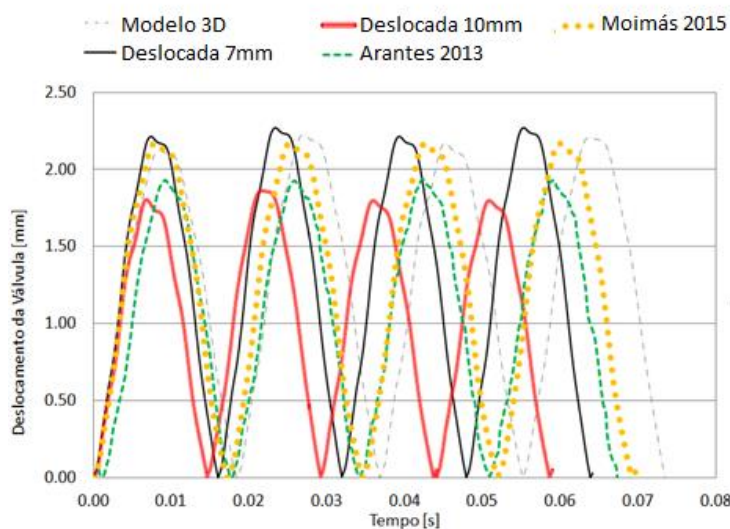
Entretanto, o engaste deslocado de 10 mm se aproxima do resultado de Arantes (2013). Na referência 2, cujos resultados são apresentados na Figura 28, ambos os resultados numéricos ainda são maiores do que os resultados experimentais; dentre eles, o engaste deslocado de 10 mm tem um resultado mais próximo. Em termos da frequência, como era possível se esperar, quanto maior o deslocamento do engaste menor é a frequência de abertura, sendo que o engaste deslocado de 10 mm já apresenta uma amplitude bem destoante dos resultados experimentais, conforme visto também na Figura 29.

Figura 26-Posição do engaste, representada pela linha E1: a) no domínio do escoamento; b) no domínio da estrutura



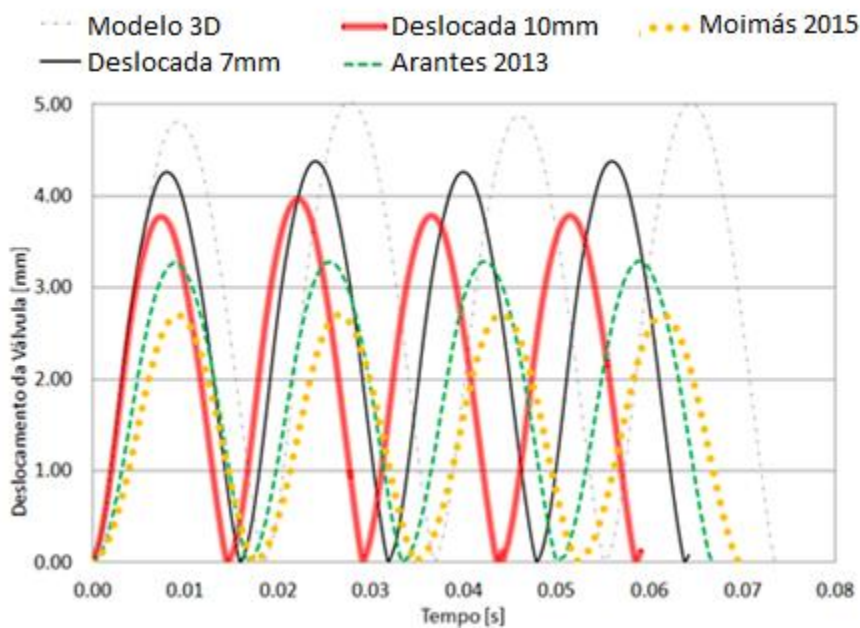
Fonte: Próprio Autor

Figura 27-Análise paramétrica: posição do engaste - Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; Re=6.000; Referência 1



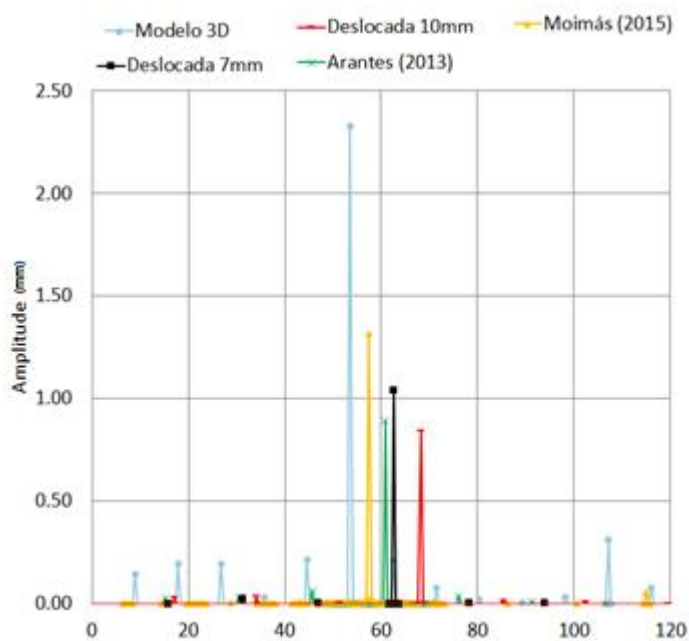
Fonte: Próprio Autor

Figura 28-Análise paramétrica: posição do engaste - Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Modelo 3D; Re=6.000; Referência 2



Fonte: Próprio Autor

Figura 29-Resultados no domínio da frequência para Re=6000; primeira análise paramétrica



Fonte: Próprio Autor

Quando modificamos a rigidez do material foi necessário um valor muito diferente do valor supostamente real para fazer com que os resultados numéricos se aproximassem dos experimentais, principalmente no ponto de referência 2. Porém, mesmo com essa modificação os resultados ficaram com uma diferença de aproximadamente 1 mm. Além disso, a amplitude no ponto de referência 1 e a frequência de movimento da válvula ficaram prejudicados. Sendo assim, podemos concluir que o valor da rigidez do material não justifica a diferença entre os resultados numéricos e experimentais, pois a incerteza no valor de rigidez usado não deve ser da mesma ordem de magnitude das variações testadas.

A posição do engaste, por sua vez, influencia mais significativamente nos resultados. No ponto de referência 2, as diferenças foram de cerca de 1 mm, mas sem muito prejuízo para a amplitude no ponto de referência 1, principalmente para o engaste deslocado de 7 mm. Podemos concluir que o conhecimento da posição do engaste é importante para o processo de validação numérica, porém, este sozinho não justifica toda a diferença encontrada entre os resultados numéricos e experimentais.

Os resultados dos testes realizados mostram a necessidade de se conhecer com maior exatidão tanto o módulo de elasticidade do material como a posição real de engaste da válvula para que as incertezas do modelo numérico possam ser reduzidas.

## 4 RESULTADOS DOS MODELOS HÍBRIDOS

---

Obtivemos resultados numéricos para os Modelos híbridos 1 e 2 para escoamentos com números de Reynolds iguais a 4.000, 6.000, 10.000 e 15.000. Comparamos esses resultados com aqueles do modelo tridimensional completo por meio da análise do deslocamento da válvula, dos campos de pressão e de velocidade, força resultante sobre a válvula, queda de pressão no escoamento e tempo consumido para a simulação. No texto principal apresentamos somente os resultados para os números de Reynolds de 4.000 e 10.000, pois estes dois casos são suficientes para sustentar as conclusões obtidas - os outros casos apenas as reforçam e são apresentados no Apêndice C.

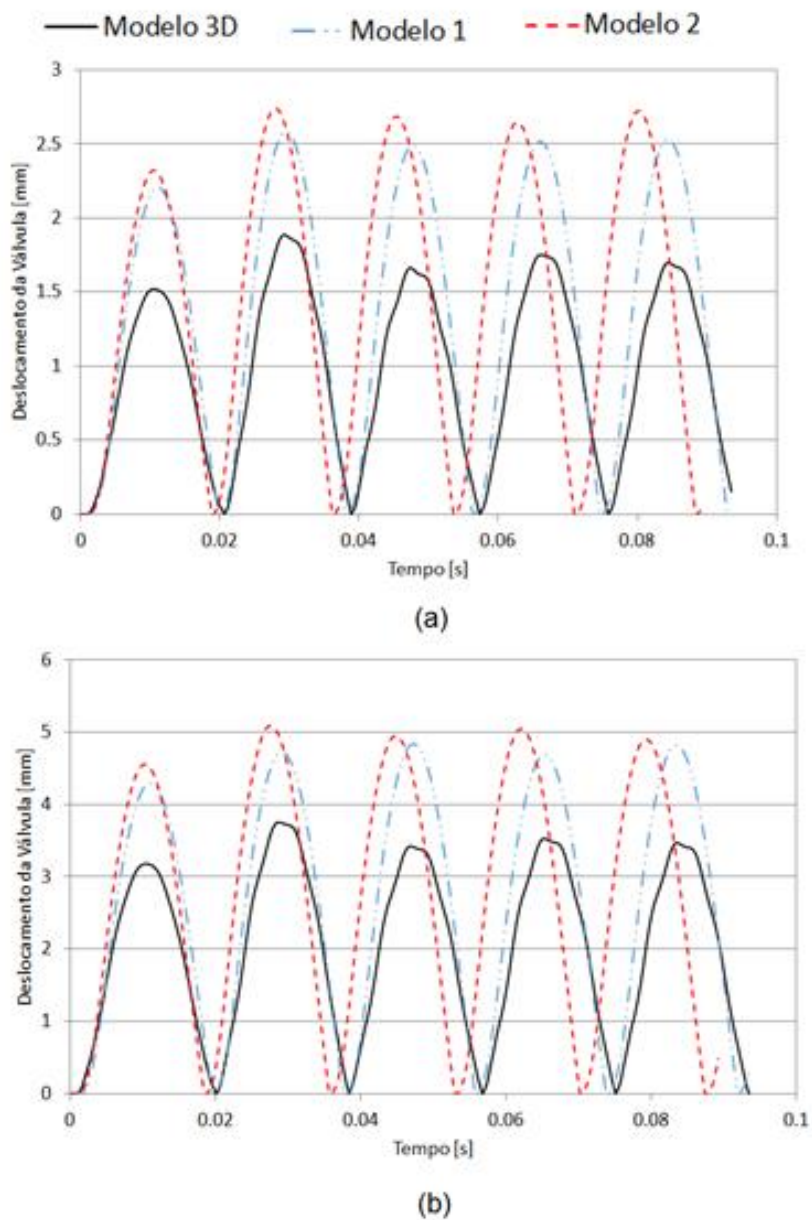
### 4.1 Deslocamento da válvula

O deslocamento da válvula em função do tempo foi obtido para os três pontos de referência. Além disso, colocamos de forma justaposta, em uma vista em corte, as imagens da geometria de cada um dos três modelos no momento de abertura máxima da válvula.

Pela comparação do deslocamento da válvula nas referências 1, 2 e 3 (Figuras 30; 31 e 32, respectivamente) percebemos que o modelo 1 fornece uma frequência mais próxima à obtida pelo modelo 3D e o modelo 2 fornece uma frequência um pouco maior em relação aos outros dois, conforme visto também na Figura 33.

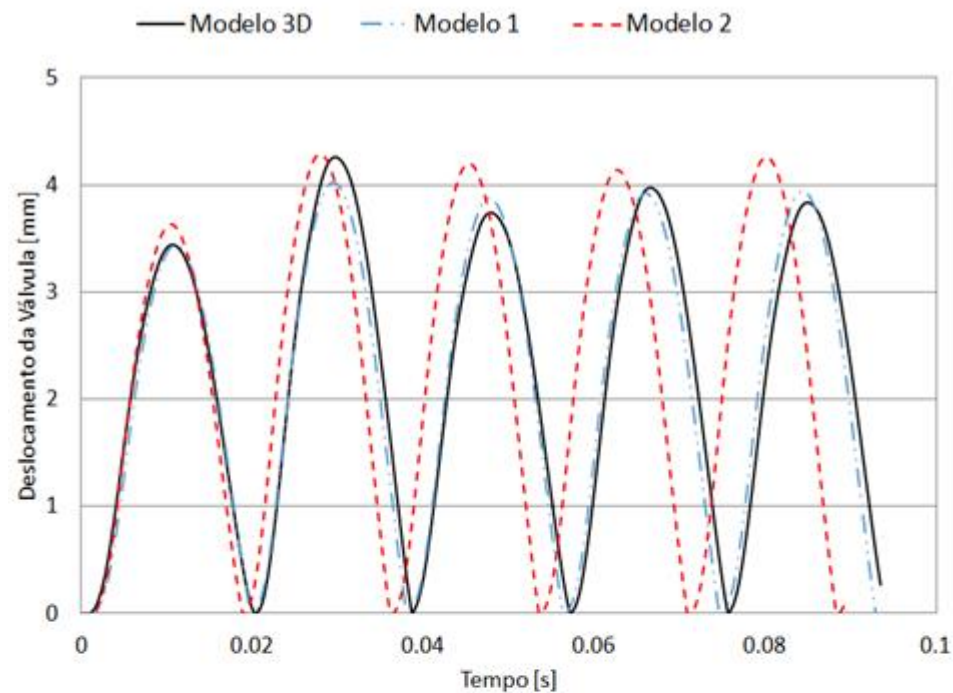
Devido às simplificações dos modelos 1 e 2, mais significativamente a ausência da deformação, vemos que as diferenças de amplitude do deslocamento dependem da posição de referência considerada. Colocando de forma justaposta uma vista em corte dos resultados dos três modelos no ponto de máxima abertura (Figura 34) conseguimos visualizar melhor a influência que essa simplificação traz. É possível perceber, também, que a diferença de amplitude proveniente da deformação no modelo 3D é maior conforme o número de Reynolds aumenta.

Figura 30-Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Referência 1- a)  $Re=4.000$  b)  $Re=10.000$

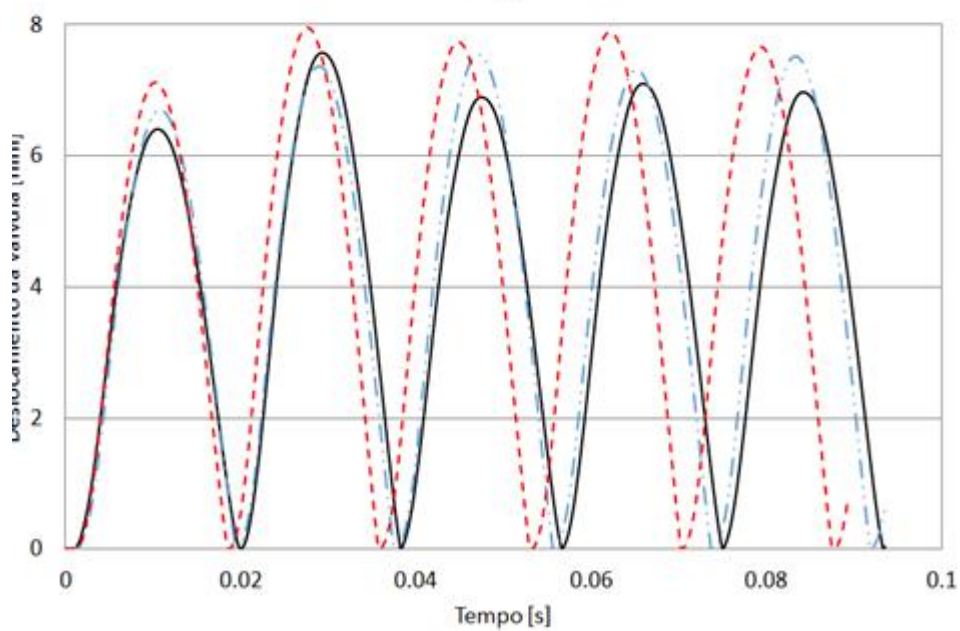


Fonte: Próprio Autor

Figura 31-Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Referência 2 - a)  $Re=4.000$  b)  $Re=10.000$



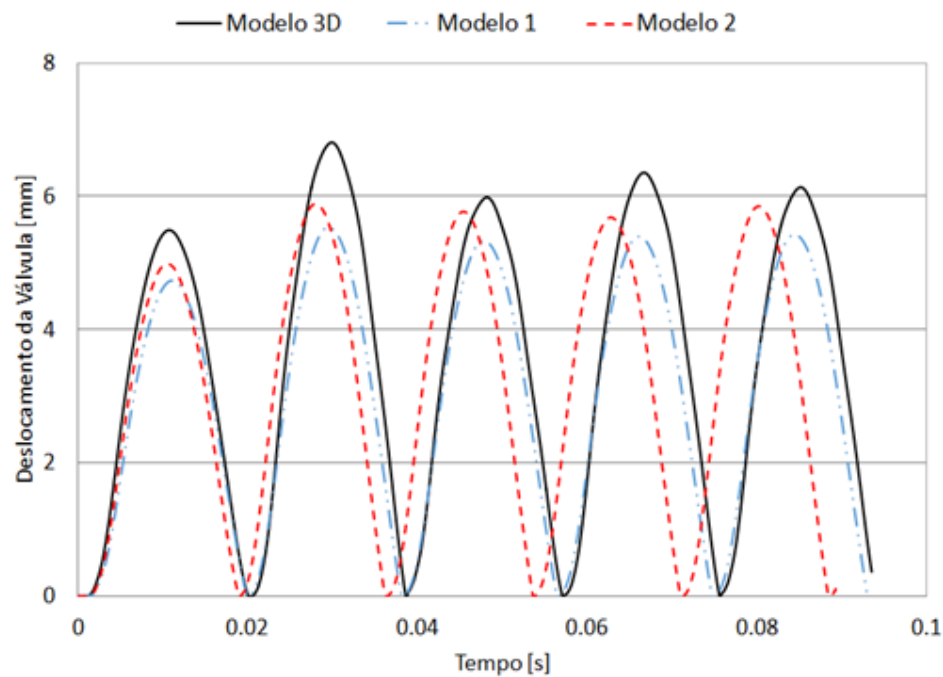
(a)



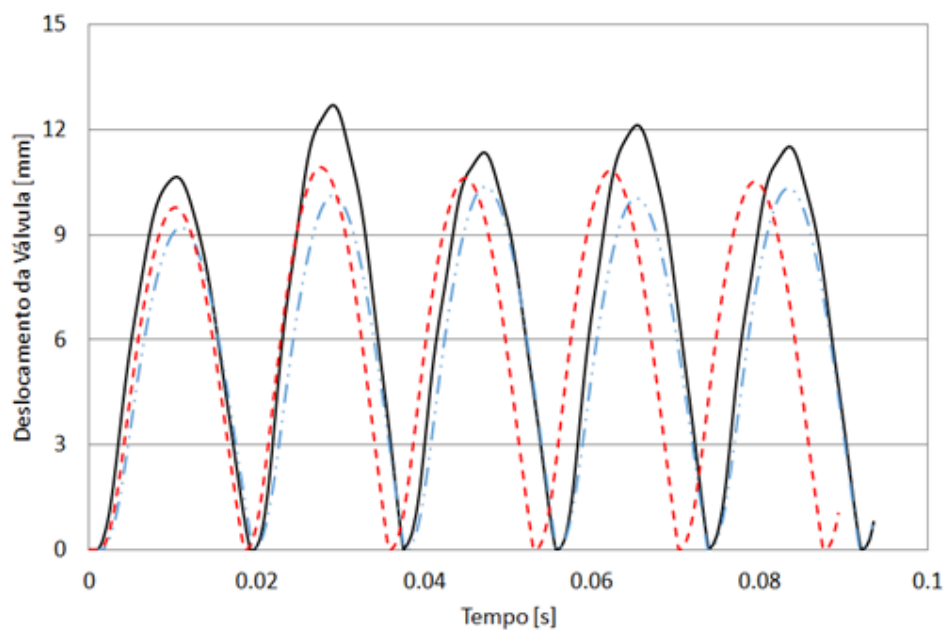
(b)

Fonte: Próprio Autor

Figura 32- Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Referência 3 - a)  $Re=4.000$  b)  $Re=10.000$



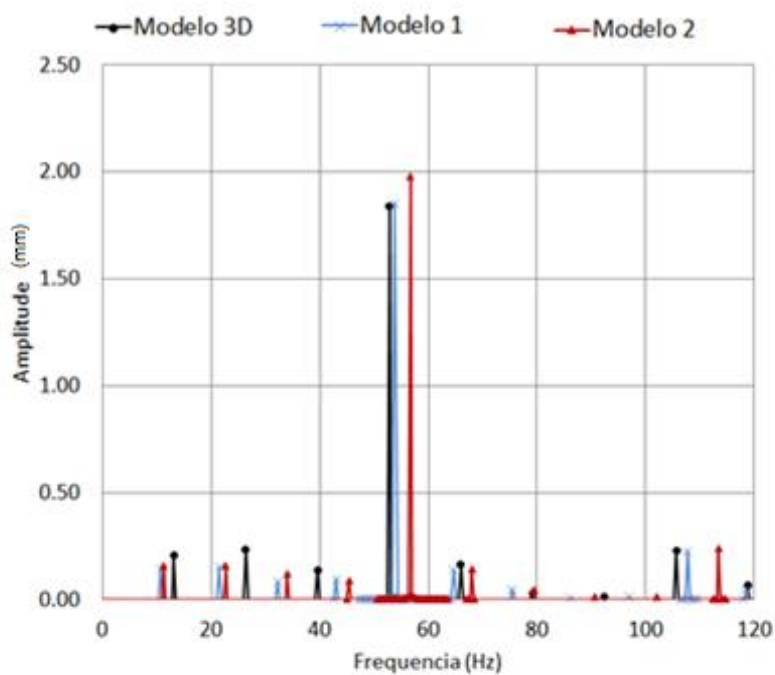
(a)



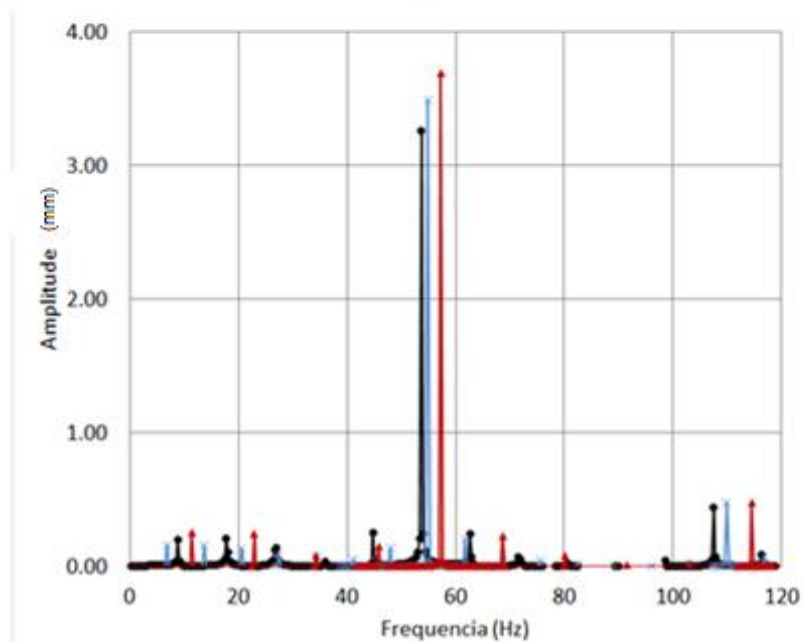
(b)

Fonte: Próprio Autor

Figura 33- Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Resultados no domínio da frequência - a)  $Re=4.000$  b)  $Re=10.000$



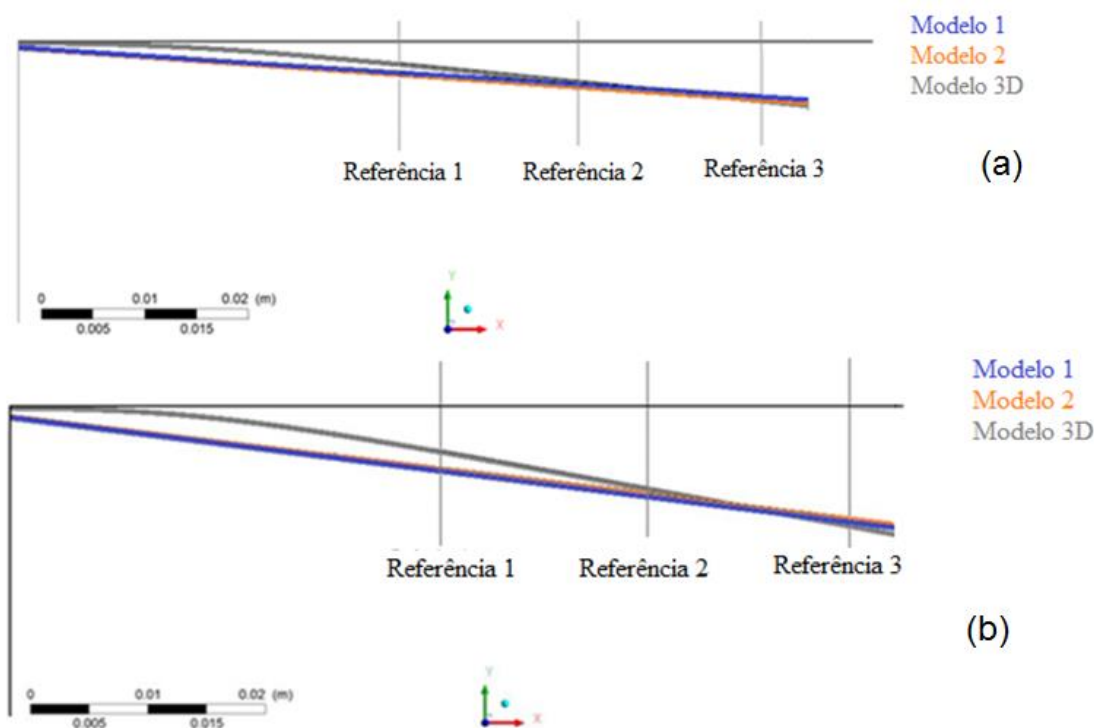
(a)



(b)

Fonte: Próprio Autor

Figura 34-Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: vista em corte, no momento de máxima abertura - a)  $Re=4.000$  b)  $Re=10.000$

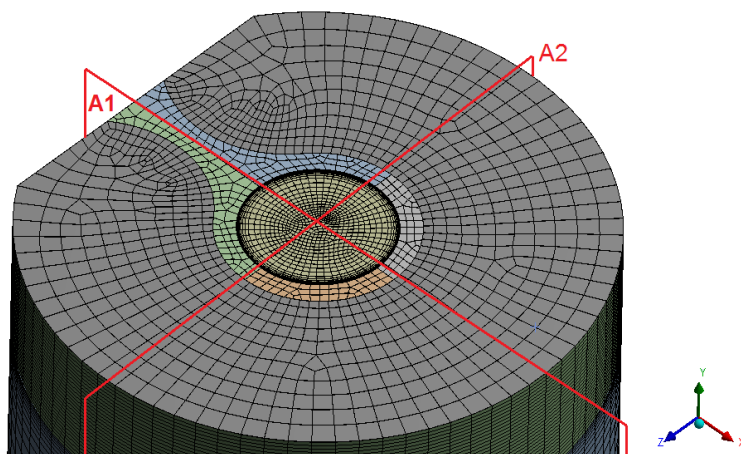


Fonte: Próprio Autor

## 4.2 Campos de Velocidade e Pressão

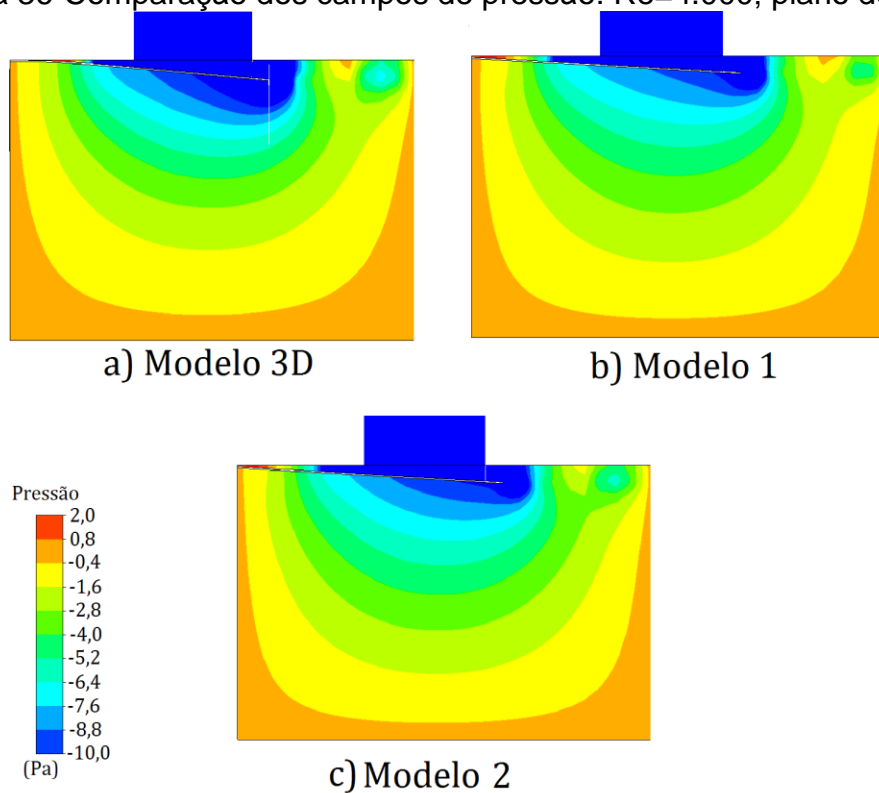
Mapeamos os campos de pressão e de velocidade no momento de máxima abertura da válvula em dois planos de corte (Figura 35). Analisando qualitativamente os resultados, notamos que todos os modelos fornecem campos de pressão semelhantes, tanto para o Reynolds de 4.000 (Figuras 36 e 37) como para o Reynolds de 10.000 (Figuras 40 e 41). Os campos de velocidade, apresentados nas Figuras 38 e 39 para  $Re=4.000$  e nas Figuras 42 e 43 para  $Re=10.000$ , seguem a mesma lógica dos campos de pressão: embora bem parecidos, nos modelos híbrido os níveis de velocidade, principalmente na região do tubo de entrada, são menores do que no modelo 3D.

Figura 35-Representação dos planos de corte, usados para avaliar os campos de pressão e velocidade

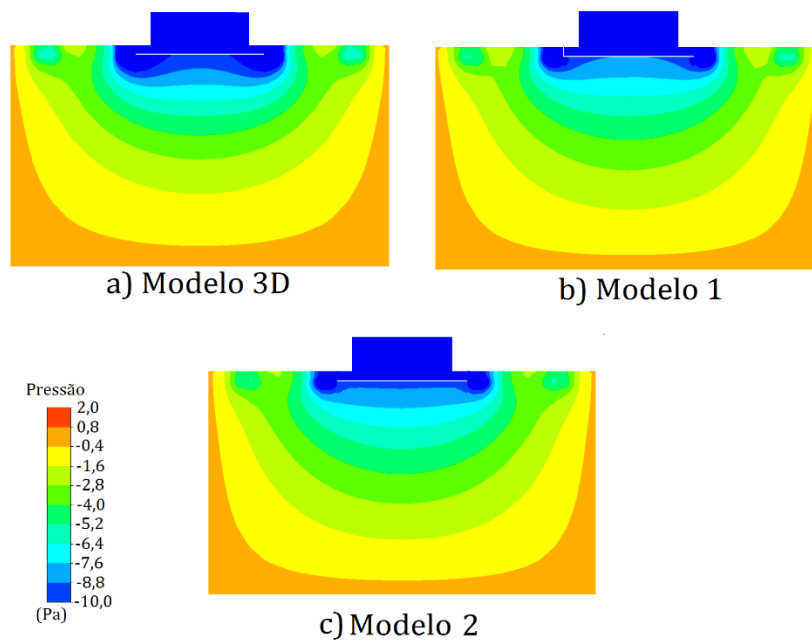


Fonte: Próprio Autor

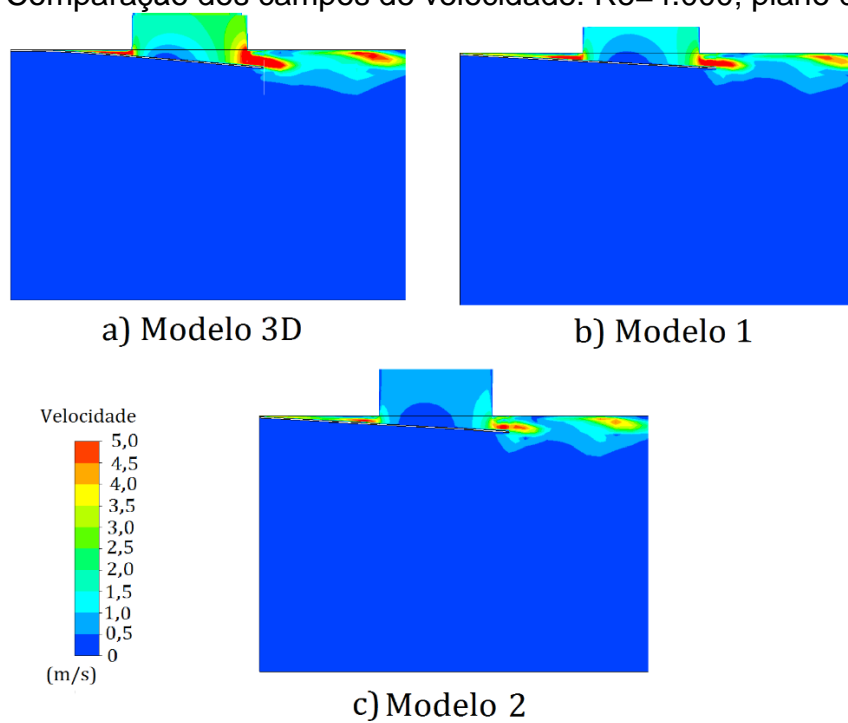
Figura 36-Comparação dos campos de pressão:  $Re=4.000$ ; plano de corte A1



Fonte: Próprio Autor

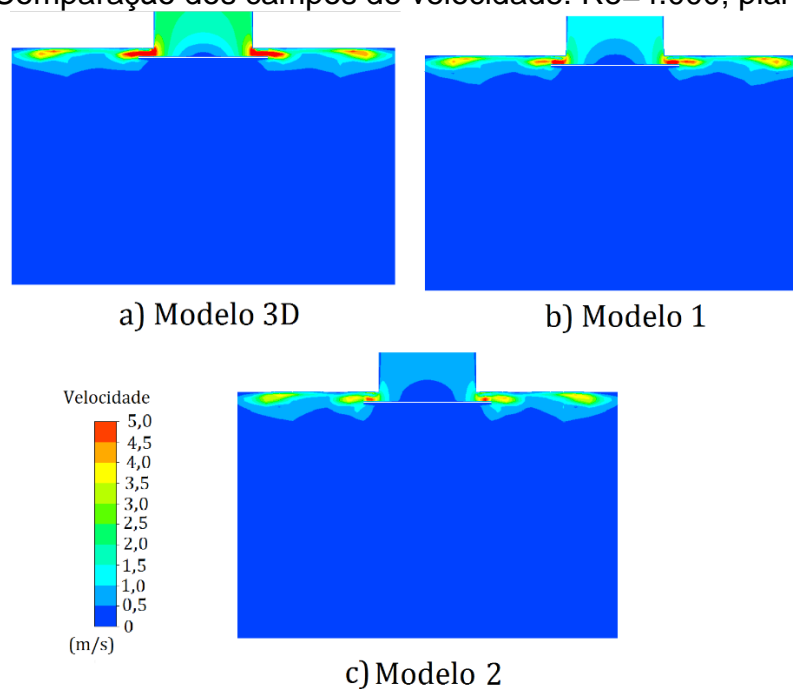
Figura 37-Comparação dos campos de pressão:  $Re=4.000$ ; plano de corte A2

Fonte: Próprio Autor

Figura 38-Comparação dos campos de velocidade:  $Re=4.000$ ; plano de corte A1

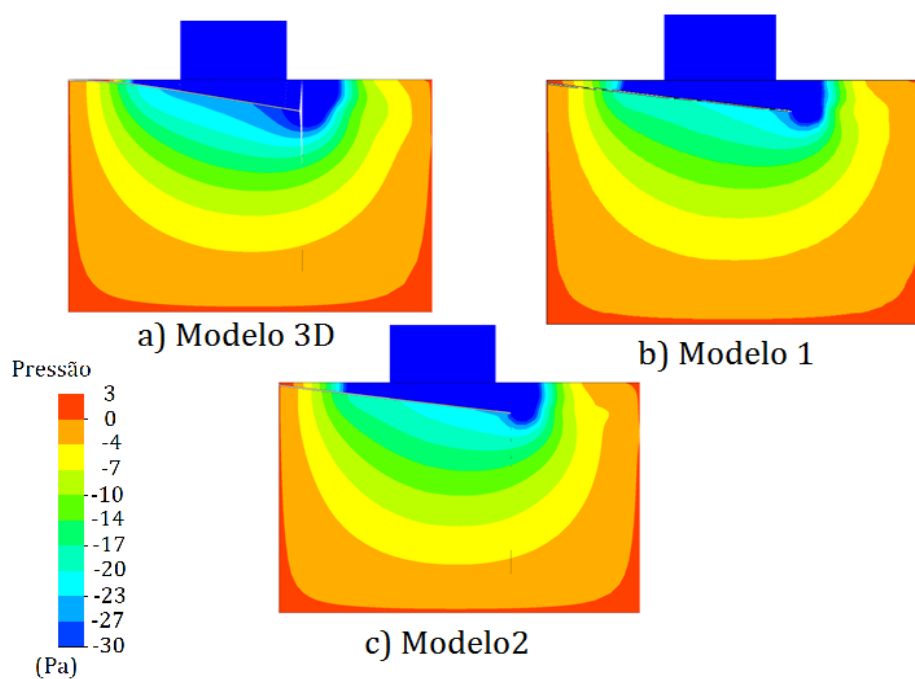
Fonte: Próprio Autor

Figura 39-Comparação dos campos de velocidade:  $Re=4.000$ ; plano de corte A2



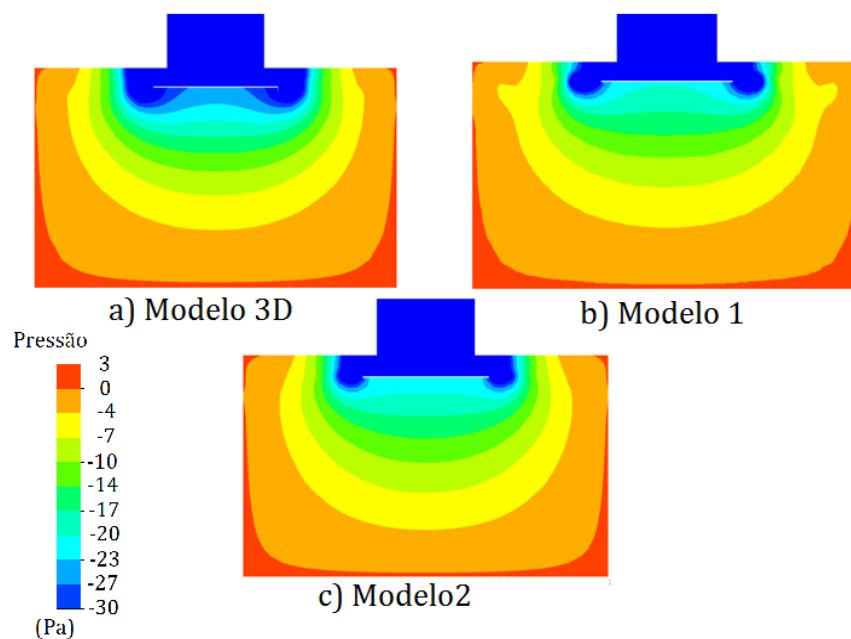
Fonte: Próprio Autor

Figura 40-Comparação dos campos de pressão:  $Re=10.000$ ; plano de corte A1



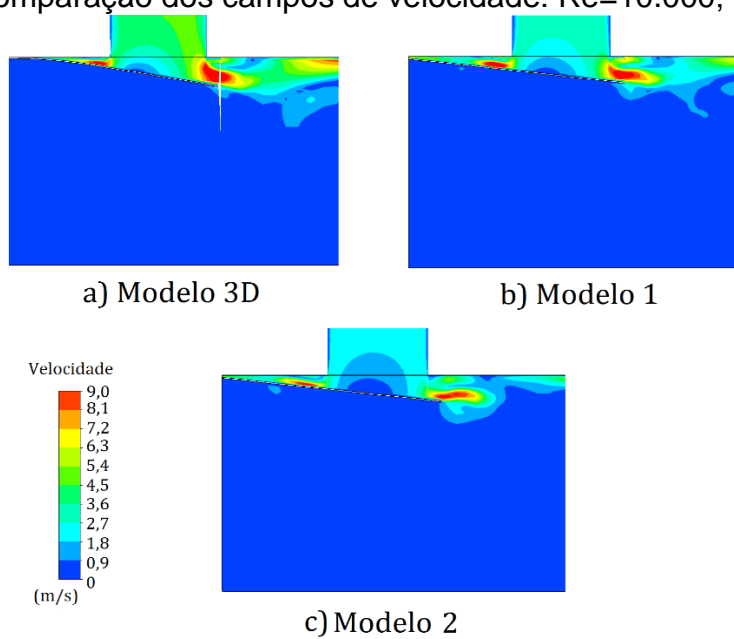
Fonte: Próprio Autor

Figura 41- Comparação dos campos de pressão:  $Re=10.000$ ; plano de corte A2



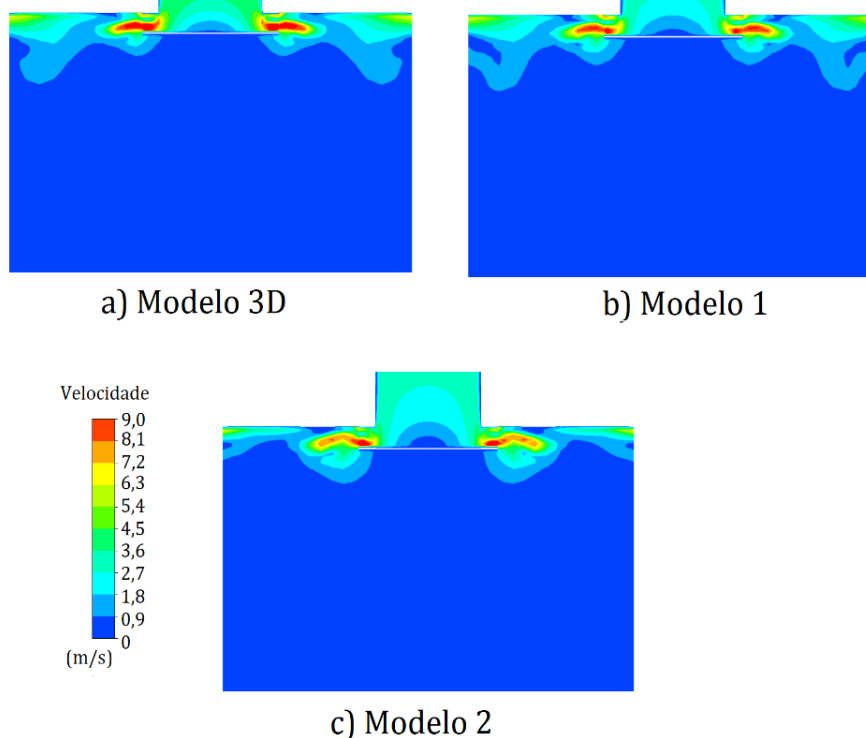
Fonte: Próprio Autor

Figura 42-Comparação dos campos de velocidade:  $Re=10.000$ ; plano de corte A1



Fonte: Próprio Autor

Figura 43-Comparação dos campos de velocidade:  $Re=10.000$ ; plano de corte A2



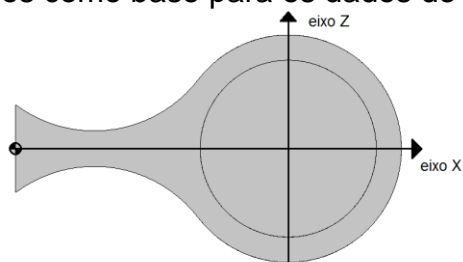
Fonte: Próprio Autor

### 4.3 Pressão Atuando na Válvula

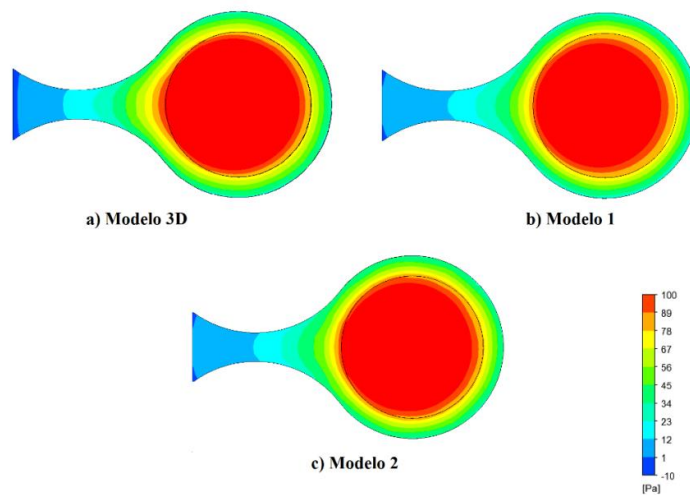
Comparando qualitativamente o campo de pressão atuando na superfície da válvula (Figuras 45 e 46), podemos perceber que os modelos híbridos conseguem representar muito bem a distribuição ao longo da válvula e também que os níveis mais elevados de pressão se encontram na região do centro da válvula e, portanto, a simplificação no cálculo da força feita nos modelos híbridos é plausível.

Plotamos também as pressões ao longo dos eixos mostrados na Figura 44. O comportamento da pressão em todos os modelos é muito próximo (a máxima diferença é de 0,5%), porém os modelos híbridos fornecem resultados mais próximos àqueles obtidos do modelo tridimensional para baixos números de Reynolds.

Figura 44-Eixos utilizados como base para os dados de pressão sobre a válvula

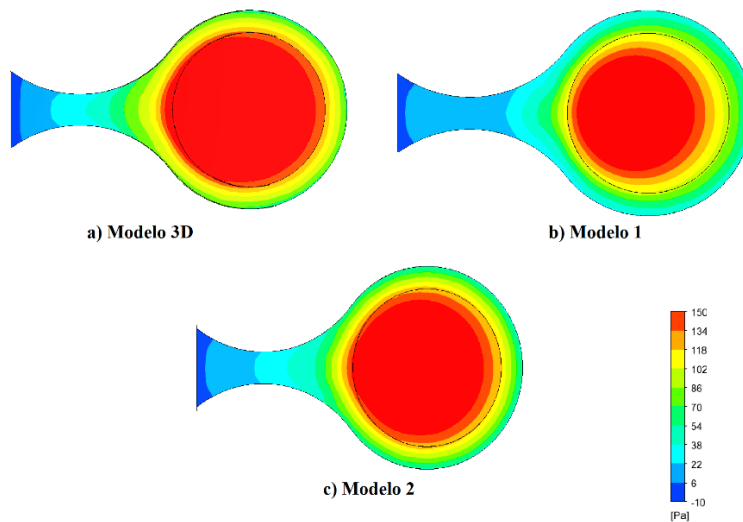


Fonte: Próprio Autor

Figura 45-Campo de pressão atuando sobre a válvula;  $Re=4000$ 

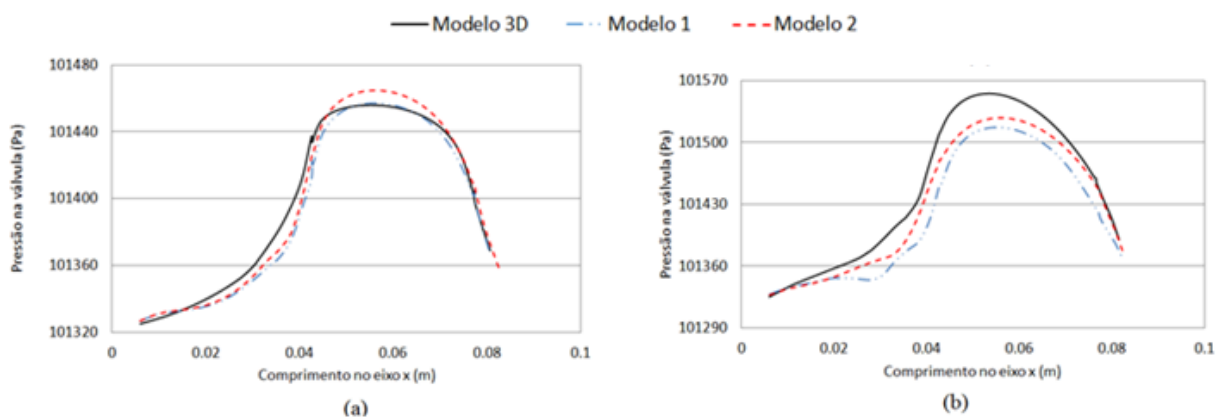
Fonte: Próprio Autor

Figura 46-Campo de pressão atuando sobre a válvula;  $Re=10000$



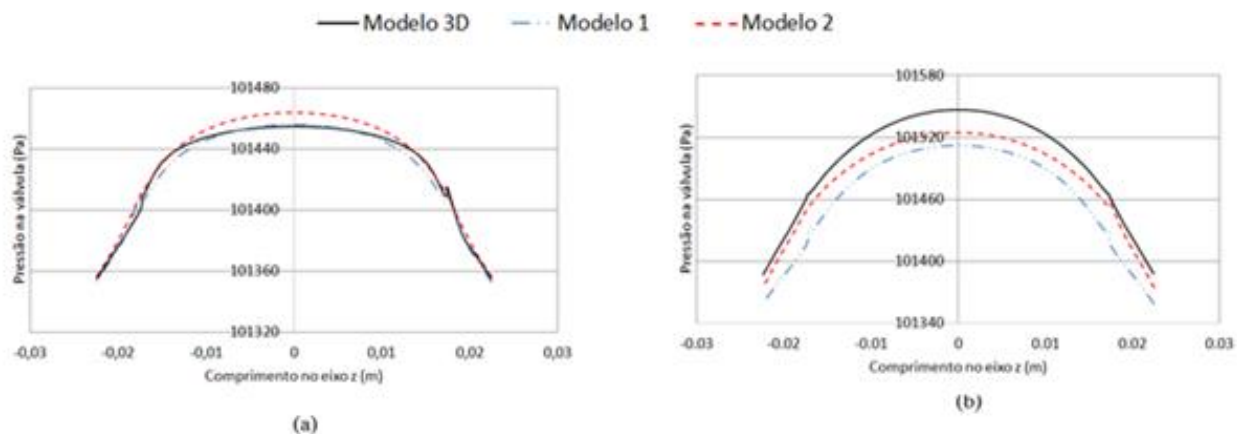
Fonte: Próprio Autor

Figura 47-pressão atuando sobre a válvula ao longo do eixo x; a)  $Re=4.000$  b)  $Re10.000$



Fonte: Próprio Autor

Figura 48-Pressão atuando sobre a válvula ao longo do eixo z; a)  $Re=4.000$  b)  $Re10.000$

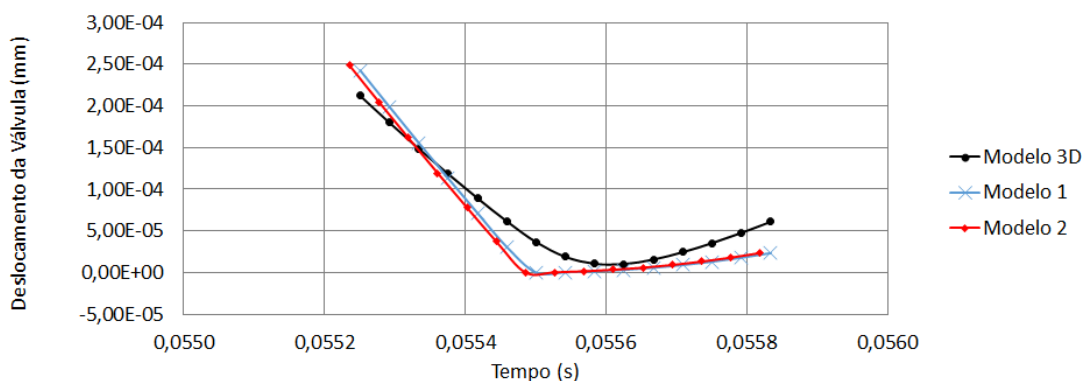


Fonte: Próprio Autor

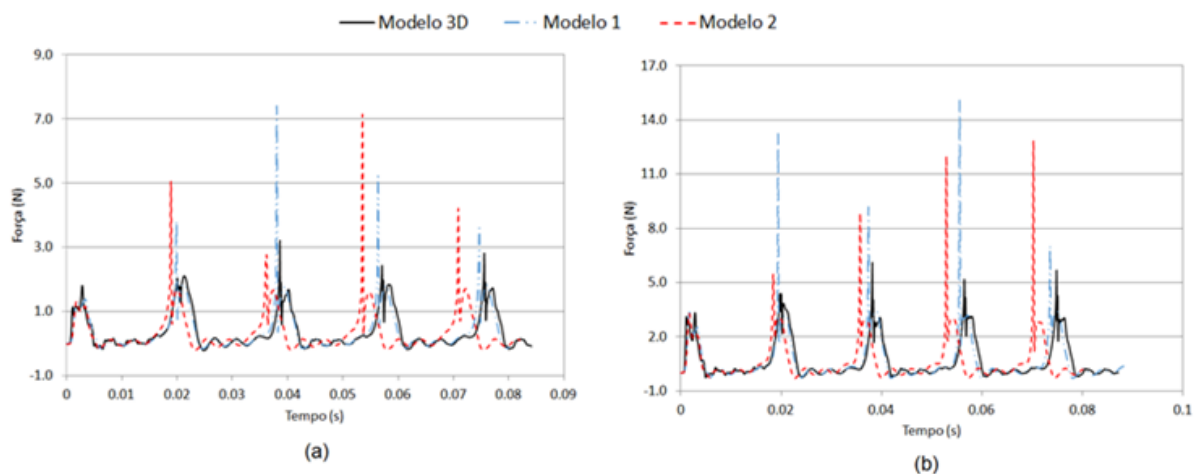
#### 4.4 Força e queda de pressão

Comparando a força resultante na válvula (Figura 50), notamos picos de força bem mais elevados nos resultados fornecidos pelos modelos 1 e 2 no momento em que ocorre o fechamento da válvula, embora a queda de pressão total ao longo do escoamento tenha valores bem próximos e com comportamentos semelhantes (Figura 51). Provavelmente este pico de força está associado ao modelo de impacto da válvula com o assento. Como nos modelos híbridos foi utilizado o modelo de impacto inelástico a válvula demora um tempo maior no fechamento (conforme ilustrado na Figura 49, que traz de forma ampliada o momento de fechamento da válvula), causando um pico elevado de força. Embora os modelos de impacto sejam diferentes e ocorra um grande pico de pressão, os modelos híbridos reproduzem de forma bastante aceitável os resultados obtidos pelo modelo 3D completo.

Figura 49-Deslocamento durante o fechamento da válvula

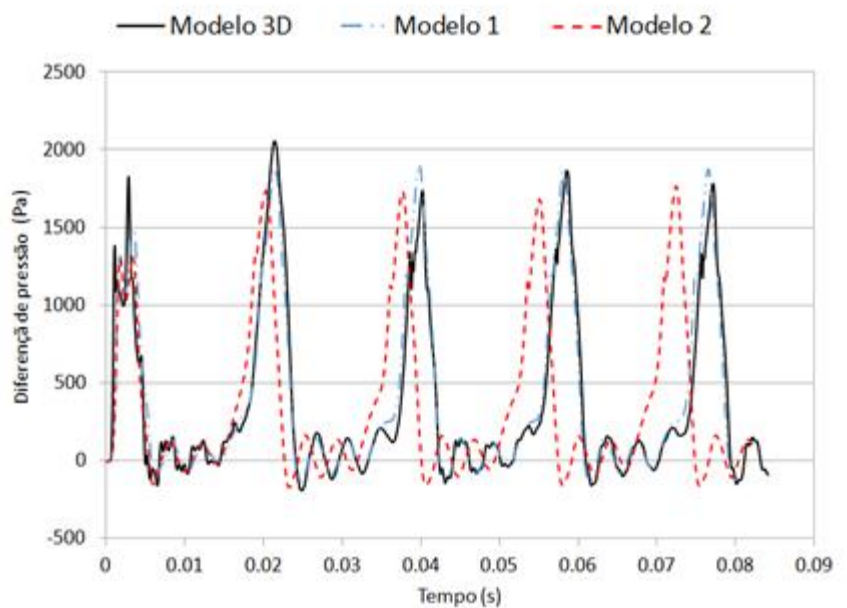


Fonte: Próprio Autor

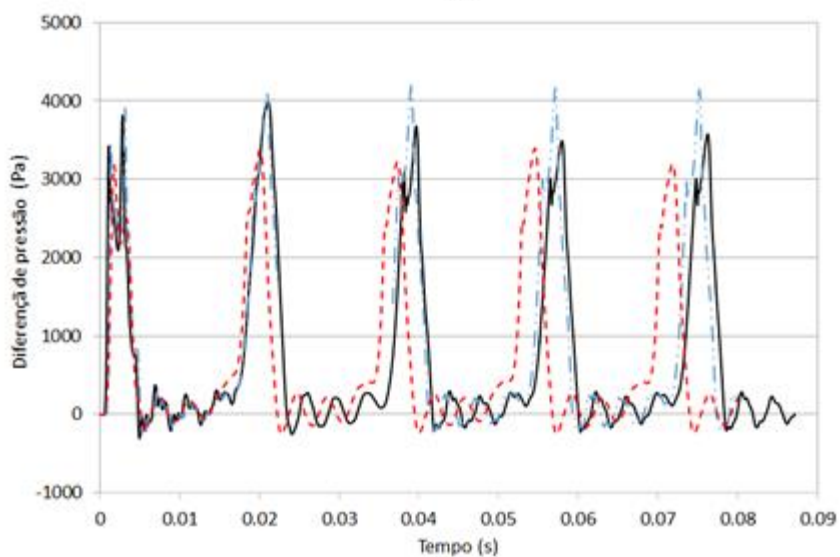
Figura 50-Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: força atuante na válvula em função do tempo - a)  $Re=4.000$  b)  $Re=10.000$ 

Fonte: Próprio Autor

Figura 51-Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: diferença de pressão entre entrada e o ambiente em função do tempo - a)  $Re=4.000$  b)  $Re=10.000$



(a)



(b)

Fonte: Próprio Autor

#### 4.5 Tempo computacional

Comparamos o tempo computacional de simulação consumido por cada modelo para completar um tempo de movimento da válvula de 0,08 s (aproximadamente 4 ciclos de abertura da válvula). O processador utilizado em todas as simulações foi um Intel® Core™ i7-3770 3.40Ghz -16.0GB RAM.

Para as simulações com  $Re=4.000$  os modelos 1 e 2 apresentam uma redução em média de 13% comparando com o modelo 3D, 15,5% para  $Re= 6.000$  e 13,5%  $Re=10.000$ . Porém, essas reduções representam apenas algumas horas de simulação.

A simulação para  $Re=15000$  precisou ser realizada com o passo de tempo denominado  $\Delta t_3$  devido à grande deflexão da válvula (conforme explicado no item 4). Neste caso, o tempo de simulação foi muito mais elevado: a redução média foi de 21,3%, que representa uma redução de 13 horas, o que já é um tempo considerável.

Podemos concluir, então, que desde que a geometria não requeira uma malha e um passo de tempo extremamente refinados, é preferível usar o modelo 3D, que proporciona resultados que incluem a deformação da lâmina, o que é importante para o projeto estrutural da válvula. Entretanto, para casos mais complexos ou que demandem um grande tempo de simulação, os modelos híbridos passam a ser preferíveis.

Tabela 4- Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: tempo de simulação;  $Re=4.000$ .

Re=4000	Tempo de simulação	Porcentagem
Modelo 3D	13h 32min	100.00%
1D -Modelo 1	11h 40min	86.21%
1D -Modelo 2	11h 53min	87.81%

Fonte: Próprio Autor

Tabela 5-Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: tempo de simulação;  $Re=6.000$ .

Re=6000	Tempo de simulação	Porcentagem
Modelo 3D	13h 41min	100.00%
1D -Modelo 1	11h 31min	84.17%
1D -Modelo 2	11h 33min	84.41%

Fonte: Próprio Autor

Tabela 6-Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: tempo de simulação; Re=10.000.

Re=10000	Tempo de simulação	Porcentagem
Modelo 3D	13h 59 min	100.00%
1D -Modelo 1	11h 48min	85.40%
1D -Modelo 2	12h 04min	87.33%

Fonte: Próprio Autor

Tabela 7-Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: tempo de simulação; Re=15.000.

Re=15000	Tempo de simulação	Porcentagem
Modelo 3D	61h 20 min	100.00%
1D -Modelo 1	48h 13min	78.61%
1D -Modelo 2	48h 20min	78.80%

Fonte: Próprio Autor

## 5 CONCLUSÃO

---

Nesse trabalho, implementamos duas metodologias híbridas para resolver numericamente o problema da dinâmica de válvula de compressores de refrigeração e comparamos os resultados com aqueles fornecidos por uma metodologia numérica tridimensional completa, já validada com resultados experimentais.

Os modelos híbridos representam melhor a dinâmica da válvula para baixos números de Reynolds do escoamento. A deformação da válvula é menor nestes casos, portanto, a abertura linear intrínseca dos modelos 1 e 2 não causam muita influência.

Como a válvula tem uma abertura menor perto do engaste, o escoamento tende a se concentrar na região oposta, onde a abertura é maior. A falta de deformação nos modelos híbridos faz com que a abertura no lado do engaste seja maior em relação ao real, reduzindo a resistência viscosa nesta região do escoamento. Isto faz com que a distribuição circunferencial do escoamento seja mais uniforme, reduzindo a magnitude das velocidades no lado da maior abertura. Embora isso aconteça, ambos os modelos 1 e 2 conseguem representar os perfis de pressão e de velocidade do escoamento de forma coerente.

As pressões atuantes na superfície da válvula têm uma diferença máxima de 0,5%, indicando que a abertura linear dos modelos híbridos não promove muita influência nesse resultado.

Embora a diferença do método de impacto aplicado nos dois modelos – completo e 1D - não tenha influenciado na amplitude do deslocamento da válvula, é possível que a diferença na frequência possa estar relacionada a este fato, sendo motivo de futuras investigações.

O tempo necessário para a simulação de cada caso é cerca de 15% menor para os modelos híbridos. Porém, em termos absolutos, essa redução de tempo não passa de algumas horas. Sendo assim, podemos concluir que utilizar um modelo híbrido para simplificar a modelagem da estrutura da válvula de um compressor não é vantajoso. O uso do modelo tridimensional completo pode fornecer parâmetros importantes para o projeto estrutural da válvula, resultados que não são obtidos por meio dos modelos

híbridos simplificados. Porém, para escoamentos com números de Reynolds mais elevados a redução de tempo de simulação é mais significativa para problemas de otimização - 13 horas (21%) para  $Re=15.000$ .

## REFERÊNCIAS

---

ARANTES, D. M. **Estudo experimental da interação fluido-estrutura em um modelo de válvula de compressor de refrigeração**. 2013. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2013.

BRANCHER, R. D.; DESCHAMPS, C. J. Modeling of rolling-piston compressors with special attention to the suction and discharge processes. In: PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 22, 2014, West Lafayette. **Proceedings of the...** West Lafayette: [S.n.], 2014. Paper 1302.

COSTAGLIOLA, M. The theory of spring loaded valves for reciprocating compressor. **ASME Journal of Applied Mechanics**, New York, v. 17, n. 4, p. 415-420, 1950.

DING, H.; GAO, H. **3-D** transiente CFD model for rolling piston compressor with dynamic reed valve. In: PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 22, 2014, West Lafayette. **Proceedings of the...** West Lafayette: [S.n.], 2014. Paper 1548.

ESTRUCH, O.; LEHMKUHL, O.; RIGOLA, J.; PÉREZ SEGARRA, C. D. Fluid-structure interaction of a reed type valve subjected to piston displacement. In: PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 22, 2014, West Lafayette. **Proceedings of the...** West Lafayette: [S.n.], 2014. Paper 1659.

KIM, H. S.; AHN, J. W.; KIM, D. H. Fluid structure interaction and impact analyses of reciprocating compressor discharge valves. In: PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 2008, West Lafayette. **Proceedings of the...** West Lafayette: [S.n.], 2008. Paper 1112.

KINJO, K.; NAKANO, A.; HIKICHI, T.; MORINISHI, K. Study of CFD considering valve behavior in reciprocating compressor. In: PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, West Lafayette. **Proceedings of the...** West Lafayette: [S.n.], 2010. Paper 1256.

KREYSZIG, E. **Advanced engineering mathematics**. New York: John Wiley & Sons, 1993.

MATOS, F. F. S.; DESCHAMPS, C. J.; PRATA, A. T. **A two-dimensional simulation model for reciprocating compressors with automatic valves**. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2797&context=icec>>. Acesso em: 23 set. 2016.

MAYER, J.; BJERRE, P.; BRUNE, F. A comparative study of different numerical models for flapper valve motion. In: PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 22, 2014, West Lafayette. **Proceedings of the...** West Lafayette: [S.n.], 2014. Paper 1315.

MISTRY, H.; BHAKTA, A.; DHAR, S.; BAHADUR, V.; DEY, S. Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics. In: PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 2012, West Lafayette. **Proceedings of the...** West Lafayette: [S.n.], 2012. Paper 1210.

MOIMÁS, G. B. **Análise experimental da interação fluido-estrutura no escoamento pulsante em um tipo de válvula de compressor de refrigeração**. 2015. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2015.

PEREIRA, E. L. L.; DESCHAMPS, C. J.; RIBAS, F. A. **A comparative analysis of numerical simulation approaches for reciprocating compressors**. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2878&context=icec>>. Acesso em: 23 set. 2016.

PEREIRA, E. L. L.; SANTOS, C. J.; DESCHAMPS, C. J.; KREMER, R. **A simplified cfd model for simulation of the suction process of reciprocating compressors**. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=3191&context=icec>>. Acesso em: 23 set. 2016.

POSSAMAI, F. C. **Escoamento laminar através de válvulas inclinadas de compressores de refrigeração**. 1994. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1994.

POSSAMAI, F. C.; TODESCAT, M. L. **A review of household compressor energy performance**. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2710&context=icec>>. Acesso em: 23 set. 2016.

ROVARIS, J. B. **Uma metodologia para a simulação numérica de compressores**. 2004. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.

SALINAS, C. D. A. **Análise numérica do escoamento turbulento em válvulas automáticas de compressores**. 2001. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

SILVA, J. C.; ARCENO, E. Correlation between the fluid structure interaction method and experimental analysis of bending stress of a variable capacity compressor suction valve. In: PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 22, 2014, West Lafayette. **Proceedings of the...** West Lafayette: [S.n.], 2014. Paper 1324.

SOUTO, L. E. M. **Investigação experimental do escoamento turbulento em válvulas de compressores**. 2002. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil Ltda, 1985.

TAN, Q.; LIU, Z.; CHENG, J.; FENG, Q. Effective flow and force areas of discharge valve in a rotary compressor. In: PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL COMPRESSOR

ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 22, 2014, West Lafayette. **Proceedings of the...** West Lafayette: [S.n.], 2014. Paper 1159.

TRELLA, T. J.; SOEDEL, W. **Effect of valve port gas inertia on valve dynamics- part 1: simulation of a poppet.** Disponível em: <  
<http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1119&context=icec>>. Acesso em: 23 set. 2016.

USSYK, M. S. **Simulação numérica do desempenho de compressores herméticos alternativos.** 1984. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1984.

WU, S.; WANG, Z. A numerical simulation of fluid-structure interaction for refrigerator compressors suction and exhaust system performance analysis. In: PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 22, 2014, West Lafayette. **Proceedings of the...** West Lafayette: [S.n.], 2014. Paper 1131.

YOSHIZUMI, F.; KONDOH, Y.; MOROI, T.; TAMANO, S.; MORINISHI, Y. Numerical simulation on the opening delay of a discharge valve in compressor. In: PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 22, 2014, West Lafayette. **Proceedings of the...** West Lafayette: [S.n.], 2014. Paper 1428.

## Apêndices

Os Itens A.1-A.4 do Apêndices A foram baseados no manual Ansys CFX- *Solver Theory Guide* e no manual: *ANSYS Mechanical APDL Theory Reference*.

### Apêndice A- Detalhes dos métodos utilizados no modelo tridimensional

#### A.1-Método de Solução para um sistema de equações acopladas

O conjunto linear de equações que surge quando se aplica o método de volumes finitos a todos os elementos do domínio são equações discretas da conservação e podem ser escrito na forma:

$$\sum_{nb_i} a_i^{nb} \phi_i^{nb} = b_i \quad (A1)$$

onde  $\phi_i$  é a solução,  $b_i$  o lado direito,  $a_i$  dos coeficientes da equação,  $i$  é o número de identificação do volume de controle ou nó em questão, e  $nb$  significa "a vizinhança", mas também inclui o coeficiente central através da multiplicação da solução da iésima posição. Um nó pode ter qualquer número de vizinhos, de modo que o método é igualmente aplicável a ambas as malhas, estruturadas ou não estruturadas. O conjunto destes, para todos os volumes de controle constitui o conjunto do sistema de equações lineares. Para uma equação escalar (por exemplo, entalpia ou energia cinética turbulenta), este são um apenas um número. Para o conjunto acoplado da equação 3D massa-quantidade de movimento, esses termos são matrizes (4 x 4) ou vetores (4 x 1), e podem ser expresso como:

$$a_i^{nb} = \begin{bmatrix} a_{uu} & a_{uv} & a_{uw} & a_{up} \\ a_{vu} & a_{vv} & a_{vw} & a_{vp} \\ a_{wu} & a_{wv} & a_{ww} & a_{w\phi} \\ a_{pu} & a_{pv} & a_{pw} & a_{pp} \end{bmatrix}_i^{nb} \quad (A2)$$

$$\phi_i^{nb} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}_i^{nb} \quad (\text{A3})$$

$$b_i = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}_i \quad (\text{A4})$$

As vantagens do método acoplado sobre uma abordagem não-acoplada ou segregada são várias: robustez, eficiência, generalidade e simplicidade. A sua principal desvantagem é o elevado custo de memória necessário para armazenagem de todos os coeficientes.

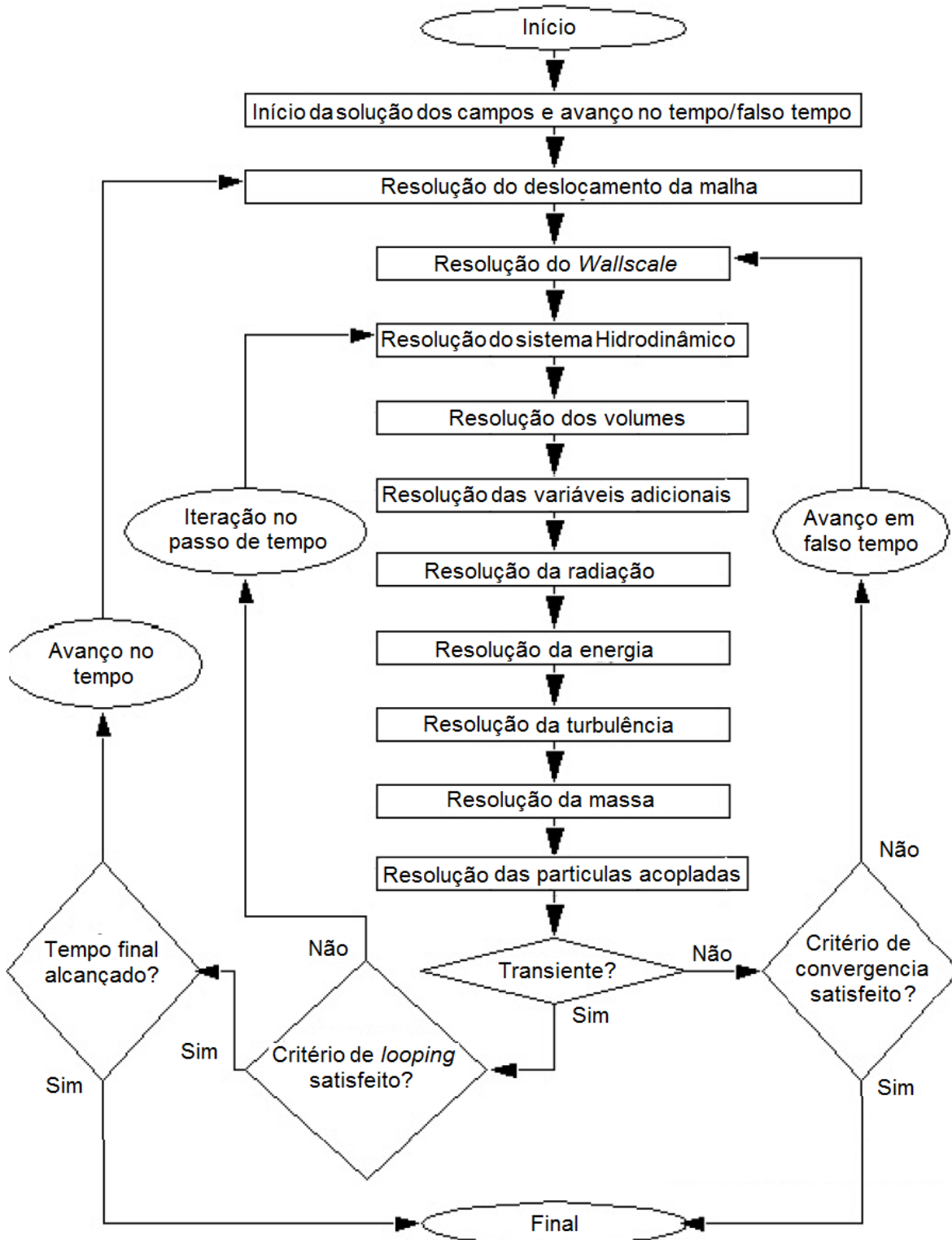
### **Solução geral do método**

O fluxograma da Figura 52 ilustra o processo de solução de campo geral usado pelo CFX. A solução de cada conjunto de equações do campo mostrado na figura é composta por duas operações numericamente intensivas.

Para cada intervalo de tempo:

1. Coeficiente de Geração: As equações não lineares são linearizadas e montadas no interior da matriz solução.
2. Equação Solução: As equações lineares são resolvidas usando um método algébrico Multigrid.

Figura 52-fluxograma da solução de equações lineares usada pelo CFX



Fonte: Ansys CFX- Solver Theory Guide

## A.2- Tratamento dos termos difusivos

Seguindo o método padrão de elementos finitos, as funções de forma são utilizadas para avaliar as variáveis deriváveis no espaço para todos os termos difusivos. Por exemplo, para uma variável derivável na direção X no ponto de integração  $ip$ :

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_{ip} = \sum_n \left. \frac{\partial N_n}{\partial x} \right|_{ip} \phi_n \quad (A5)$$

O somatório é sobre todas as funções de forma para o elemento. As variáveis deriváveis no plano cartesiano das funções forma podem ser expressas em termos de suas derivadas locais através da matriz de transformação Jacobiana:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial x} \\ \frac{\partial N}{\partial y} \\ \frac{\partial N}{\partial z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} & \frac{\partial z}{\partial s} \\ \frac{\partial x}{\partial t} & \frac{\partial y}{\partial t} & \frac{\partial z}{\partial t} \\ \frac{\partial x}{\partial u} & \frac{\partial y}{\partial u} & \frac{\partial z}{\partial u} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial s} \\ \frac{\partial N}{\partial t} \\ \frac{\partial N}{\partial u} \end{bmatrix} \quad (A6)$$

Os gradientes das funções de forma podem ser avaliados no local real de cada ponto de integração ou no local em que cada superfície de  $ip$  intersecta a borda do elemento.

### A.3- Tratamento dos termos convectivos

O esquema *High Resolution Scheme* utiliza uma equação especial não-linear para  $\beta$  em cada nó, calculando-o para ser o mais próximo de 1 como possível, sem a introdução de novos extremos. O fluxo convectivo é então avaliado utilizando os valores de  $\beta$  e  $\nabla\phi$  do *upwind* nó.

Esta metodologia envolve primeiro em calcular um  $\phi_{min}$  e  $\phi_{max}$  em cada nó usando uma malha envolvendo nós adjacentes (incluindo o próprio nó) e em seguida calculando para cada ponto de integração em torno do nó, a seguinte equação é resolvida para  $\beta$  para garantir que ele não seja menor que  $\phi_{min}$  ou maior que  $\phi_{max}$ :

$$\phi_{ip} = \phi_{up} + \beta \nabla\phi \cdot \Delta\vec{r} \quad (A7)$$

O valor nodal para  $\beta$  é tomada como sendo o valor mínimo de todos os valores dos pontos de integração que rodeiam o nó, mas também não é permitido exceder 1. Quando aplicado a situações híbridos torna-se o esquema *Total Variation Diminishing* (TVD).

#### A.4- Cálculo dos coeficientes Alpha e Beta para a matriz de amortecimento

Os valores de  $\alpha$  e  $\beta$  geralmente não são conhecidos diretamente, mas podem ser calculados a partir dos resultados da análise modal, e das relações entre o amortecimento efetivo e amortecimento crítico ( $\xi_i$ ) para um determinado modo de vibração. Se  $\omega_{n_i}$  é a frequência natural de modo  $i$ ésimo modo, então  $\alpha$  e  $\beta$  satisfazem a seguinte relação:

$$\xi_i = \frac{\alpha}{2\omega_{n_i}} + \frac{\beta \omega_{n_i}}{2} \quad (\text{A8})$$

Para especificar ambos os valores de  $\alpha$  e  $\beta$  para um dado valor de  $\xi$ , adotamos que a soma desses termos é quase constante ao longo de uma determinada faixa de frequências (conforme o princípio de amortecimento de Rayleigh, Figura 53). Portanto, dado o valor de  $\xi$  e uma faixa de frequências entre  $\omega_{n_1}$  e  $\omega_{n_2}$ , podemos resolver as duas equações de forma simultânea, obtendo:

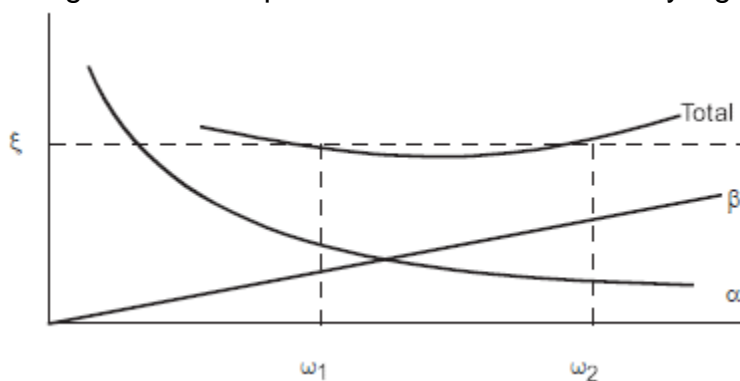
$$\alpha = 2\xi \frac{\omega_{n_1} \omega_{n_2}}{\omega_{n_1} + \omega_{n_2}}$$

e

(A9)

$$\beta = \frac{2\xi}{\omega_{n_1} + \omega_{n_2}}$$

Figura 53-Princípio de amortecimento de Rayleigh



Fonte: ANSYS Mechanical - Structural Analysis Guide

### A.5- Método de Integração no tempo, HHT- $\alpha$ generalizado

Para resolver as três variáveis desconhecidas:  $\{\ddot{y}_{n+1}\}$ ,  $\{\dot{y}_{n+1}\}$  e  $\{y_{n+1}\}$  referentes a equação 6 para o passo de tempo futuro  $n + 1$ , o método HHT- $\alpha$  generalizado usa a equação algébrica A10:

$$[M]\{\ddot{y}_{n+1-\alpha_m}\} + [C]\{\dot{y}_{n+1-\alpha_f}\} + [K]\{y_{n+1-\alpha_f}\} = \{F(t_{n+1-\alpha_f})\} \quad (A10)$$

onde:

$$\begin{aligned} \{\ddot{y}_{n+1-\alpha_m}\} &= (1 - \alpha_m)\{\ddot{y}_{n+1}\} + \alpha_m\{\ddot{y}_n\} \\ \{\dot{y}_{n+1-\alpha_f}\} &= (1 - \alpha_f)\{\dot{y}_{n+1}\} + \alpha_f\{\dot{y}_n\} \\ \{y_{n+1-\alpha_f}\} &= (1 - \alpha_f)\{y_{n+1}\} + \alpha_f\{y_n\} \\ \{F(t_{n+1-\alpha_f})\} &= (1 - \alpha_f)\{F_{n+1}\} + \alpha_f\{F_n\} \end{aligned}$$

Na forma de diferenças finitas a equação A10 pode ser escrita da seguinte forma:

$$\begin{aligned} (a_0[M] + a_1[C] + (1 - \alpha_f)[K])\{y_{n+1}\} &= (1 - \alpha_f)\{F_{n+1}\} + \alpha_f\{F_n\} - \alpha_f[K]\{y_n\} + \\ [M](a_0\{y_n\} + a_2\{\dot{y}_n\} + a_3\{\ddot{y}_n\}) &+ [C](a_1\{y_n\} + a_4\{\dot{y}_n\} + a_5\{\ddot{y}_n\}) \end{aligned} \quad (A11)$$

onde:

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{1 - \alpha_m}{\alpha \Delta t^2} \\ a_1 &= \frac{(1 - \alpha_f)\delta}{\alpha \Delta t} \\ a_2 &= a_0 \Delta t \\ a_3 &= \frac{1 - \alpha_m}{2\alpha} - 1 \\ a_4 &= \frac{(1 - \alpha_f)\delta}{\alpha} - 1 \\ a_5 &= (1 - \alpha_f) \left( \frac{\delta}{2\alpha} - 1 \right) \Delta t \end{aligned}$$

O método HHT- $\alpha$  calcula a variável desconhecida  $\{y_{n+1}\}$  no tempo  $t_{n+1}$  usando a equação (A9) e então o programa calcula as outras duas variáveis  $\{\dot{y}_{n+1}\}$  e  $\{\ddot{y}_{n+1}\}$  usando as equações (A12) e (A13).

$$\{\dot{y}_{n+1}\} = a_1(\{y_{n+1}\} - \{y_n\}) - a_4\{\dot{y}_n\} - a_5\{\ddot{y}_n\} \quad (\text{A12})$$

$$\{\ddot{y}_{n+1}\} = a_0(\{y_{n+1}\} - \{y_n\}) - a_2\{\dot{y}_n\} - a_3\{\ddot{y}_n\} \quad (\text{A13})$$

## Apêndice B- Algoritmos dos modelos híbridos

Algoritmo do modelo 1:

```

#include "cfx5ext.h"
dllexport(formato)
  SUBROUTINE FORMATO(NLOC,NRET,NARG,RET,ARGS,CRESLT,
    & CZ,DZ,IZ,LZ,RZ)

#include "parallel_partitioning.h"

C -----
C   Argument list
C -----
C
C   INTEGER          NLOC,NARG,NRET
C   CHARACTER        CRESLT*(*)
C   REAL             ARGS(NLOC,NARG), RET(NLOC,NRET)
C
#include "cfd_memory_stacks.h"
C
C -----
C   Local Parameters
C -----
C
C   CHARACTER*(*)    ROUTIN
C   PARAMETER        (ROUTIN='FORMATO')
C
C -----
C   Local Variables
C -----
C
C   INTEGER          i
C   REAL             a1,C,M,Xc,K,W,Wn,pi
C   REAL             VELOC,RESP,T,dT
C   REAL             Tant,F,X,Xant,dX,dXant
C
C -----
C   Saved variables
C -----
C   SAVE Tant,Xant,dXant,i,RESP
C
C -----
C   DATA statements
C -----
C   DATA RESP /0.0/
C =====

```

```

C -----
C Executable Statements
C -----
C
M=6.4/1000
K=250
Wn=31.4
pi=3.1415

C=0.05*2*M*Wn
al=C/(2*M)
W=(sqrt(4*M*K-C**2))/(2*M)

T = ARGS(1,1)
F = ARGS(1,2)
F=-1*F
dT=T-Tant
i=i+1

    Xc=Xant-(F/K)
    X=exp(-al*dT)*(Xc*cos(W*dT)+((al*Xc-dXant)/W)*sin(W*dT))+ (F/K)
    dX=-al*exp(-al*dT)*(Xc*cos(W*dT)+((al*Xc-dXant)/W)*sin(W*dT))+
&      exp(-al*dT)*(-Xc*W*sin(W*dT)+((al*Xc-dXant))*cos(W*dT))
    if (X<=0) then
        X=0
        dX=0
    endif

    RESP=-X/(0.055)

    write(*,*) RESP,T,Tant,F
    Xant=X
    dXant=dX
    Tant=T

C -----
C Set return value
C -----
DO ILOC = 1, NLOC
    RET(ILOC,1) = RESP

ENDDO

CRESLT = 'GOOD'

END

```

## Algoritmo do modelo 2:

```

#include "cfx5ext.h"
dllexport(formato)
  SUBROUTINE FORMATO(NLOC,NRET,NARG,RET,ARGS,CRESLT,
&                  CZ,DZ,IZ,LZ,RZ)

C -----
C   Preprocessor includes
C -----
C
#include "parallel_partitioning.h"
C -----
C   Argument list
C -----

  INTEGER          NLOC,NARG,NRET
  CHARACTER        CRESLT*(*)
  REAL             ARGS(NLOC,NARG), RET(NLOC,NRET)

C -----
C   Local Parameters
C -----

  CHARACTER*(*)    ROUTIN
  PARAMETER        (ROUTIN='FORMATO')

C -----
C   Local Variables
C -----

  INTEGER  i
c   variaveis geometricas valvula
  REAL  dist,b,h
c   variaveis propriedades da valvula
  REAL  C,M,J,K,Wn
c   variaveis inerentes a solucao
  REAL  al,Xc,W,pi,X,Xant,dX,dXant
c   variaveis passadas pelo CFX e derivadas
  REAL  T,Tant,dT,F,RESP

C---- Saved variables
C
  SAVE Tant,Xant,dXant,i,RESP
C -----
C   DATA statements
C -----

  DATA RESP /0.0/

C -----
C   definicoes de valores das variaveis
C -----

  pi=3.1415
  b=0.035
  h=0.0004
  J= 1.493d-5

```

```

K=214.7
Wn=31.4
c M=K/((2.d0*pi*Wn)**2.d0)
C=0.1*2*J*Wn
dist=0.055

C -----
C   argumentos do CFX
C -----
T = ARGS(1,1)
F = ARGS(1,2)
F=-1*F
dT=T-Tant

C -----
C   coeficientes da equacao
C -----
al=C*dist*dist/(2*J)
W=(sqrt(4*J*K*dist**2-dist**4*C**2))/(2*J)
Xc=Xant-(F/(K*dist))

C -----
C   Solucao da equacao
C -----

i=i+1
X=exp(-al*dT)*(Xc*cos(W*dT)+((al*Xc-dXant)/W)*sin(W*dT))+
& (F/(K*dist))
dX=-al*exp(-al*dT)*(Xc*cos(W*dT)+((al*Xc-dXant)/W)*sin(W*dT))+
& exp(-al*dT)*(-Xc*W*sin(W*dT)+((al*Xc-dXant))*cos(W*dT))
  if (X<=0) then
    X=0
    dX=0
  endif

  RESP=-tan(X)

  write(*,*) RESP,T,Tant,F

C -----
C   salvando os dados necessarios
C -----

  Xant=X
  dXant=dX
  Tant=T

c   endif

C---- Set return value

DO ILOC = 1, NLOC
  RET(ILOC,1) = RESP

ENDDO

CRESLT = 'GOOD'

END

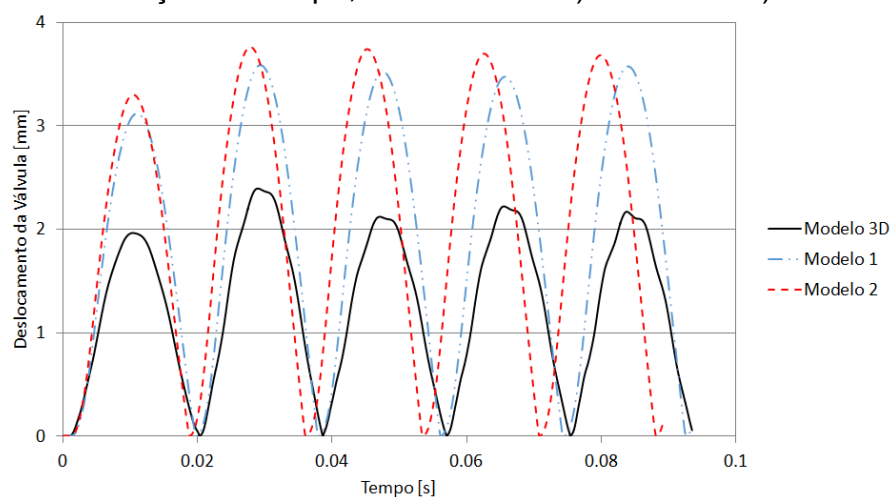
```

## Apêndice C- Resultados das simulações para os números de Reynolds de 6000 e 15000

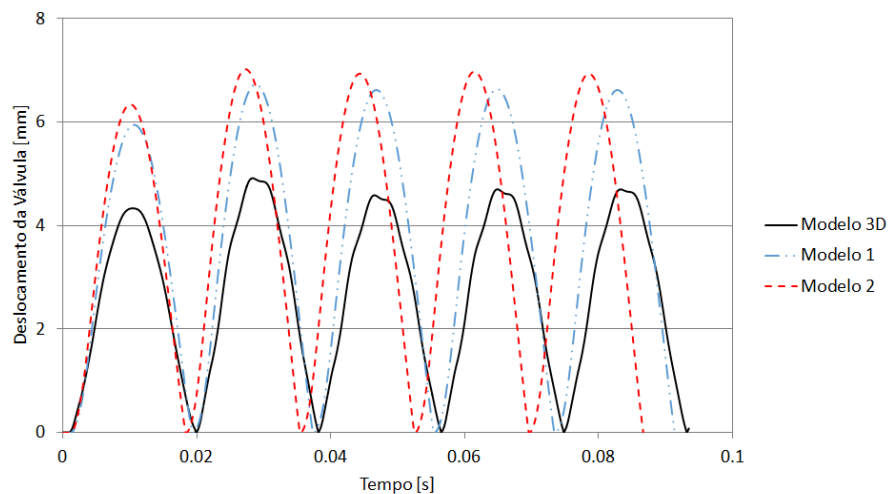
Nesta seção encontram-se os resultados de comparação entre os modelos numéricos híbridos e tridimensional para os Reynolds de 6000 e 15000.

### C.1 - Deslocamento da válvula

Figura 54-Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Referência1- a) Re=6.000 b) Re=15.000



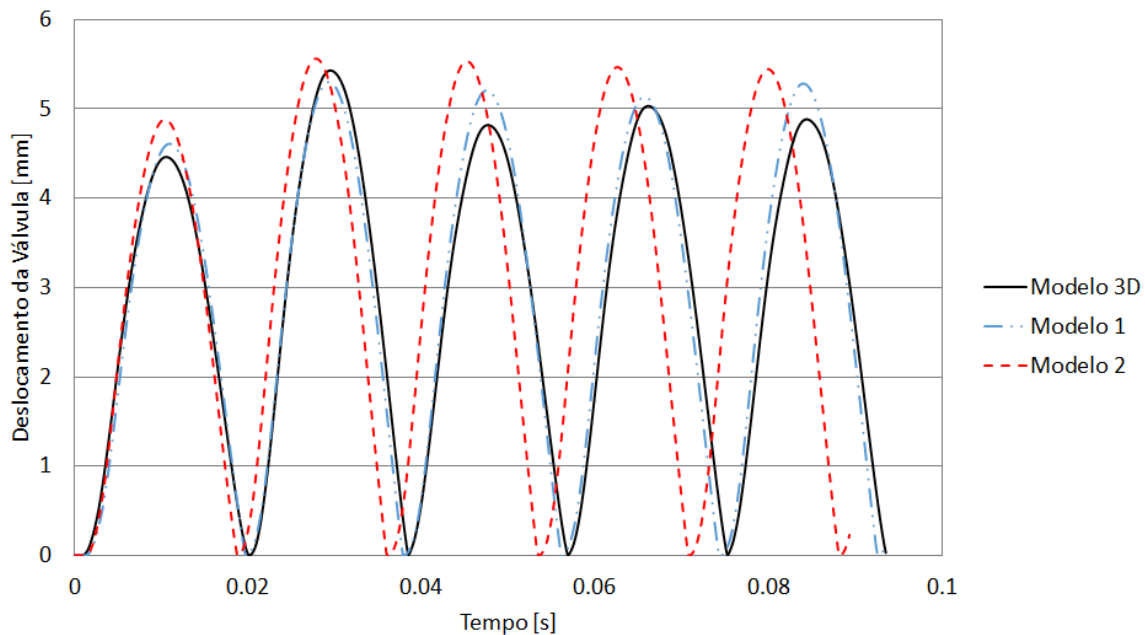
(a)



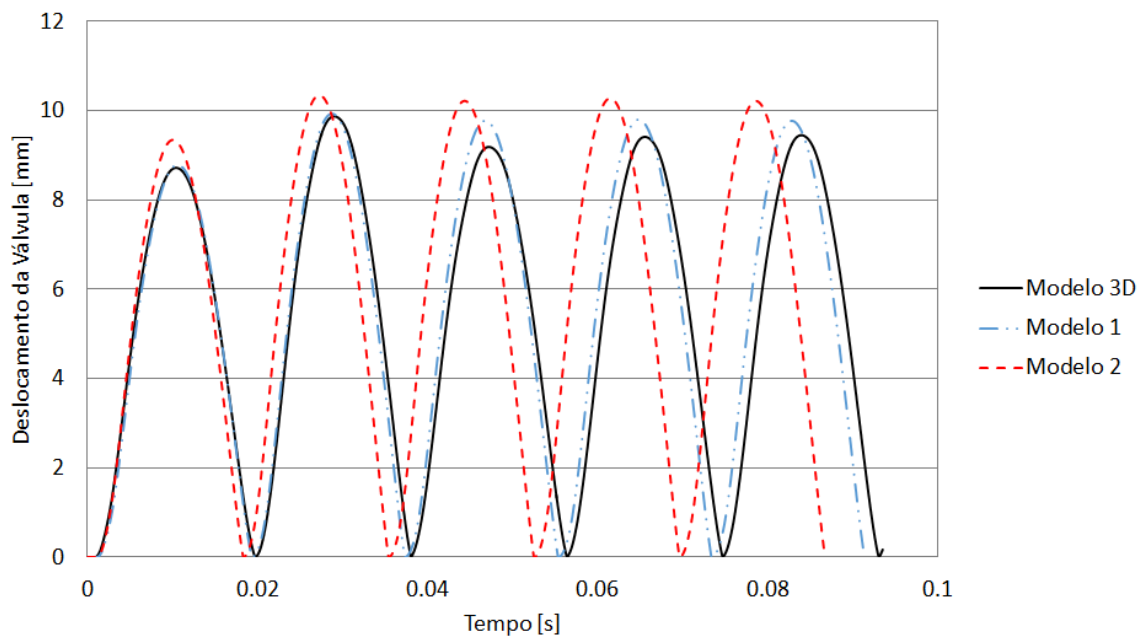
(b)

Fonte: Próprio Autor

Figura 55-Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Referência2 - a)  $Re=6.000$  b)  $Re=15.000$



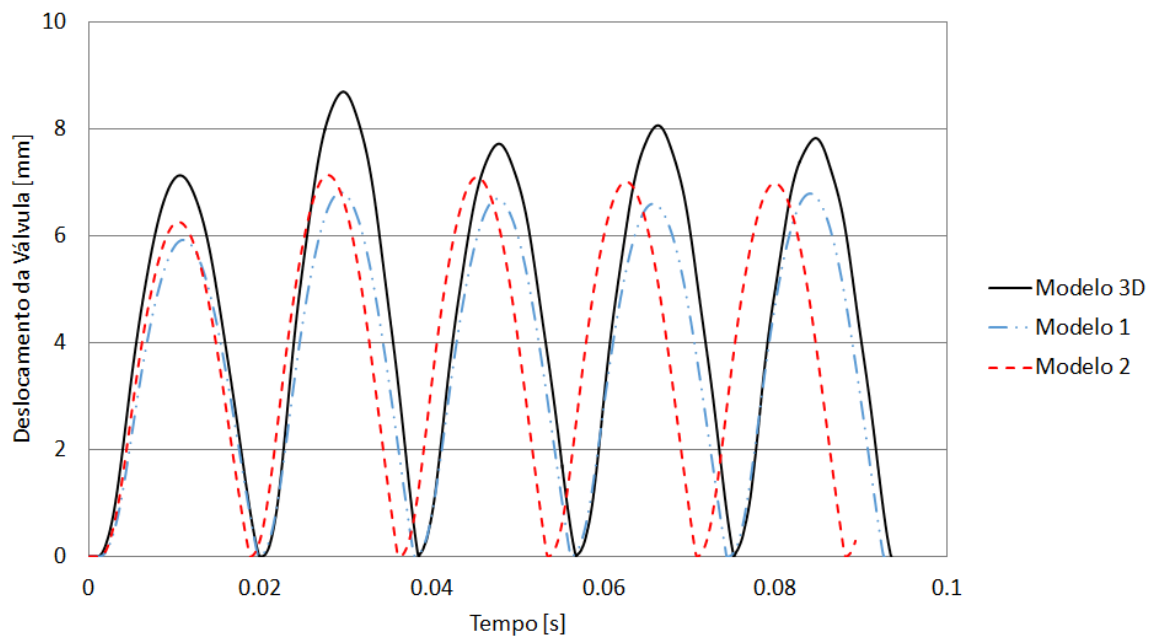
(a)



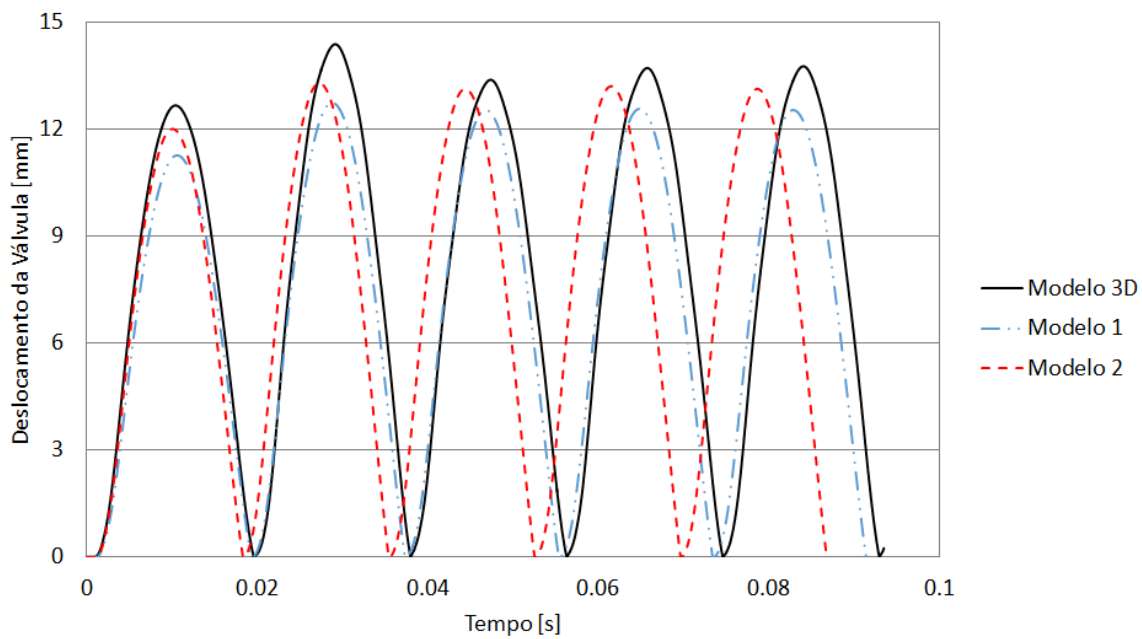
(b)

Fonte: Próprio Autor

Figura 56-Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Deslocamento da válvula em relação ao tempo; Referência 3 - a)  $Re=6.000$  b)  $Re=15.000$



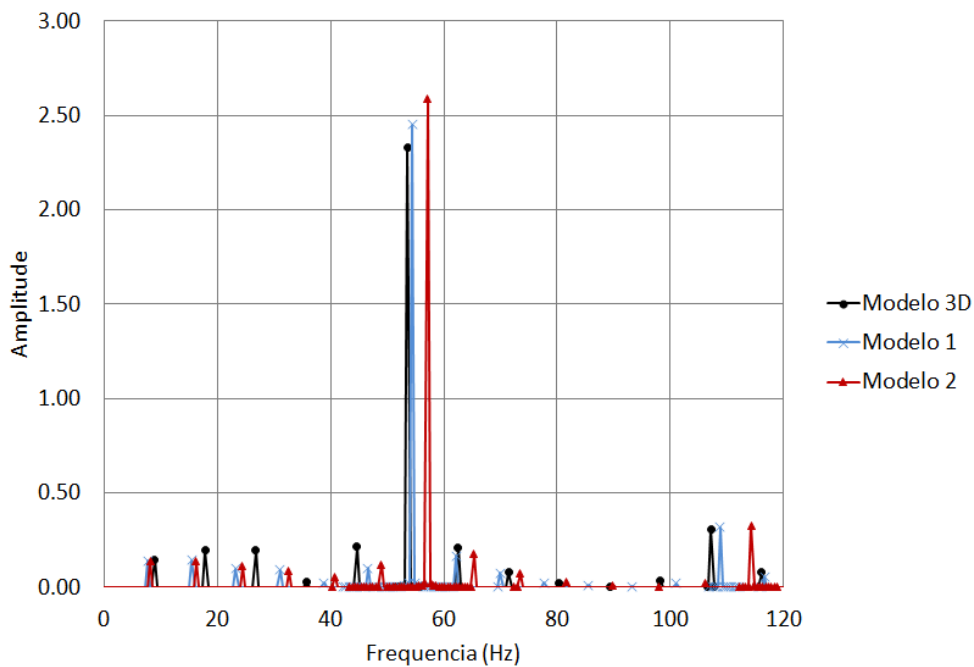
(a)



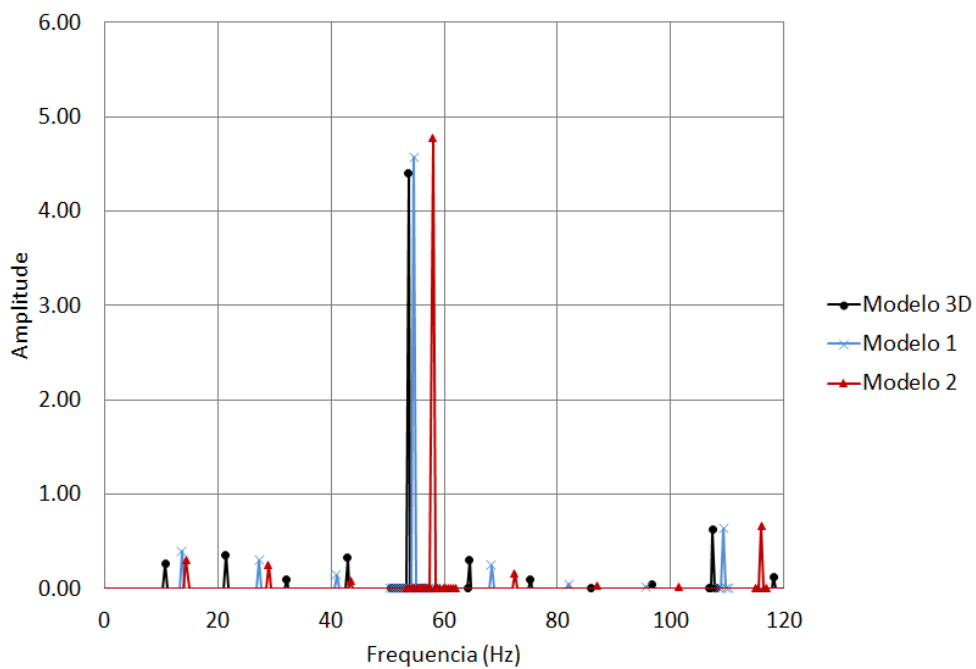
(b)

Fonte: Próprio Autor

Figura 57-Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: Resultados no domínio da frequência - a)  $Re=6.000$  b)  $Re=15.000$



(a)

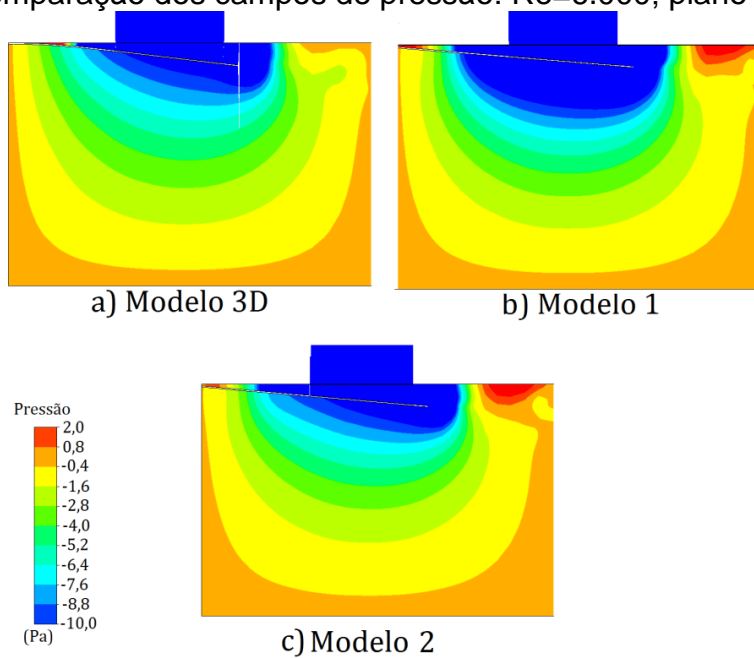


(b)

Fonte: Próprio Autor

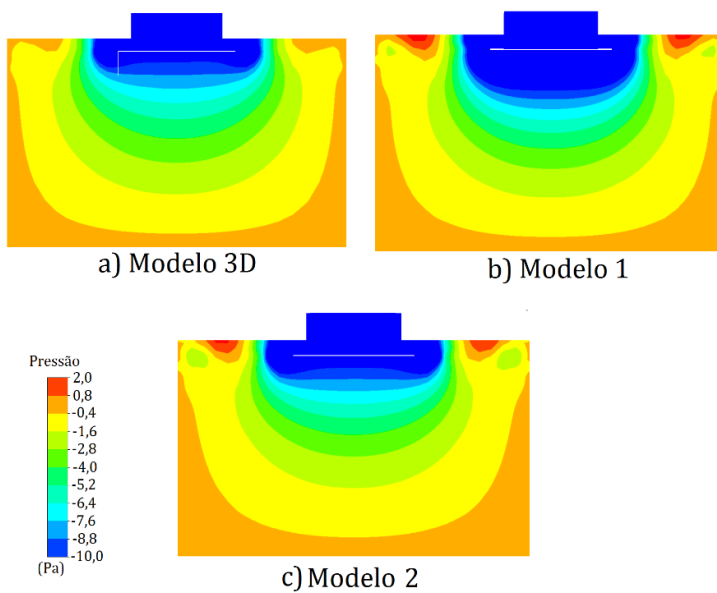
## C.2- Campos de Velocidade e Pressão

Figura 58-Comparação dos campos de pressão:  $Re=6.000$ ; plano de corte A1

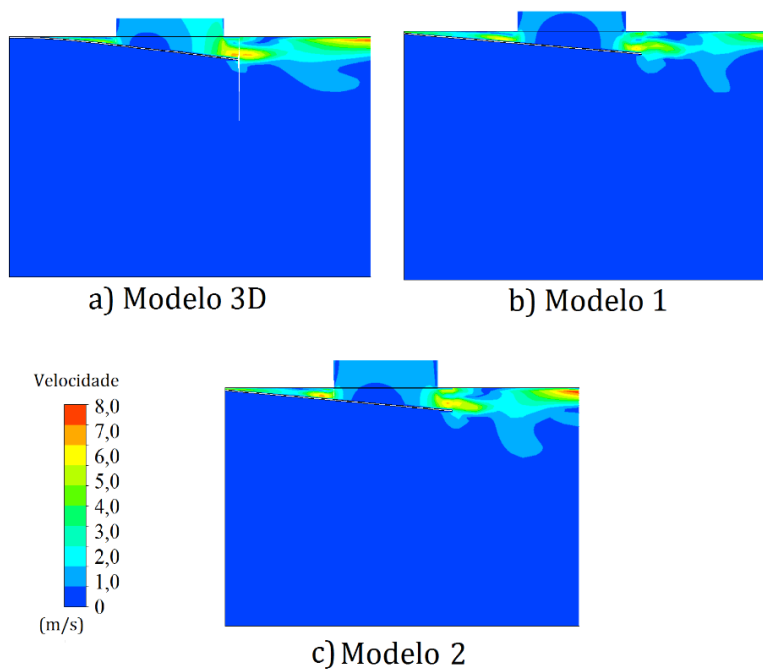


Fonte: Próprio Autor

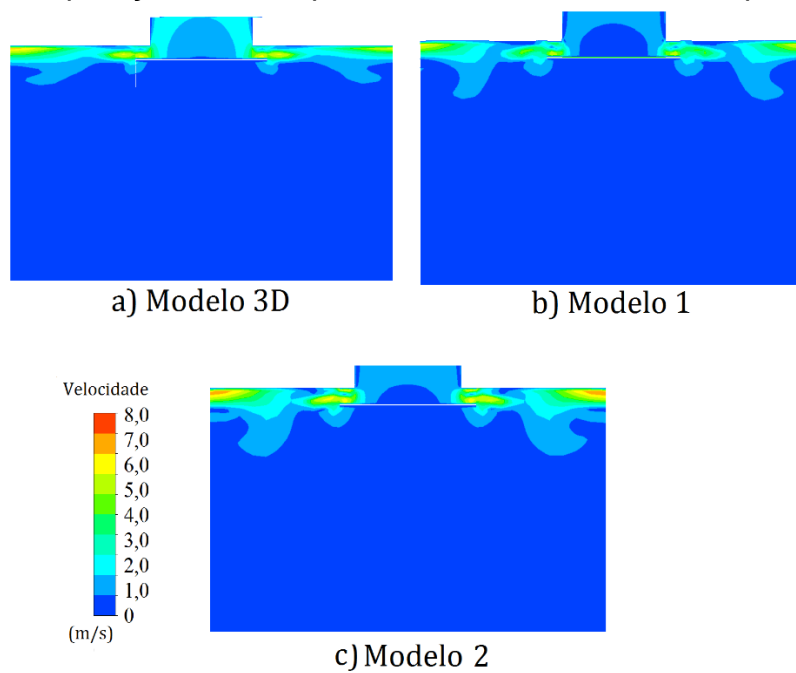
Figura 59-Comparação dos campos de pressão:  $Re=6.000$ ; plano de corte A2



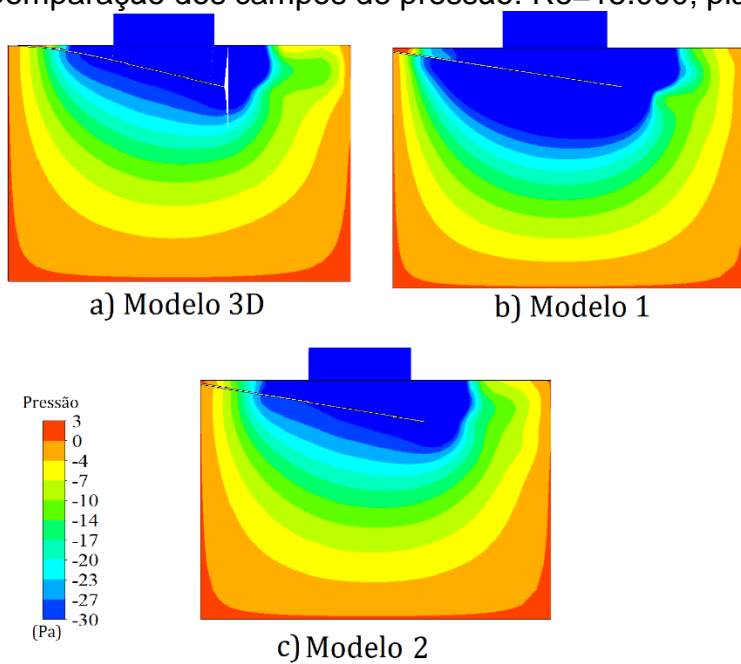
Fonte: Próprio Autor

Figura 60-Comparação dos campos de velocidade:  $Re=6.000$ ; plano de corte A1

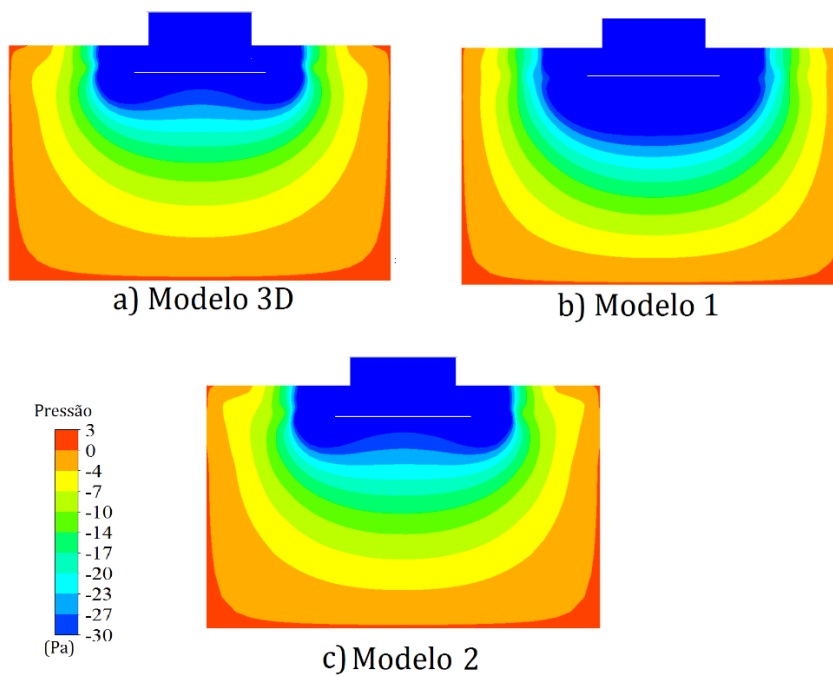
Fonte: Próprio Autor

Figura 61-Comparação dos campos de velocidade:  $Re=6.000$ ; plano de corte A2

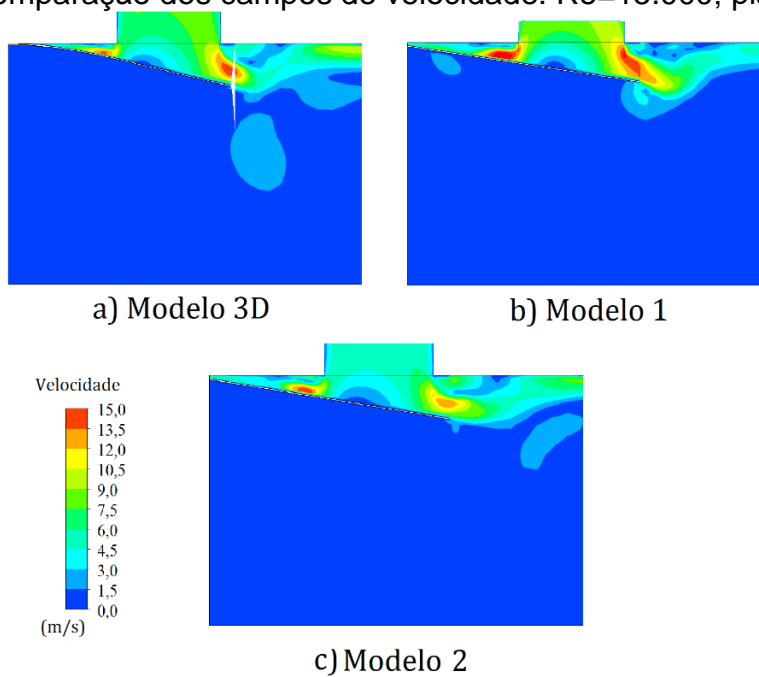
Fonte: Próprio Autor

Figura 62-Comparação dos campos de pressão:  $Re=15.000$ ; plano de corte A1

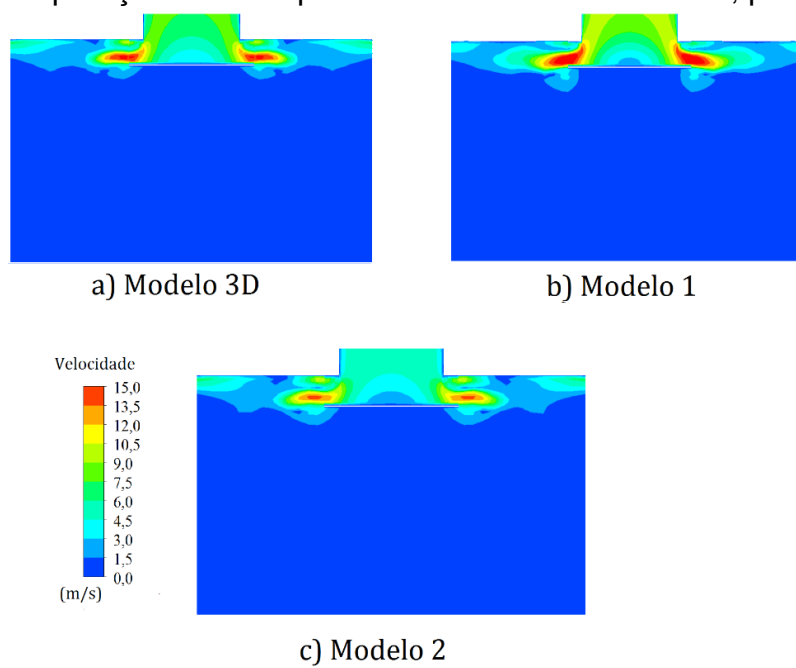
Fonte: Próprio Autor

Figura 63-Comparação dos campos de pressão:  $Re=15.000$ ; plano de corte A2

Fonte: Próprio Autor

Figura 64-Comparação dos campos de velocidade:  $Re=15.000$ ; plano de corte A1

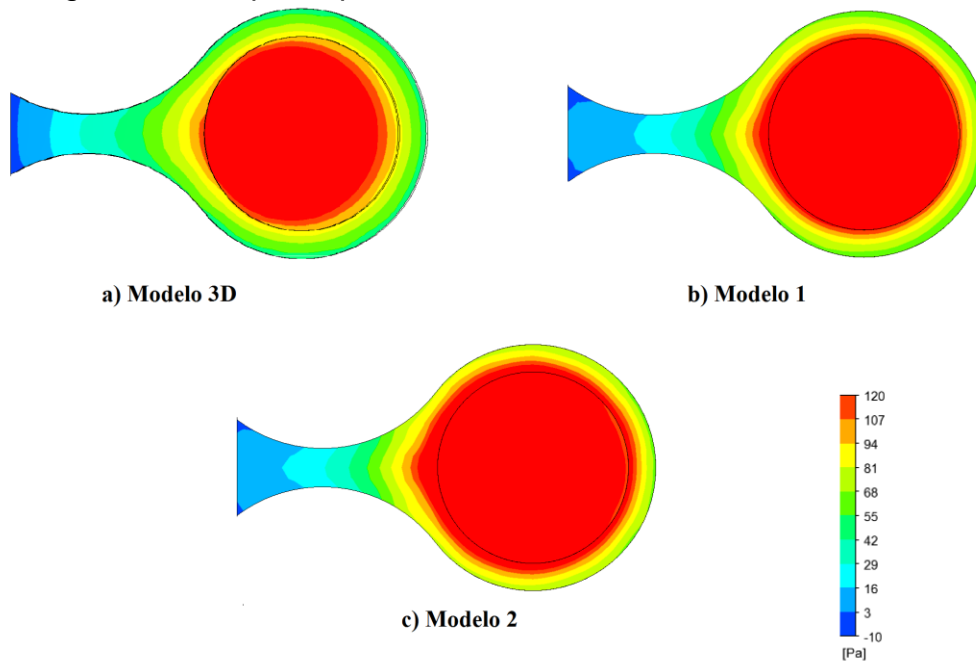
Fonte: Próprio Autor

Figura 65-Comparação dos campos de velocidade:  $Re=15.000$ ; plano de corte A2

Fonte: Próprio Autor

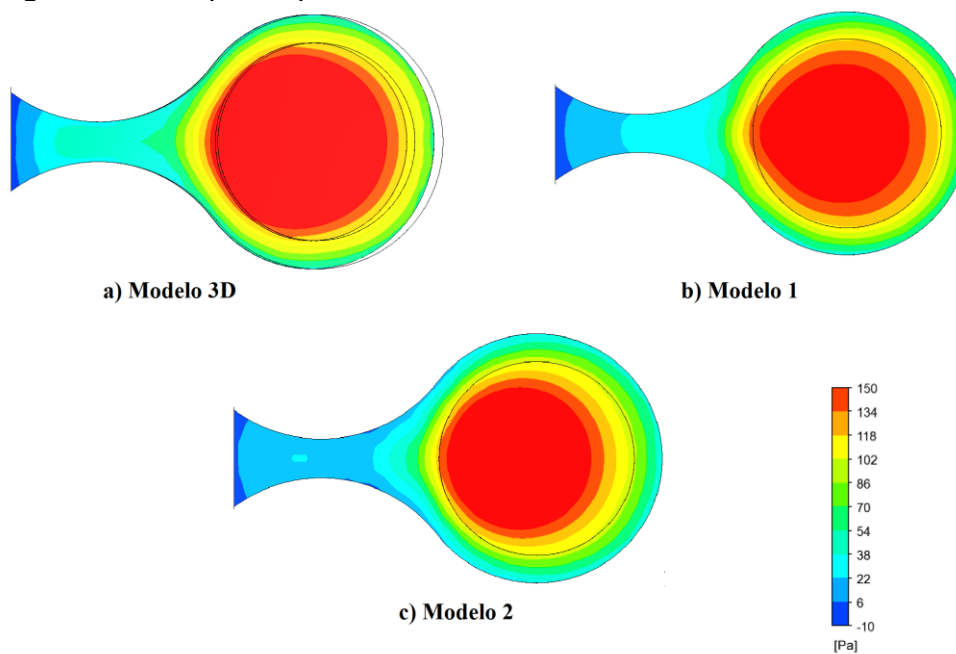
### C.3- Pressão Atuando na Válvula

Figura 66-Campo de pressão atuando sobre a válvula;  $Re=6000$



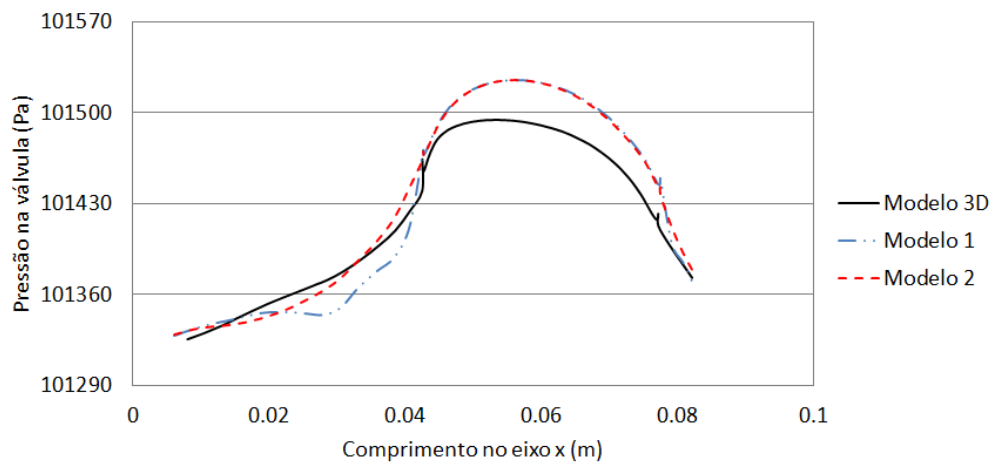
Fonte: Próprio Autor

Figura 67-Campo de pressão atuando sobre a válvula;  $Re=15000$

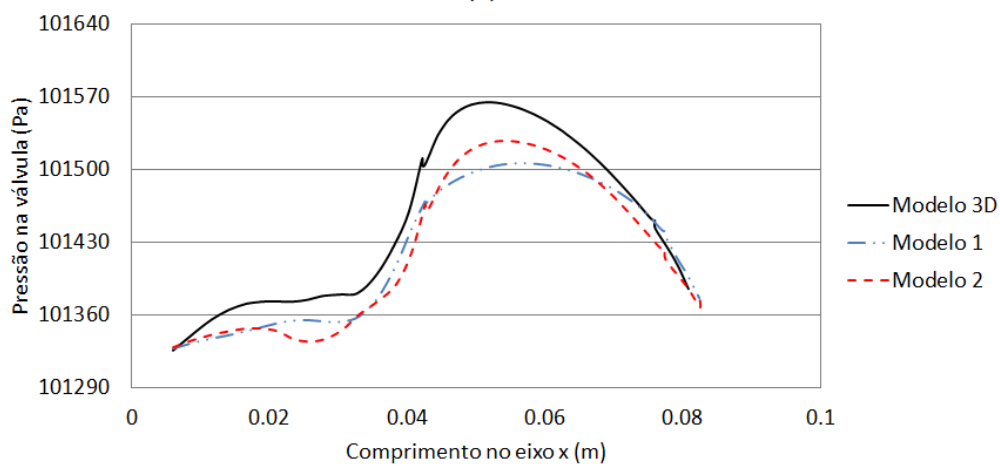


Fonte: Próprio Autor

Figura 68-pressão atuando sobre a válvula ao longo do eixo x; a)  $Re=6.000$  b)  $Re15.000$



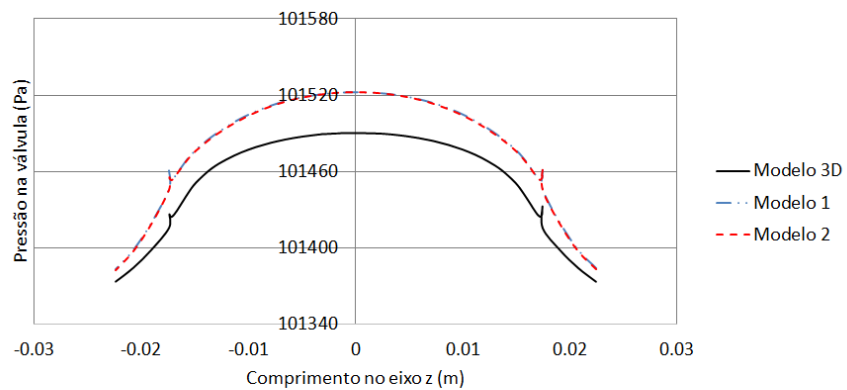
(a)



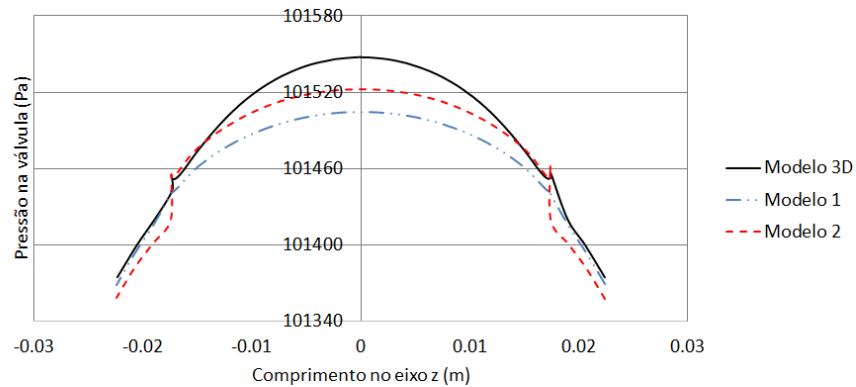
(b)

Fonte: Próprio Autor

Figura 69-pressão atuando sobre a válvula ao longo do eixo z; a)  $Re=6.000$  b)  $Re15.000$



(a)

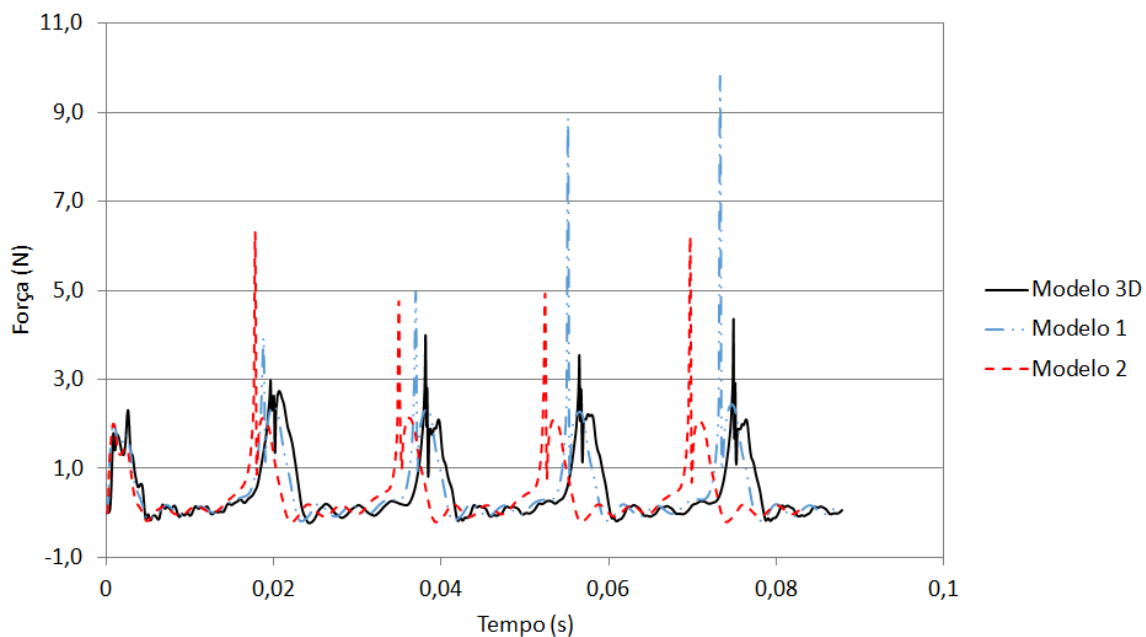


(b)

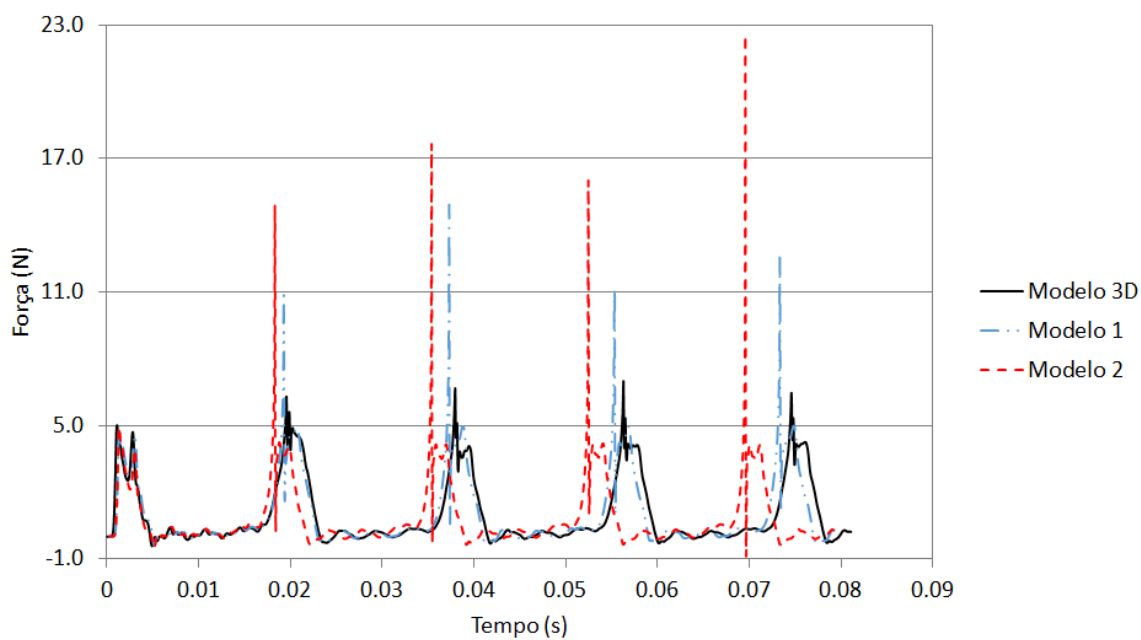
Fonte: Próprio Autor

#### C.4-Força e queda de pressão

Figura 70-Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: força atuante na válvula em função do tempo - a)  $Re=6.000$  b)  $Re=15.000$



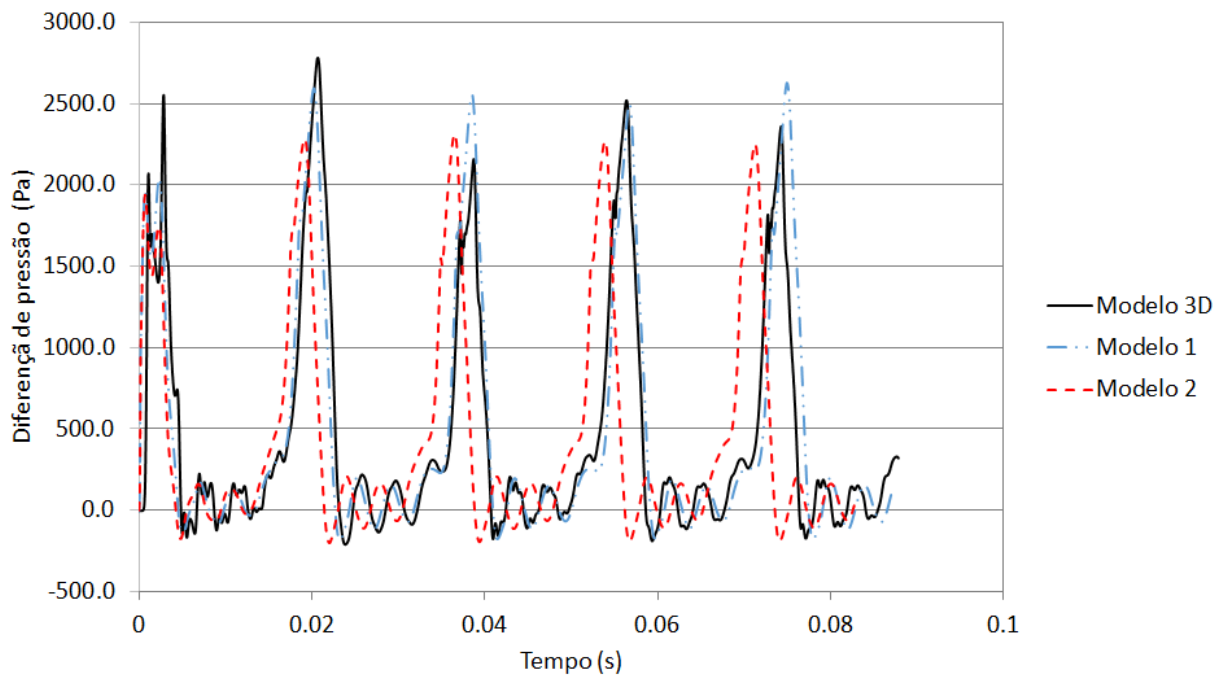
(a)



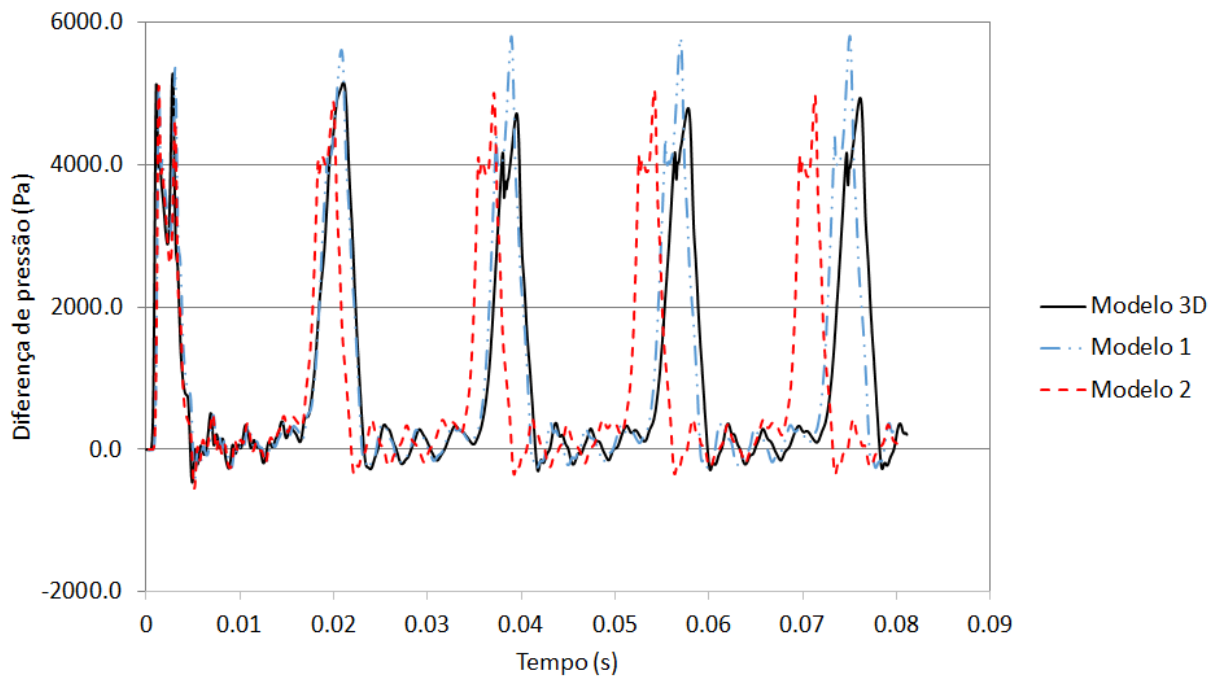
(b)

Fonte: Próprio Autor

Figura 71-Comparação dos modelos híbridos e tridimensional: diferença de pressão entre entrada e o ambiente em função do tempo - a)  $Re=6.000$  b)  $Re=15.000$



(a)



(b)

Fonte: Próprio Autor