



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DIEGO BEPLER

**PREVISÃO NUMÉRICA DA VELOCIDADE DE IMPACTO DE  
VÁLVULAS DO TIPO PALHETA**

FLORIANÓPOLIS

2019

Diego Beppler

**PREVISÃO NUMÉRICA DA VELOCIDADE DE IMPACTO DE  
VÁLVULAS DO TIPO PALHETA**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Cesar José Deschamps

Coorientador: Prof. Ernane Silva

Florianópolis

2019

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Beppler, Diego

Previsão numérica da velocidade de impacto de válvulas  
do tipo palheta / Diego Beppler ; orientador, César José  
Deschamps, coorientador, Ernane Silva, 2019.

84 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2019.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Dinâmica de válvulas. 3.  
Confiabilidade de válvulas. 4. Compressor alternativo. I.  
Deschamps, César José. II. Silva, Ernane. III.  
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós  
Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Diego Beppler

**Previsão numérica da velocidade de impacto de válvulas do tipo palheta**

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. César José Deschamps, Ph.D.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Eduardo Alberto Fancello, Dr. Eng.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Lauro Cesar Nicolazzi, Dr. Eng.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

---

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.  
Coordenador do Programa

---

Prof. César José Deschamps, Ph.D.  
Orientador

Florianópolis, 19 de dezembro de 2019.

## AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer em primeiro lugar a todas as pessoas que cruzaram meu caminho, de modo breve ou longo, na jornada que foi a execução desse trabalho. Este trabalho só foi possível devido ao seu apoio e companheirismo.

Agradecer a minha família, Celso, Mirian e Chiara, pelo apoio incondicional, escuta e paciência ao longo de toda minha vida. Isso me deu as condições de ser quem sou. Sou muito fortunado por essa família.

Aos companheiros com quem dividi casa, comida, dramas e alegrias. Por todo o aprendizado e partilha, obrigado, Gabriel, Lucas, Rafael e Eduardo. E a família estendida que foram todos os “renegados”.

Agradecer a minha companheira, Kely, por todos os sorrisos, conversas, espaço e liberdade expressados. Obrigado por não me levar a sério. À querida amiga Sasá por todas as raps e rus compartilhados. A gente voa alto e o tempo não dorme.

Agradecer a meus padrinhos de materialismo e cinema, Ítalo e Bruno, por tornarem mais detalhado e crítico meu olhar sobre a realidade. A todos os companheiros de contemplação, que apoiaram meu relacionamento com o silêncio. Agradecer a meus estimados forrozeiros por tornar mais leves os desafios.

A meu orientador, César José Deschamps e coorientador, Ernane Silva, por me darem a oportunidade de cursar o mestrado e guiarem a elaboração desse trabalho. Também a todos os amigos do POLO com quem cursei disciplinas e construí esse trabalho.

Agradeço também as agências de fomento: FEESC e CNPQ e a Embraco; que possibilitaram materialmente a execução do projeto.

Tudo o que nós tem é nós.  
(Emicida, 2019)

## RESUMO

Válvulas do tipo palheta são comumente utilizadas em compressores alternativos devido ao seu baixo custo, simplicidade geométrica e facilidade de montagem. A abertura e o fechamento dessas válvulas ocorrem de forma automática devido à diferença de pressão entre a câmara de compressão e as câmaras de sucção e descarga. A operação adequada das válvulas é fundamental para a eficiência do compressor e falha pode ocorrer por fadiga devido aos repetitivos impactos contra o assento. Esse modo de falha não é facilmente controlado e a velocidade de impacto é usada como parâmetro indireto para verificar a confiabilidade da válvula. O presente trabalho considera o desenvolvimento de um modelo de baixo custo computacional para prever a velocidade de impacto de válvulas do tipo palheta a partir da solução de sua dinâmica usando um sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade. Duas alternativas foram analisadas para avaliar a força exercida pelo fluido sobre a válvula, uma delas baseada no conceito de área efetiva de força e a outra no coeficiente de arrasto do escoamento. Além disso, avaliou-se também o efeito do coeficiente de amortecimento sobre a dinâmica da válvula. Um modelo de formulação integral foi utilizado para simular o ciclo de compressão em conjunto com a dinâmica das válvulas de sucção e descarga. Diagramas p-V, dinâmica e velocidades de impacto das válvulas foram previstos para dois compressores alternativos em várias condições de operação e comparados com dados experimentais. Observou-se que os resultados de velocidade de impacto obtidas com o conceito de área efetiva de força apresentam desvios significativos em relação aos dados experimentais. Por outro lado, o emprego do coeficiente de arrasto para calcular a força sobre a válvula forneceu resultados que acompanharam de forma mais adequada as tendências dos dados experimentais, embora com desvios médios similares àqueles dos resultados do modelo de área efetiva. Concluiu-se que o coeficiente de arrasto é a melhor alternativa para a avaliação da força do fluido sobre a válvula e a velocidade de impacto da palheta em todo o envelope de operação do compressor.

**Palavras-chave:** Dinâmica de válvulas. Confiabilidade de válvulas. Compressor alternativo.

## ABSTRACT

Reed valves are commonly used in reciprocating compressors due to their low cost, geometric simplicity and ease assembly. The opening and closing of these valves occur automatically due to the pressure difference between the compression chamber and the suction and discharge chambers. The dynamics of reed valve is critical to compressor efficiency and failure may occur due to fatigue associated with repetitive impacts against the seat. This failure mode is not easily manageable, and the reed impact velocity is used as an indirect parameter to verify valve reliability. The present work considers the development of a low-cost computational model to predict the impact velocity of reed valves by solving its dynamics with a single degree-of-freedom mass-spring-damper model. Two alternatives were analyzed to evaluate the flow-induced force on the valve, one based on the concept of effective force area and the other on the flow drag coefficient. In addition, the effect of the damping coefficient on the valve dynamics was also assessed. An integral formulation model was used to simulate the compression cycle in conjunction with the dynamics of the suction and discharge valves. Results of p-V diagrams, valve dynamics and impact velocities were predicted for two reciprocating compressors under many operating conditions and compared with experimental data. It was observed that the impact velocity results predicted with the concept of effective force area present significant deviations in comparison with the experimental data. On the other hand, the use of drag coefficient to calculate the force acting on the valve provided results that followed more adequately the trends observed in the experimental data, although with mean deviations similar to those found with the effective force area model. Overall, the drag coefficient was found to be the best alternative to evaluate the flow-induced force on the valve and the valve impact velocity throughout the entire compressor operating envelope.

**Keywords:** Valve dynamics. Valve reliability. Reciprocating compressor.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - a) Representação dos Componentes de um Sistema de Refrigeração b) Diagrama T-s de um Ciclo de Refrigeração. Reproduzido de LOHN (2016).....	19
Figura 1.2 - Diagrama P-V ideal e posição de válvulas em um ciclo de compressão;.....	20
Figura 3.1 - Mecanismo de acionamento do ciclo de compressão. Reprodução: Kremer (2006) .....	31
Figura 3.2 – Termos dos balanços de massa e energia. Reprodução: Diniz (2018).....	32
Figura 3.3 - Representação esquemática de um sistema de um grau de liberdade. Reprodução: Diniz (2018).....	35
Figura 3.4 - Pulsação de pressão na câmara de sucção. ....	39
Figura 3.5 – Geometria esquemática do sistema de sucção discretizado. ....	40
Figura 3.6 - Sistema de sucção .....	42
Figura 3.7 – (a) malha da geometria (b) detalhe da malha na região da válvula.....	47
Figura 4.1 – Coeficientes de área efetiva na válvula de sucção. ....	51
Figura 4.2 – Coeficiente de área efetiva de força em função do número de Reynolds. ....	52
Figura 4.3 – Coeficiente de área efetiva de força em função da abertura para diferentes números de Reynolds. ....	53
Figura 4.4 – Área efetiva de escoamento. ....	54
Figura 4.5 – Coeficiente de arrasto.....	55
Figura 4.6 – Coeficiente de arrasto.....	55
Figura 4.7 – Refino Angular – (a) Velocidade de impacto - Descarga (b) Velocidade de impacto - Sucção .....	57
Figura 4.8 – Refino Angular – (a) Vazão Mássica (b) COP .....	57
Figura 4.9 – Diagrama p-V do Compressor A – Condição Checkpoint.....	59
Figura 4.10 – Aberturas das válvulas de sucção (a) e descarga (b).....	59
Figura 4.11 - Diagrama p-V do Compressor A – Condição $-25^{\circ}C/40^{\circ}C$ .....	60
Figura 4.12 - Aberturas das válvulas de sucção (a) e descarga (b) .....	61
Figura 4.13 - Diagrama p-V do Compressor B – Condição Checkpoint.....	65
Figura 4.14 - Aberturas das válvulas de sucção (a) e descarga (b) .....	65
Figura 4.15 - Diagrama p-V do Compressor A – Condição Checkpoint .....	71
Figura 4.16 - Aberturas das válvulas de sucção (a) e descarga (b) .....	72
Figura 4.17 – Comparação Dinâmicas .....	73
Figura 4.18 – Comparação da pressão na sucção .....	73

Figura 4.19 - Diagrama p-V do Compressor A – Condição $-25^{\circ}C/40^{\circ}C$ .....	74
Figura 4.20 - Aberturas das válvulas de sucção (a) e descarga (b) .....	74
Figura 4.21 – Comparação Dinâmicas .....	75
Figura 4.22 - a) Desvios da sucção – 3600 rpm b) Desvios da sucção – 4000 rpm .....	78
Figura 4.23 - a) Desvios da sucção – 3000 rpm b) Desvios da sucção – 3600 rpm .....	79

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Evolução da modelagem de válvulas em compressores. ....	26
Tabela 3.1 - Refino geométrico .....	49
Tabela 4.1 - Parâmetros das válvulas de sucção e descarga dos compressores A e B. ....	56
Tabela 4.2 - Influência do refino nos valores de saída .....	58
Tabela 4.3 – Resultados do modelo de área efetiva de força e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor A operando em 3600 rpm. ....	62
Tabela 4.4 – Resultados do modelo de área efetiva de força e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor A operando em 4000 rpm. ....	63
Tabela 4.5 - Resultados do modelo de área efetiva de força e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de descarga do Compressor A operando em 4000 rpm. ....	64
Tabela 4.6 - Resultados do modelo de área efetiva de força e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor B operando em 3600 e 4000 rpm. ....	66
Tabela 4.7 - Resultados do modelo de área efetiva de força com amortecimento ajustado e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor A operando em 3600 rpm. ....	68
Tabela 4.8 - Resultados do modelo de área efetiva de força com amortecimento ajustado e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor A operando em 4000 rpm. ....	69
Tabela 4.9 Resultados do modelo de área efetiva de força com amortecimento ajustado e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor B operando em 3600 rpm e 4000 rpm. ....	70
Tabela 4.10 - Resultados do modelo de coeficiente de arrasto e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor A operando em 3600 rpm. ....	76
Tabela 4.11 - Resultados do modelo de coeficiente de arrasto e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor A operando em 4000 rpm. ....	77
Tabela 4.12 - Resultados do modelo de coeficiente de arrasto e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor B operando em 3600 rpm e 4000 rpm. ....	79

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos Gerais

Símbolo	Descrição	Unidades
$A$	Área	[m <sup>2</sup> ]
$C$	Comprimento / Distância	[m]
$c$	Coefficiente de amortecimento da válvula	[Ns/m]
$C_d$	Coefficiente de arrasto	[-]
$C_m$	Coefficiente de inércia	[-]
$c_p$	Calor específico a pressão constante	[J/kgK]
$c_v$	Calor específico a volume constante	[J/kgK]
$COP$	Coefficiente de performance	[-]
$D$	Diâmetro	[m]
$d$	Diâmetro do orifício	[m]
$e$	excentricidade	[m]
$f$	Fator de atrito	[-]
$F$	Força	[N]
$f_n$	Frequência natural da válvula	[Hz]
$h$	Entalpia específica	[J/kg]
$k$	Energia cinética turbulenta	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$k$	Constante elástica da palheta	[N / m]
$m$	Massa	[kg]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg / s]
$p$	Pressão	[Pa]
$\dot{Q}$	Calor	[W]
$R$	Constante do gás	[J / kg K]
$r_s$	Razão de pressões	[-]
$s$	Afastamento da palheta	[m]

$\dot{s}$	Velocidade da palheta	[m / s]
$\ddot{s}$	Aceleração da palheta	[m / s <sup>2</sup> ]
$T$	Temperatura	[°C, K]
$t$	Tempo	[s]
$U$	Velocidade do escoamento	[m / s]
$v$	Volume específico	[m <sup>3</sup> /kg]
Volume	Volume	[m <sup>3</sup> ]

### **Símbolos Gregos**

Símbolo	Descrição	Unidades
$\alpha$	Difusividade térmica	[m <sup>2</sup> / s]
$\gamma$	Índice isentrópico	[-]
$\mu$	Viscosidade dinâmica	[Pa s]
$\rho$	Massa específica	[kg / m <sup>3</sup> ]
$\kappa$	Abertura adimensional	[-]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> / s]
$\tau$	Tensão	[Pa]
$\omega$	Dissipação específica	[1/s]
$\phi$	Variável genérica	[-]

### **Índices subscritos**

Símbolo	Descrição
AE	Área efetiva
b	Biela
c	Condensação
cil	Cilindro
cv	Centro do volume

des	Descarga
e	Entrada
e	Evaporação
ee	Efetiva de escoamento
ef	Efetiva
ef	Efetiva de força
eq	Equivalente
h	hidráulico
pms	Ponto morto superior
ref	Refluxo
s	Saída
suc	Sucção
t	Turbulento
up	Montante
vaz	Vazamento

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>18</b>
1.1	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	18
1.2	VÁLVULAS AUTOMÁTICAS DO TIPO PALHETA .....	21
1.3	IMPACTO EM VÁLVULAS .....	22
1.4	OBJETIVOS DO TRABALHO .....	23
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>24</b>
2.1	MODELOS DE SIMULAÇÃO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS.....	24
2.2	MODELOS PARA FORÇA INDUZIDA PELO ESCOAMENTO.....	27
2.2.1	Área efetiva de força .....	27
2.2.2	Coefficiente de arrasto .....	28
2.3	CONTRIBUIÇÕES DO TRABALHO .....	29
<b>3</b>	<b>MODELOS MATEMÁTICOS .....</b>	<b>30</b>
3.1	MODELO TERMODINÂMICO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS .....	30
3.1.1	Volume da câmara de compressão.....	31
3.1.2	Modelo termodinâmico do ciclo de compressão .....	31
3.1.3	Dinâmica de válvulas.....	35
3.1.3.1	Área efetiva de força .....	36
3.1.3.2	Coefficiente de arrasto.....	38
3.1.4	Filtro acústico de sucção e descarga .....	38
3.2	DETERMINAÇÃO DE ÁREA EFETIVA E COEFICIENTE DE ARRASTO.....	41
3.2.1	Geometria do escoamento.....	41
3.2.2	Equações governantes .....	42
3.2.3	Equações de Reynolds.....	43
3.2.4	Modelo de turbulência .....	45
3.2.5	Condições de contorno .....	47
3.2.6	Procedimento de solução.....	47

3.2.7	<b>Convergência do procedimento de solução .....</b>	<b>48</b>
3.2.8	<b>Análise de erros de truncamento .....</b>	<b>48</b>
4	<b>RESULTADOS.....</b>	<b>50</b>
4.1	<b>ÁREA EFETIVA DE FORÇA E COEFICIENTE DE ARRASTO.....</b>	<b>50</b>
4.1.1	<b>Áreas efetivas de escoamento e de força.....</b>	<b>50</b>
4.1.2	<b>Coefficiente de arrasto .....</b>	<b>54</b>
4.2	<b>VELOCIDADE DE IMPACTO USANDO ÁREA EFETIVA DE FORÇA .....</b>	<b>56</b>
4.2.1	<b>Análise da discretização temporal .....</b>	<b>56</b>
4.2.2	<b>Avaliação da velocidade de impacto .....</b>	<b>58</b>
4.2.3	<b>Função de ajuste dos coeficientes de amortecimento .....</b>	<b>66</b>
4.3	<b>VELOCIDADE DE IMPACTO USANDO COEFICIENTE DE ARRASTO .....</b>	<b>70</b>
4.3.1	<b>Calibração do modelo .....</b>	<b>70</b>
4.3.2	<b>Avaliação da velocidade de impacto .....</b>	<b>75</b>
5	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>80</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>82</b>





## 1 INTRODUÇÃO

Sistemas de refrigeração são fundamentais para a conservação de produtos e alimentos, refrigeração de componentes eletrônico, controle de processos industriais, entre outros. Esses sistemas estão presentes na grande maioria dos lares brasileiros, sendo responsáveis parcela significativa do consumo energético residencial, justificando os esforços de pesquisa e desenvolvimento de sistemas mais eficientes e econômicos. Nas aplicações domésticas e comerciais, o sistema de refrigeração por compressão de vapor é largamente empregado. Este capítulo apresenta uma descrição de desses sistemas de refrigeração, com destaque ao compressor e seu sistema de válvulas que é o foco do presente trabalho.

### 1.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é caracterizado fundamentalmente pelas transformações de estado impostas a um fluido refrigerante ao passar por quatro componentes principais do sistema (evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão) identificados na Figura 1.1 (a), e pelos quatro estados termodinâmicos do refrigerante indicados pelos pontos 1 a 4 na Figura 1.1 (b). A evaporação do refrigerante no evaporador permite a retirada de forma efetiva de calor de um ambiente a ser refrigerado e a condensação do vapor no condensador possibilita a rejeição de calor em um ambiente externo de temperatura mais elevada. Assim, o evaporador e o condensado são os trocadores de calor com os ambientes interno e externo ao refrigerador.

O compressor é o responsável pelo fornecimento de vazão mássica de fluido refrigerante ao sistema e, em conjunto com o dispositivo de expansão, por estabelecer a diferença de pressão entre os trocadores de calor. Com o auxílio do diagrama temperatura-entropia da Figura 1.1 (b), o ciclo de refrigeração pode ser explicado de forma simplificada. Inicialmente, vapor saturado é comprimido pelo compressor (processo 1-2) e segue com alta pressão e temperatura para o condensador, onde cede energia térmica ao meio externo e condensa (processo 2-3). Líquido saturado à alta pressão é então expandido no dispositivo de expansão, tendo sua pressão e temperatura diminuídas (processo 3-4). Na sequência, o fluido bifásico remove energia térmica do ambiente a ser refrigerado e evapora (processo 4-1). Finalmente, vapor saturado à baixa pressão segue para o compressor, reiniciando o ciclo de refrigeração.

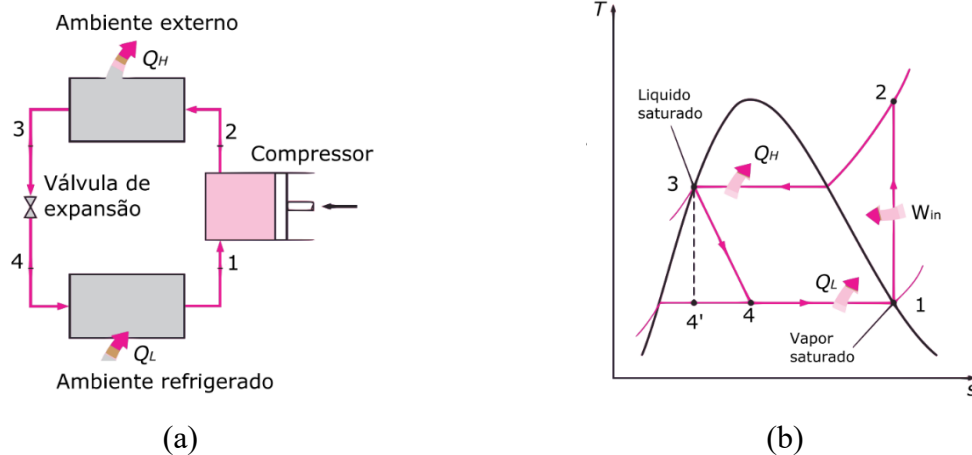


Figura 1.1 - a) Representação dos Componentes de um Sistema de Refrigeração b) Diagrama T-s de um Ciclo de Refrigeração. Reproduzido de LOHN (2016)

## 1.2. COMPRESSORES ALTERNATIVOS

O presente trabalho é focado em compressores alternativos, os quais geralmente operam com um mecanismo do tipo biela-manivela para converter a rotação do eixo do motor em movimento linear alternado de um pistão. O ciclo de operação do compressor pode ser descrito na forma de quatro processos distintos: sucção, compressão, descarga e expansão, indicados na Figura 1.2. O processo de sucção (4-1) ocorre com o pistão se movimentando na direção do ponto morto inferior, quando a válvula de sucção abre devido à diferença de pressão entre as câmaras de compressão e de sucção, com a admissão de fluido refrigerante. Na sequência ocorre o processo de compressão do fluido admitido na câmara de compressão (1-2), com ambas as válvulas fechadas e com o avanço do pistão em direção ao ponto morto superior reduzindo o volume da câmara de compressão. O processo de descarga (2-3) ocorre quando a pressão na câmara de compressão é maior do que a pressão na câmara de descarga e, assim, permitindo a abertura da válvula de descarga. O processo de expansão (3-4) é iniciado após o pistão atingir o ponto morto superior e inverter o sentido do seu movimento em direção ao ponto morto inferior. Assim, o fluido que permaneceu no volume residual da câmara de compressão quando o pistão atinge o ponto morto superior é reexpandido até que a pressão na câmara de compressão seja menor do que a pressão na câmara de sucção, permitindo a abertura da válvula de sucção e reiniciando o ciclo de compressão.

O compressor deve ser projetado para atender requisitos de eficiência termodinâmica no ciclo de compressão, eficiência mecânica de mancais, eficiência elétrica do motor, além de confiabilidade, baixo custo e tamanho e peso reduzidos.

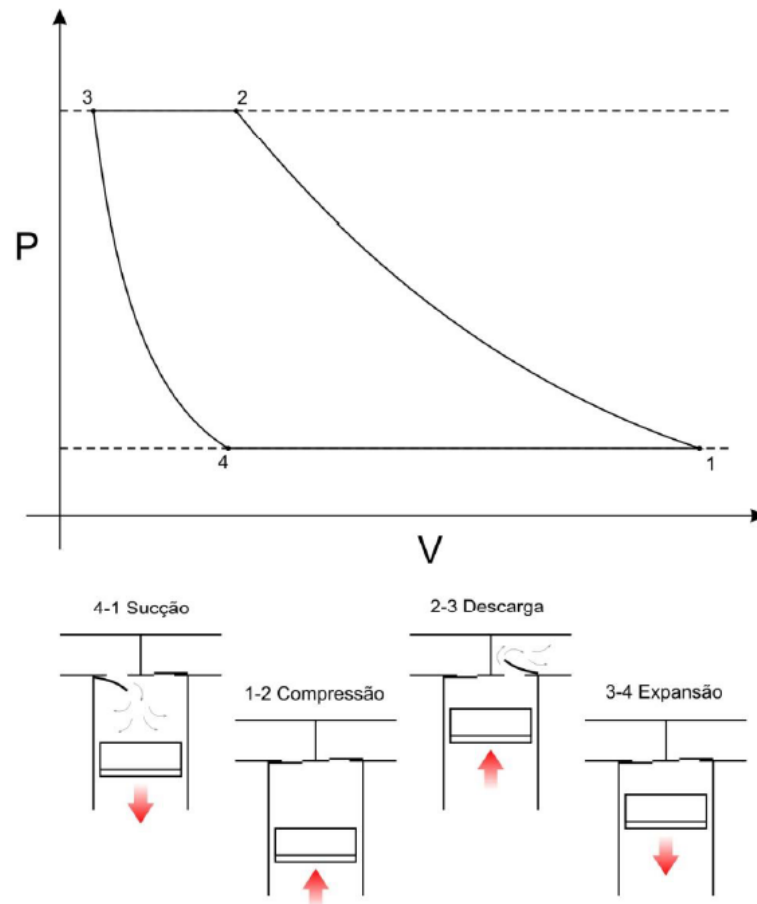


Figura 1.2 - Diagrama P-V ideal e posição de válvulas em um ciclo de compressão; reproduzido de (SILVA, 2012)

## 1.2 VÁLVULAS AUTOMÁTICAS DO TIPO PALHETA

A eficiência volumétrica e a eficiência isentrópica de um compressor dependem em grande parte do perfeito funcionamento dos seus sistemas de sucção e de descarga. Em compressores alternativos de refrigeração doméstica, válvulas do tipo palheta são comumente utilizadas devido ao seu baixo custo e simplicidade geométrica e de montagem. O ponto de abertura de válvulas automáticas de um compressor é determinado pela força originada pela diferença de pressão entre a câmara de compressão e as câmaras de sucção/descarga. Assim, essas válvulas devem possuir uma resposta dinâmica adequada, perda de carga reduzida e restrição ao refluxo de fluido refrigerante.

Idealmente, as válvulas deveriam abrir instantaneamente sob a ação dessa força, mas isto não ocorre devido à inércia e à rigidez da válvula. Além disso, a presença de óleo lubrificante entre as superfícies da válvula e do assento produz uma força de adesão que também dificulta a abertura da válvula.

Quando abertas, a força induzida pelo escoamento, a rigidez e a frequência natural da válvula são os parâmetros responsáveis pela dinâmica das válvulas. Uma válvula com baixa rigidez tende a abrir rápido, mas o seu fechamento torna-se mais lento, podendo ocorrer o refluxo de gás no momento em que o pistão inverte o seu movimento. Por outro lado, uma válvula mais rígida abre mais lentamente, aumentando a perda de carga do escoamento através da válvula. Um valor elevado de frequência natural é sempre desejado, porém a mesma acaba sendo limitada pela rigidez e por questões de confiabilidade.

Em compressores herméticos de refrigeração doméstica, os sistemas de válvulas devem operar sem falha ao longo de aproximadamente 15 anos, correspondente ao período de vida útil do sistema de refrigeração. Por estas razões, as válvulas são consideradas componentes críticos no projeto de compressores.

Os principais requisitos associados às válvulas do tipo palheta são (Dusil; Johansson, 1980)(Matos et al, 2002):

- Resposta rápida nos movimentos de abertura e fechamento;
- Baixa perda de carga;
- Ausência de refluxo de fluido refrigerante;
- Baixa transferência de calor;
- Resistência aos esforços mecânicos.

Esses requisitos fazem com que as válvulas sejam pontos chave para a confiabilidade estrutural, desempenhos termodinâmico e acústico do compressor.

### 1.3 IMPACTO EM VÁLVULAS

Diversos fatores influenciam a confiabilidade e vida útil de válvulas palheta, tais como defeitos no material, na fabricação e na montagem, bem como condições da operação (Dusil; Johansson, 1980)(Ballmann, 2010). Estudos de falhas na operação indicam que uma grande proporção das falhas em válvulas palheta está associada à fadiga de flexão e à fadiga de impacto (Chai et al., 2004) .

A fadiga de válvulas por flexão é causada pela ocorrência alternada de tensões devido a repetidos movimentos de abertura e fechamento durante o funcionamento do compressor. Esse modo de falha é gerenciável, visto que as medidas para sua prevenção são bem conhecidas. Além disso, esse modo de falha é fácil de ser avaliado experimentalmente e pode ser evitado no projeto pela redução das tensões de flexão (Svenzon, 1976), com o auxílio de ferramentas computacionais.

A fadiga por impacto, por sua vez, é causada pelos repetitivos impactos da válvula contra seu assento ou batente e ocasiona na remoção progressiva de material da válvula (Svenzon, 1976). Os mecanismos que geram a fadiga de impacto são pouco conhecidos, uma vez que a falha muitas vezes ocorre fora da área do anel de contato da válvula com o assento. Além disso, em virtude da complexidade do fenômeno, não existem ainda modelos capazes de fornecer resultados confiáveis (Ballmann, 2010).

Conforme explorado por Lajús Jr. et al. (2013), durante o curto espaço de tempo do impacto da válvula, ocorrem vários eventos que somente uma análise detalhada pode revelar, tais como a concentração de tensões de caráter transitório entre a válvula e o assento. Além disto, uma conjunção de reflexões de ondas longitudinais e de flexão pode também ocorrer, aumentando de forma significativa os níveis de tensões na válvula. Em algumas situações, a falha do material ocorre após uma série de ciclos de operação, com o consequente colapso do compressor.

A maior parte dos trabalhos associados à análise da fadiga por impacto em válvulas está relacionada a testes de vida acelerados, como o trabalho de Woo et al. (2010), por exemplo. Do ponto de vista de modelos teóricos e numéricos, Kwon et al. (2004) realizaram análises através do método de elementos finitos para determinar uma concepção ótima de válvula para compressores operando em níveis elevados de pressão, como o caso do compressor operando com  $CO_2$ . Além disso, Kim et al. (2008) avaliaram a influência do impacto sobre a

confiabilidade de válvulas de descarga na presença de limitadores de abertura, comumente utilizados em compressores alternativos e Lee e Son (2008) previram numericamente o campo de tensões de impacto gerado em uma válvula com o emprego do código comercial ANSYS.

Considerando a dificuldade em se avaliar a confiabilidade da válvula através do campo de tensões, a velocidade de impacto da válvula continua sendo um parâmetro muito difundido, tanto por fabricantes de compressores como por fornecedores de materiais, a fim de caracterizar esse fenômeno de forma indireta (Lohn, 2016). Em função disso, torna-se importante o desenvolvimento de modelos para prever a velocidade de impacto, evitando projetos inadequados de válvulas e, conseqüentemente, de compressores deficientes.

#### 1.4 OBJETIVOS DO TRABALHO

Considerando sua importância na confiabilidade de compressores alternativos, o objetivo geral deste trabalho é avaliar modelos de baixo custo computacional para a previsão numérica da velocidade de impacto de válvulas do tipo palheta.

A fim de alcançar esse objetivo, os seguintes objetivos específicos são definidos:

- Desenvolver modelos para previsão da velocidade de impacto de válvulas;
- Verificar o efeito de parâmetros do escoamento, tais como número de Reynolds e abertura da válvula, sobre os parâmetros que formam esses modelos;
- Avaliar as previsões desses modelos em distintas condições de operação por meio de comparação com dados experimentais;

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Dada a importância da velocidade de impacto para o projeto e confiabilidade de válvulas, torna-se necessário um modelo para a previsão da dinâmica de válvulas, reduzindo a necessidade de avaliações empíricas que acarretam maiores custos e tempo de projeto. Assim, buscou-se na literatura trabalhos que propõem modelos para a simulação do ciclo de compressão de compressores alternativos, para a dinâmica de válvulas e para a avaliação da força induzida pelo escoamento sobre a palheta.

### 2.1 MODELOS DE SIMULAÇÃO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS

Ussyk (1984) desenvolveu um dos primeiros modelos de simulação numérica para avaliar o desempenho de compressores alternativos. As propriedades termodinâmicas instantâneas do ciclo foram obtidas através de balanços de massa e energia na câmara de compressão. A formulação de escoamento compressível em um bocal convergente foi adotada, combinada com o conceito de área efetiva de escoamento, para avaliar a vazão de massa nas válvulas. A dinâmica de válvulas foi resolvida com um modelo de superposição de vibrações livres e a força de excitação do sistema foi modelada utilizando o conceito de área efetiva de força. Tanto a área efetiva de força quanto a área efetiva de escoamento foram obtidas experimentalmente. Resultados para pressão na câmara de compressão e dinâmica de válvulas foram comparados a dados experimentais, apresentando boa concordância.

Posteriormente, Matos et al. (2002) desenvolveram um modelo para a dinâmica de válvulas do tipo palheta, resolvendo numericamente o escoamento turbulento para avaliar a força sobre a palheta. A câmara de compressão foi simplificada para geometria axissimétrica, mas considerando domínio de solução variável no tempo, incluindo o movimento das válvulas. Os autores prescreveram vazão mássica periódica como condição de contorno na entrada da válvula. As válvulas foram modeladas como discos concêntricos e sistemas rígidos massa-mola com um grau de liberdade. O modelo foi capaz de captar particularidades da dinâmica de válvulas como, por exemplo, o impacto da válvula com seu batente e dois picos de sobrepressão no interior da câmara durante o processo de descarga, em acordo com dados experimentais e não previstos por trabalhos anteriores.

Machu et al. (2004) aplicaram um modelo de elementos finitos na simulação da dinâmica de válvulas do tipo palheta em conjunto com um modelo de simulação do compressor



baseado na formulação integral. O modelo empregou elementos de viga de largura variável com dois nós e quatro graus de liberdade em conjunto com um modelo de contato de penalidade para limitadores de curso com formato geométrico arbitrário. O modelo possibilitou o estudo dos efeitos das interações da válvula com o batente e filtros acústicos. Os resultados para pressão na câmara e abertura da válvula mostraram boa concordância com os dados experimentais.

Pereira (2006) efetuou uma análise mais realista do sistema de válvulas, utilizando o código comercial Fluent, baseado em volumes finitos, para simular as geometrias tridimensionais das câmaras de compressão, sucção e descarga. Modelos bidimensionais foram utilizados para análises preliminares, nos quais apenas sucção ou descarga era considerada. A dinâmica de válvulas foi modelada seguindo a proposta de Matos et al. (2002), com palheta rígida imersa no fluido cuja dinâmica foi resolvida de maneira acoplada ao escoamento tridimensional. Perdas de carga associadas ao escoamento em filtros acústicos e válvulas do compressor foram quantificadas, avaliando-se também possíveis concepções de sistemas de descarga para redução de ineficiências e, assim, melhoria do desempenho termodinâmico do compressor.

Shiomi (2011) realizou uma simulação mais detalhada compressor, resolvendo o escoamento no interior da câmara de compressão e através das válvulas de forma acoplada à dinâmica das válvulas, com o emprego dos códigos CFX e ANSYS *Mechanical*. Duas abordagens foram utilizadas para o sistema de válvulas, uma assumindo válvula rígida com um grau de liberdade (sistema massa-mola) e a outra considerando a palheta flexível, cuja deformação foi resolvida com o método dos elementos finitos. Ambas abordagens apresentaram bons resultados comparados com dados experimentais para deslocamento da válvula e pressão no cilindro. No entanto, o modelo de palheta flexível, de maior custo computacional, apresentou previsões de pressão na câmara de sucção mais concordantes com as medições, além de ser capaz de avaliar as tensões na palheta.

Gasche et al. (2016) apresentaram uma comparação entre duas metodologias para avaliar o escoamento do fluido refrigerante através de uma geometria real de válvula de sucção. A primeira metodologia considera a solução tridimensional completa para os domínios fluido e estrutural utilizando, respectivamente, o método dos volumes finitos e o método dos elementos finitos. A segunda metodologia mantém a abordagem para o domínio fluido, mas adotou uma abordagem simplificada para a válvula, utilizando uma geometria rígida com o movimento modelado como um sistema massa-mola-amortecedor. O modelo foi validado por comparação com dados experimentais para a abertura da válvula. Os dois modelos não

apresentaram grande diferença em relação a resultados de abertura de válvula e força exercida sobre a válvula. Entretanto, os autores indicaram que a pequena redução no custo computacional (15%) não justifica o uso do modelo simplificado, uma vez que o modelo completo traz informações adicionais importantes como o campo de tensão da válvula.

Dos trabalhos revisados, percebe-se que há muitos métodos para simular compressores alternativos, escoamento através das válvulas e dinâmica da palheta. Modelos simplificados da dinâmica de válvulas podem ser utilizados com diferentes abordagens (superposição, massa-mola, elementos finitos) de forma combinada com o modelo integral de simulação do compressor alternativo. Dentro desses modelos simplificados, deve-se adotar modelos para avaliar a força que o escoamento impõe sobre às válvulas. De maneira alternativa, modelos mais complexos empregando métodos de elementos e volumes finitos podem ser utilizados para avaliar o escoamento, a dinâmica e as tensões de válvulas. A Tabela 2.1 resume as particularidades dos modelos da presente revisão.

Tabela 2.1 – Evolução da modelagem de válvulas em compressores.

<b>Autores</b>	<b>Fenômeno Modelado</b>	<b>Fluidodinâmica</b>	<b>Dinâmica Estrutural</b>	<b>Interação Fluido Estrutura</b>
Ussyk (1984)	Compressor Alternativo	1D, EC, RP	Superposição de modos de vibração	AEF exp.
Matos et al (2002)	Válvula circular	2D, EI, RT, turbulento	MMA	resolvida
Machu et al (2004)	Compressor Alternativo	1D, EC, RP	MEF	AEF
Pereira (2006)	Sistemas de Sucção e Descarga	2D/3D, EC, RT, turbulento	MMA	resolvida
Shiomi (2011)	Sistemas de Sucção e Descarga	2D/3D, EC, RT, turbulento	MMA/MEF	resolvida
Gasche et al (2016)	Sistemas de Sucção e Descarga	2D/3D, EC, RT, turbulento	MMA/MEF	resolvida

Siglas: EC/EI – escoamento compressível ou incompressível; RP/RT – regime permanente (quase estático) ou transiente; MMA – sistema massa-mola-amortecedor; MEF – Modelo dos elementos finitos

## 2.2 MODELOS PARA FORÇA INDUZIDA PELO ESCOAMENTO

A interação do escoamento de fluidos com estruturas flexíveis é um fenômeno muito complexo que incorpora a interação transiente entre geometrias, gradientes de pressão, velocidade, deformações, etc. A solução numérica desses fenômenos depende da solução de muitas equações acopladas, com grande detalhamento geométrico e elevado custo computacional, o que muitas vezes inviabiliza análises dessa natureza.

Modelos simplificados, que não resolvem o escoamento e deformações na estrutura, são convenientes em simulações destinadas à otimização de compressores e válvulas. No contexto desse trabalho, torna-se necessário utilizar um modelo para a força que o fluido exerce sobre a válvula em movimento. Duas abordagens simplificadas são investigadas: (i) Área efetiva de força que relaciona a força à diferença de pressão através da válvula; (ii) Coeficiente de arrasto que relaciona a força com o movimento relativo entre fluido e válvula.

### 2.2.1 Área efetiva de força

A área efetiva de força permite a avaliação da força do escoamento sobre a palheta através da diferença de pressão entre a câmara de compressão e a câmara de descarga, ou sucção, conforme apresentado por Schwerzler e Hamilton (1972).

$$F_{AE} = A_{ef} \Delta P \quad (2.1)$$

sendo  $F_{AE}$  a força sobre a válvula,  $A_{ef}$  a área efetiva de força e  $\Delta P$  a diferença de pressão entre as câmaras de compressão e descarga, ou sucção.

A área efetiva de força é da ordem de grandeza da área geométrica da válvula e varia com a abertura da válvula. Inicialmente os valores de área efetiva eram obtidos experimentalmente, testando a influência de distintas geometrias, aplicando a diferença de pressão e medindo as forças resultantes (Ferreira; Driessen, 1986) ou então através de modelos analíticos, baseado nos parâmetros geométricos do orifício e da válvula (Schwerzler; Hamilton, 1972).

O aumento da capacidade de processamento computacional tornou viáveis previsões numéricas da área efetiva de força e a investigação de parâmetros influentes. Deschamps (1988) simulou numericamente o escoamento laminar e incompressível de ar para pequenos valores de aberturas e números de Reynolds. O autor investigou o efeito de modificações na relação entre

os diâmetros de orifício e válvula,  $d/D$ , sobre às áreas efetivas, obtendo resultados experimentais para validação do modelo numérico.

Pereira e Deschamps (2010) avaliaram numericamente a influência da proximidade do pistão sobre o escoamento do fluido na válvula e, conseqüentemente, sobre a área efetiva de força. A válvula foi modelada por meio de uma geometria simplificada axisimétrica usando um código comercial de volumes finitos, considerando escoamento turbulento compressível. Um aumento nas perdas viscosas foi observado devido à pequena área de passagem quando o pistão está próximo do ponto morto superior. Em função disso, uma correlação foi proposta para a área efetiva de força em função da abertura da válvula e da posição do pistão.

Link e Deschamps (2010) avaliaram efeitos de inércia do escoamento sobre as áreas efetivas de escoamento e de força. Os autores identificaram variações consideráveis na área efetiva de escoamento, principalmente para uma válvula próxima do fechamento, indicando até mesmo escoamento contrário à diferença de pressão. Entretanto, observaram que os fenômenos transientes não têm efeito significativo sobre a área efetiva de força. Ao incorporar os efeitos de inércia à simulação do ciclo de compressão, uma redução de 5,4% foi observada no refluxo de gás.

### 2.2.2 Coeficiente de arrasto

Morison et al. (1950) apresentaram uma formulação para forças geradas por um fluido oscilando ao entorno de um sólido submerso, com a presença de dois termos indicados na seguinte equação:

$$F = C_m \nabla_0 \rho \frac{dU}{dt} + \frac{1}{2} C_d A_0 \rho U^2 \quad (2.2)$$

O primeiro termo do lado direito dessa equação representa a força de inércia devido à massa virtual associado de fluido em torno do sólido. O segundo representa a força de arrasto do escoamento de fluido sobre o sólido. Esse modelo foi baseado na teoria de ondas e observações empíricas do fenômeno, dependendo da obtenção experimental do coeficiente de inércia,  $C_m$ , e coeficiente de arrasto,  $C_d$ . Os demais parâmetros nessa equação são o volume de referência,  $\nabla_0$ , a velocidade do escoamento,  $U$ , e a área de referência,  $A_0$ .

Posteriormente, Keulegan e Carpenter (1958) investigaram os coeficientes de inércia e arrasto aplicáveis à Equação (2.2), considerando cilindros e placas imersos em fluido e sujeitos a ondulações senoidais. Esses parâmetros foram descritos como função do número de

Keulegan-Carpenter (KC), que é definido como a relação entre a distância percorrida por uma partícula de fluido em um período oscilatório e o comprimento característico do sólido. Os autores afirmaram que os maiores valores do coeficiente de arrasto estão associados a pequenos valores de KC, e vice-versa para o coeficiente de inércia. Os autores propuseram então um modelo distinto para a força atuando sobre o sólido sujeito a oscilações periódicas.

Egorov et al. (2018) estudaram, através de uma série extensiva de experimentos, a variação dos coeficientes  $C_m$  e  $C_d$  como função do número KC e de um parâmetro associado à frequência de vibração e viscosidade do fluido,  $\beta$ . Os resultados apontaram que a força de arrasto é importante, mas que a força de inércia associada à massa virtual não é significativa devido à substancial diferença entre as massas específicas do fluido e do sólido. Correlações foram obtidas para os regimes de amortecimento identificados: viscoso, transição e desprendimento de vórtices.

Existem poucos trabalhos na literatura que adotam o coeficiente de arrasto para avaliar a força induzida pelo escoamento sobre válvulas de compressores (Schoonmaker, 1994; Bukac, 2002; Yoshizumi, 2014). No entanto o escopo desses trabalhos é a modelagem da dinâmica válvulas para a previsão do ciclo termodinâmico de compressão, sem nenhum estudo sobre velocidade de impacto de válvulas.

## 2.3 CONTRIBUIÇÕES DO TRABALHO

Por meio da revisão bibliográfica, observa-se que muitos trabalhos abordam melhorias na modelagem da dinâmica de válvulas, considerando a interação com o escoamento. Ressalta-se também a importância da correta previsão da velocidade de impacto para a confiabilidade do projeto de válvulas, com modelos de diferentes níveis de fidelidade ao fenômeno e custo computacional sendo propostos.

No contexto de velocidade de impacto de válvulas de compressores, destacam-se as seguintes contribuições do presente trabalho:

- Desenvolver modelagens de baixo custo computacional para prever a velocidade de impacto de válvulas usando os conceitos de área efetiva de força e coeficiente de arrasto;
- Identificar o efeito do número de Reynolds sobre área efetiva de força e coeficiente de arrasto;
- Avaliar, com o auxílio de dados experimentais, as previsões de velocidade de impacto obtidas com os conceitos de área efetiva de força e coeficiente de arrasto para diferentes condições de operação do compressor.

### 3 MODELOS MATEMÁTICOS

Este capítulo apresenta os modelos matemáticos utilizados para simular o ciclo de compressão do compressor alternativo via formulação integral, dinâmica de válvulas através de um sistema com um grau de liberdade e obtenção de correlações para áreas efetivas de força e coeficiente de descarga usando o método de volumes finitos.

#### 3.1 MODELO TERMODINÂMICO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS

A operação cíclica de um compressor alternativo inclui muitos fenômenos interdependentes, tais como o movimento do mecanismo de acionamento, a compressão do fluido refrigerante na câmara de compressão e escoamento através de válvulas. Visando avaliar os efeitos desses fenômenos e suas interações, modelos matemáticos são desenvolvidos e resolvidos de forma acoplada.

No contexto deste trabalho, utiliza-se um código computacional baseado no modelo originalmente desenvolvido por Ussyk (1984). Esse modelo quantifica parâmetros de desempenho do compressor, tais como potência consumida, vazão mássica, eficiências isentrópica e volumétrica, bem como propriedades instantâneas (pressão, temperatura, densidade) e dinâmica de válvulas. Apesar de simplificações, o modelo representa bem o funcionamento do compressor com baixo custo computacional, possibilitando a análise de muitas configurações e condições de operação em um curto período de tempo.

O sistema de equações que modelam os fenômenos do ciclo de compressão de um compressor alternativo pode ser separado em quatro grupos:

1. Equação da variação do volume da câmara de compressão em função do ângulo de manivela do mecanismo;
2. Equações que indicam o estado termodinâmico instantâneo na câmara de compressão (pressão, temperatura, densidade, etc);
3. Equações que avaliam as vazões mássicas nos sistemas de sucção e descarga e na folga pistão-cilindro;
4. Equações que representam a dinâmica de válvulas, descrevendo seus movimentos ao longo do ciclo de compressão.

### 3.1.1 Volume da câmara de compressão

O equacionamento do volume no cilindro é realizado com base nos parâmetros geométricos do mecanismo manivela-biela, conforme apresentado na Figura 3.1.

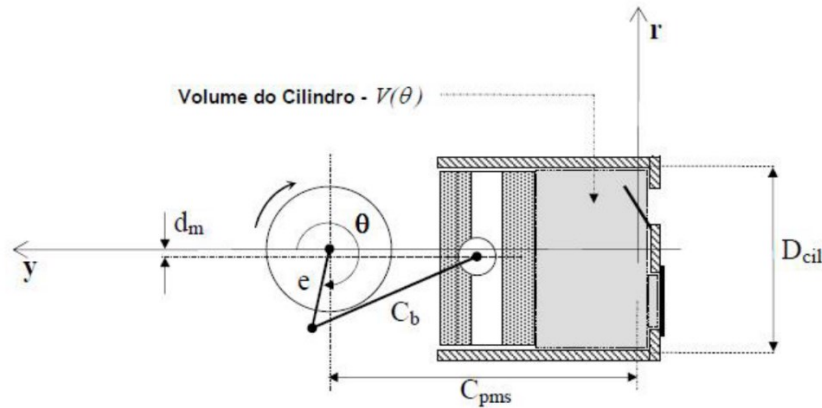


Figura 3.1 - Mecanismo de acionamento do ciclo de compressão. Reprodução: Kremer (2006)

Considerando os parâmetros geométricos, a Equação (3.1) pode ser deduzida para obter o volume instantâneo,  $V$ , é função da posição angular do eixo de acionamento do mecanismo,  $\theta$ , do diâmetro do pistão,  $D_{cil}$ , do volume morto,  $V_m$ , do comprimento da biela,  $C_b$ , da excentricidade,  $e$ , do desalinhamento entre os eixos de acionamento e do centro do pistão,  $d_m$  e da distância entre o ponto morto superior e o centro do eixo de acionamento,  $C_{pms}$ .

$$V(\theta) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} \left\{ C_{pms} - \left[ [e \cos(\theta) + (C_b^2 - (e \sin(\theta) - d_m)^2)^{\frac{1}{2}}] \right] \right\} + V_m \quad (3.1)$$

### 3.1.2 Modelo termodinâmico do ciclo de compressão

O estado termodinâmico do fluido refrigerante é definido pelas propriedades termodinâmicas independentes, densidade e temperatura, que são obtidas por meio da aplicação das equações da conservação da massa e da energia no volume de controle apresentado na Figura 3.2, correspondente à câmara de compressão. Em linha com a formulação integral adotada, assumem-se propriedades uniformes no volume de controle.

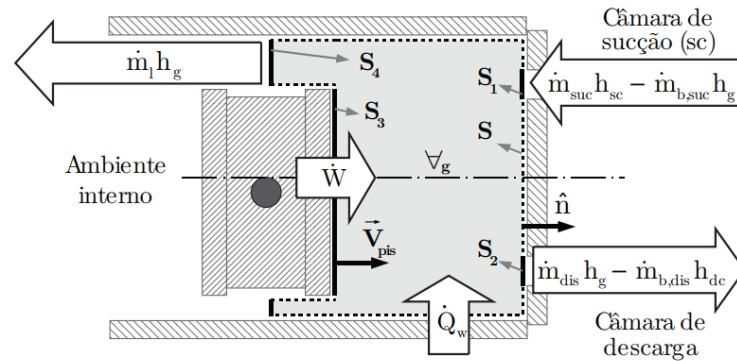


Figura 3.2 – Termos dos balanços de massa e energia. Reprodução: Diniz (2018)

A equação da conservação da massa permite avaliar a taxa de variação da massa  $dm/dt$  no volume de controle delimitado pelas superfícies do cilindro, do pistão e da placa de válvulas, ou seja:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{suc} - \dot{m}_{des} - \dot{m}_{vaz} \pm \dot{m}_{ref,suc|dis} \quad (3.2)$$

em que  $\dot{m}_{suc}$ ,  $\dot{m}_{des}$  e  $\dot{m}_{des}$  representam, respectivamente, a vazão mássica da câmara de sucção para a câmara de compressão, a vazão mássica da câmara de compressão para a câmara de descarga e o vazamento de refrigerante da câmara de compressão para o ambiente interno do compressor através da folga pistão-cilindro. O termo  $\dot{m}_{ref,suc|dis}$  representa possíveis vazões de massa no sentido contrário ao desejado nas válvulas de sucção de descarga, devido a refluxos ocasionado pelo atraso no fechamento das válvulas. A determinação dessas vazões é realizada com o emprego de modelos que serão apresentados na seção 3.1.3.

Para avaliar a temperatura na câmara de compressão, realiza-se um balanço de energia baseado na primeira lei da termodinâmica. Para tal, deve-se avaliar entrada e energia através de vazões de fluido que carregam consigo energia, pela troca de calor nas paredes da câmara e a potência de compressão fornecida pelo pistão. Com referência aos termos apresentados na Figura 3.2, pode-se obter a seguinte expressão para a variação da temperatura na câmara de compressão:

$$\frac{dT_{cil}}{dt} = \frac{1}{m_{cil}c_v} (A - BT_{cil}) \quad (3.3)$$



em que

$$A = \dot{Q} + \dot{m}_{suc}(h_{suc} - h_{cil}) + \dot{m}_{ref|des}(h_{des} - h_{suc}) \quad (3.4)$$

e

$$B = \left. \frac{\partial p_{cil}}{\partial T_{cil}} \right|_v \frac{dV}{dt} - v \left. \frac{\partial p_{cil}}{\partial T_{cil}} \right|_v \frac{dm_{cil}}{dt} \quad (3.5)$$

Nas expressões acima, os parâmetros  $T$ ,  $p$ ,  $h$  e  $m$  representam, respectivamente, a temperatura, pressão, entalpia específica e massa. Os subíndices “suc”, “des” e “cil” denotam quantidades nas câmaras de sucção, de descarga e de compressão. A taxa de transferência de calor nas paredes da câmara de compressão é representada por  $\dot{Q}$ , o volume específico por  $v$ , o volume instantâneo da câmara por  $V$  e o calor específico a volume constante por  $c_v$ . Pode-se então avaliar a temperatura através de integração numérica da Equação (3.3).

As vazões mássicas nas válvulas de sucção e descarga são obtidas com referência à condição de escoamento isentrópico compressível em bocais e utilizando o conceito de área efetiva de escoamento,  $A_{ee}$ , para corrigir esse valor teórico com o emprego da Equação (3.6).

$$\dot{m} = A_{ee} p_{up} \sqrt{\frac{2k}{RT_{up}(k-1)}} \sqrt{r_s^{2/k} - r_s^{(k+1)/k}} \quad (3.6)$$

Na Equação (3.6),  $p_{up}$ ,  $k$ ,  $R$ ,  $T_{up}$  e  $r_s$  representam, respectivamente, a pressão do gás a montante do escoamento, a razão de calores específicos, a constante do gás, a temperatura do gás a montante do escoamento e a razão entre as pressões a jusante e a montante,  $p_{down}/p_{up}$ .

Por outro lado, na ocorrência de um escoamento crítico (número de Mach igual a 1) na válvula ocorre quando:

$$\frac{p_{down}}{p_{up}} \leq \frac{2^{k/2}}{k+1} \quad (3.7)$$

Assim, nessa situação a seguinte expressão é adotada para  $r_s$ :

$$r_s = \frac{2^{k/2}}{k+1} \quad (3.8)$$

Os valores da área efetiva de escoamento  $A_{ee}$  variam com a abertura da válvula e são dados de entrada da simulação, podendo ser determinados experimentalmente ou numericamente. No presente trabalho, a área efetiva de escoamento é obtida através de simulações do escoamento nas válvulas, seguindo o procedimento descrito na seção 3.2. Deve ser mencionado que a equação (3.6) também é utilizada para a avaliação da vazão de massa de refluxos de fluido refrigerante nas válvulas, geralmente ajustada por um fator menor do que 1.

A vazão  $\dot{m}_{vaz}$  associada ao vazamento na folga pistão-cilindro é avaliada utilizando o modelo analítico desenvolvido por Lilie e Ferreira (1984) que estabelece

$$\dot{m}_{vaz} = \bar{V} \rho_{up} \pi \left( \frac{D_{cil}^2 - D_p^2}{4} \right) \quad (3.9)$$

onde  $D_p$  é o diâmetro do pistão. A velocidade média do gás através da folga entre o pistão e o cilindro,  $\bar{V}$ , é obtida da solução analítica para escoamento laminar plenamente desenvolvido na folga que fornece:

$$\bar{V} = V_p \left[ \frac{1 - K^2 + 2K^2 \ln K}{2 \ln K (1 - K^2)} \right] + \left[ \frac{(p_{up} - p_{down}) R_{cil}^2}{8 \mu L} \right] \left[ \frac{1 - K^4}{1 - K^2} + \frac{1 - K^2}{\ln K} \right] \quad (3.10)$$

sendo:

- $K$  : razão entre os raios do pistão ( $R_p$ ) e do cilindro ( $R_{cil}$ )
- $L$  : comprimento de contato entre o pistão e a parede do cilindro
- $p_{up}$  : pressão do gás no interior da câmara de compressão
- $p_{down}$  : pressão do gás no interior da carcaça do compressor
- $V_p$  : velocidade do pistão
- $\mu$  : viscosidade dinâmica do gás

O comprimento de contato entre o pistão e a parede do cilindro,  $L$ , é definido a partir da seguinte expressão:

$$L = L_0 + e(1 - \cos\theta) \quad (3.11)$$

em que  $L_0$  representa o comprimento mínimo de contato.

Deve ser mencionado que as vazões de massa nas válvulas e na folga pistão-cilindro são avaliadas em cada instante de tempo ao longo do ciclo de compressão a fim de avaliar massa instantânea no interior da câmara de compressão.

De posse da temperatura, massa e volume instantâneos, pode-se caracterizar o estado termodinâmico e, utilizando a biblioteca de propriedades termodinâmicas REFPROP, avaliar a pressão e demais propriedades do fluido refrigerante na câmara de compressão.

### 3.1.3 Dinâmica de válvulas

Por questões de simplicidade e baixo custo computacional, o movimento das válvulas palheta é descrito utilizando um modelo simplificado de corpo rígido, no qual a válvula é representada como um sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade, de acordo com o esquema da Figura 3.3.

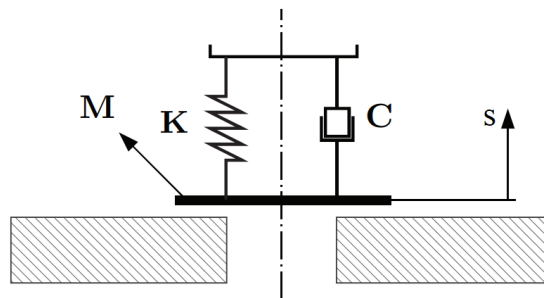


Figura 3.3 - Representação esquemática de um sistema de um grau de liberdade. Reprodução: Diniz (2018)

Ao aplicar a segunda lei de Newton a esse sistema, obtém-se a seguinte equação:

$$F = m_{eq}\ddot{s} + c_{eq}\dot{s} + k_{eq}s \quad (3.12)$$

Esse modelo requer os seguintes dados de entrada: massa ( $m_{eq}$ ), amortecimento ( $c_{eq}$ ) e rigidez ( $k_{eq}$ ) equivalentes, bem como a força ( $F$ ) que excita o sistema. Conhecidos esses parâmetros, pode-se avaliar a posição ( $s$ ), a velocidade ( $\dot{s}$ ) e a aceleração ( $\ddot{s}$ ) instantâneas da válvula ao longo do ciclo de compressão.

A massa equivalente da válvula pode ser obtida através da relação para o cálculo da frequência natural de oscilação de um sistema massa-mola não amortecido:

$$m_{eq} = \frac{k}{(2\pi f_n)^2} \quad (3.13)$$

sendo os valores da frequência natural,  $f_n$ , e da rigidez,  $k$ , da palheta obtidos através de experimentos, códigos de análise estrutural ou, ainda, relações analíticas para vigas engastadas.

O coeficiente de amortecimento é ajustado de acordo com dados experimentais do deslocamento das válvulas. Esse ajuste visa adicionar os efeitos do amortecimento interno, amortecimento devido ao fluido ao redor da válvula e possíveis escorregamentos no engaste da palheta, os quais são fenômenos de difícil descrição. De modo a acrescentar mais informação ao modelo de amortecimento, pode-se agregar um termo adicional, proporcional ao quadrado da velocidade, complementando a Equação (3.12) e obtendo a Equação (3.14):

$$F = m_{eq}\ddot{s} + c_1\dot{s} + c_2\dot{s}|\dot{s}| + k_{eq}s. \quad (3.14)$$

Entre as forças atuantes sobre a válvula estão: força de adesão, força de pré-tensão e a força devido à interação fluido-estrutura. A força de adesão advém do filme de óleo presente entre o assento e a válvula, requerendo uma força adicional para iniciar o movimento da válvula. Essa força é usualmente ajustada com referência a dados experimentais de modo a coincidir o momento de abertura da válvula. A força de pré-tensão pode ou não estar presente e é associada à montagem específica de algumas válvulas.

A força gerada pelo escoamento pode ser modelada de diferentes formas e, neste trabalho, os dois modelos avaliados são apresentados nas seções 3.1.3.1 e 3.1.3.2. Um desses modelos adota o conceito de área efetiva de força, sendo o mais empregado em simulações de compressores e refrigeração. O segundo modelo, proposto neste trabalho, avalia a força de acordo com o conceito de coeficiente de arrasto.

### 3.1.3.1 Área efetiva de força

No modelo de área efetiva de força,  $A_{ef}$ , a força de excitação do sistema massa-mola-amortecedor,  $F_{AE}$ , é obtida com base na diferença de pressão  $\Delta P$  entre a câmara de compressão e a câmara de descarga ou de sucção, de acordo com a válvula sob análise, ou seja:

$$F_{AE} = A_{ef} \Delta P \quad (3.15)$$

Pode-se o coeficiente de área efetiva de força,  $C_{aef}$ , como a razão entre a área efetiva de força,  $A_{ef}$ , e a área geométrica do orifício de passagem da válvula,  $A_0$ . Assim,

$$C_{aef} = A_{ef}/A_0 \quad (3.16)$$

Valores de área efetiva de força, ou o coeficiente de área efetiva de força, podem ser obtidos por meio de simulações numéricas do escoamento através da válvula ou de medições em laboratório. Para cada abertura de válvula há um valor distinto de  $A_{ef}$  que é avaliado pela determinação da força imposta pelo escoamento sobre a válvula a partir de uma diferença de pressão entre a câmara de compressão e a câmara adjacente (sucção ou descarga). A área efetiva de força pode ser entendida como uma medida da eficiência com que a diferença de pressão se traduz em força sobre a palheta.

Os resultados da simulação, ou das medições, permitem o ajuste de uma curva para a  $A_{ef}$  em função da abertura  $s$  da válvula, ou seja,  $A_{ef} \equiv C_{aef}A_0 = f(s)$ . Para as válvulas de descarga, a curva para a área efetiva de força pode ser escrita como uma função da abertura da válvula,  $s$ , e da posição do pistão,  $h$ , devido à influência do pistão sobre o escoamento do fluido no processo de descarga.

### 3.1.3.2 Coeficiente de arrasto

O coeficiente de arrasto  $C_D$  relaciona a força atuando sobre um objeto imerso em escoamento através da pressão dinâmica do escoamento ( $\rho U^2/2$ ) e de uma área de referência que no presente caso é área do orifício de passagem da válvula,  $A_0$ , ou seja:

$$C_D = \frac{F_{CD}}{1/2\rho U^2 A_0} \quad (3.17)$$

sendo  $\rho$  e  $U$  a densidade do fluido e a velocidade do escoamento.

O modelo representado pela Equação (3.18) incorpora mais física na determinação da força atuando sobre a palheta, pois pode incluir a velocidade relativa entre a velocidade do escoamento e a velocidade da palheta, além da massa específica instantâneas do refrigerante. Assim, de forma alternativa:

$$F_{cd} = \frac{1}{2} C_d A_0 \rho (U - \dot{s})^2. \quad (3.18)$$

O coeficiente de arrasto pode ser obtido por meio de simulações numéricas ou de medições para diferentes aberturas da válvula, de forma similar ao realizado para a área efetiva de força.

### 3.1.4 Filtro acústico de sucção e descarga

A função dos filtros acústicos de sucção e descarga é atenuar a pulsação de pressão induzida no escoamento pelo movimento das válvulas, bem como, em alguns casos, aumentar a eficiência energética do compressor. Uma vez que esses filtros afetam a pressão do fluido nas câmaras de sucção e de descarga, o mesmo ocorre com a dinâmica das palhetas e o escoamento através das válvulas. Desta forma, o entendimento destes componentes é fundamental para a melhoria do projeto de compressores.

O escoamento em sistemas de sucção e descarga é tipicamente pulsante e compressível, devido aos movimentos de abertura e fechamento das válvulas. A Figura 3.4 apresenta uma pulsação de pressão típica de um sistema de sucção. Pode-se perceber na Figura 3.4 que ocorre uma pulsação de frequência bem definida no intervalo angular de 30 até 200°, a qual está

diretamente correlacionada ao diâmetro e, principalmente, ao comprimento do tubo próximo à válvula de sucção. Percebe-se também a queda abrupta da pressão próximo à posição angular de 220°, no exato momento em que a válvula de sucção abre, devido às condições de pressão favoráveis, fazendo com que haja uma retirada de massa da câmara de sucção e uma queda de pressão associada. Já as variações verificadas entre 220 e 360° estão fortemente correlacionadas ao comportamento da válvula de sucção e das demais características geométricas do sistema de sucção. Entender estes fenômenos é fundamental para o projeto de compressores mais eficientes, confiáveis e com menores níveis de ruído.

Deschamps *et al.* (2002) propuseram um modelo para a simulação do escoamento compressível transiente em sistemas de sucção e descarga, considerando uma formulação unidimensional, conforme representação esquemática na Figura 3.5. Nesta figura é possível verificar que as câmaras apresentam uma numeração em ordem crescente no sentido do fluxo de massa do sistema de sucção. O volume 1 representa a carcaça do compressor alternativo, os volumes 2 e 3 são câmaras intermediárias projetadas para reduzir a pulsação gerada na válvula e que é transmitida até o volume da carcaça. O volume 4 corresponde à câmara de sucção, atuando sobre a atenuação acústica e sobre a dinâmica da válvula.

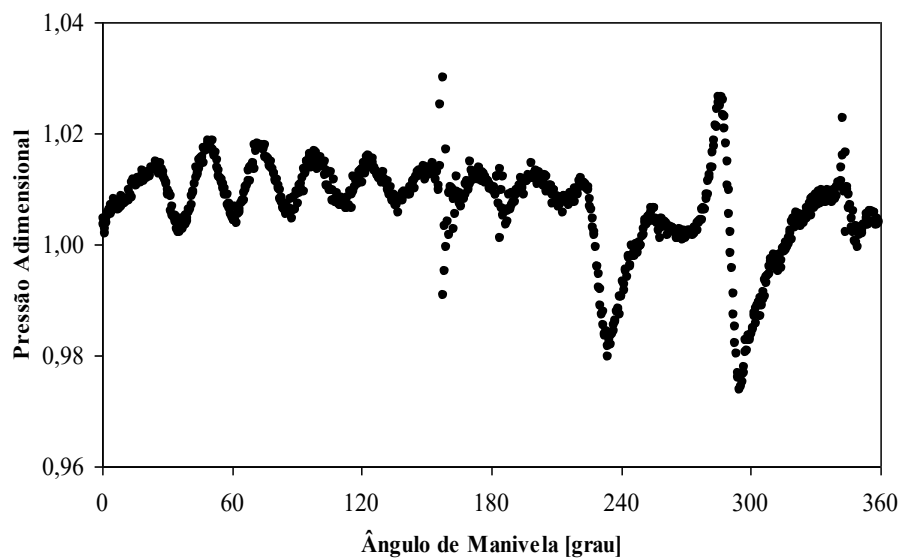


Figura 3.4 - Pulsação de pressão na câmara de sucção.

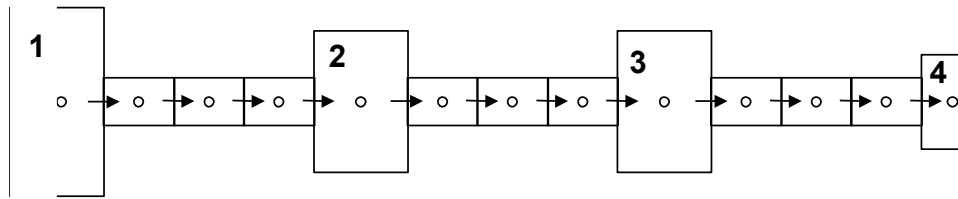


Figura 3.5 – Geometria esquemática do sistema de sucção discretizado.

Seguindo uma formulação unidimensional, as equações que descrevem a conservação da massa, quantidade de movimento e energia para um volume de controle típico são:

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \quad (3.19)$$

$$\frac{d(m_{cv} \bar{V}_{cv})}{dt} = \dot{m}_e \bar{V}_e - \dot{m}_s \bar{V}_s + (p_e - p_s)A_s - \tau_w A_w \quad (3.20)$$

$$\frac{d[m_{cv} (h_{cv} + \bar{V}_{cv}^2/2)]}{dt} = \dot{m}_e (h_e + \bar{V}_e^2/2) - \dot{m}_s (h_s + \bar{V}_s^2/2) - \nabla_{cv} \frac{dp_{cv}}{dt} + \dot{Q}_w \quad (3.21)$$

Nas equações anteriores,  $m$ ,  $\bar{V}$ ,  $h$  e  $p$  representam, respectivamente, massa, velocidade média, entalpia e pressão. Os subíndices “e”, “s” e “cv” denotam propriedades na entrada, na saída e no centro do volume de controle. Por outro lado,  $A_s$  e  $A_w$  são as áreas da seção transversal e lateral do volume e  $\nabla_{cv}$  é o volume. Finalmente,  $\tau_w$  é a tensão cisalhante na parede, enquanto  $\dot{Q}_w$  é o fluxo de calor através das paredes do volume.

A tensão cisalhante é obtida através da seguinte relação:

$$\tau_w = -\frac{f}{4} |\bar{V}_{cv}| \rho \frac{\bar{V}_{cv}}{2} \quad (3.22)$$

O fator de atrito  $f$  é obtido através da correlação de Darcy no caso de escoamento laminar e de Blasius para regime turbulento. O coeficiente de transferência de calor, necessário para



avaliar a transferência de calor  $\dot{Q}_w$ , é obtido utilizando-se a correlação de Colburn. Nas regiões de expansão e contração dos volumes, representadas na Figura 3.4, a variação de pressão é estimada usando correlações clássicas.

As equações governantes foram discretizadas através do método dos volumes finitos com o arranjo desencontrado, no qual as propriedades nas faces dos volumes de controle são interpoladas com o esquema UPWIND. Uma formulação totalmente implícita foi adotada para a discretização temporal.

O sistema de equações algébricas é resolvido através do Tridiagonal Matrix Algorithm (TDMA). O acoplamento entre os campos de pressão e de velocidade foi realizado com o algoritmo SIMPLEC estendido para o caso de escoamentos com qualquer número de Mach. Maiores detalhes sobre esta metodologia numérica podem ser obtidos em Maliska (2004).

O critério adotado para verificar a convergência do procedimento de solução das equações de conservação foi baseado na soma dos resíduos do balanço das propriedades nos volumes de controle do domínio de solução. Para a conservação da quantidade de movimento o valor definido para o resíduo foi de  $10^{-3}$ , para a conservação da massa adotou-se  $10^{-2}$  e para a conservação da energia  $10^{-1}$ . O incremento de tempo empregado para avançar a simulação foi de  $5 \times 10^{-6}$  s, sendo utilizado para todos os modelos da metodologia numérica.

## 3.2 DETERMINAÇÃO DE ÁREA EFETIVA E COEFICIENTE DE ARRASTO

Visando determinar as áreas efetivas de força e escoamento e uma investigação mais detalhada da interação entre o escoamento do fluido e a válvula, ao avaliar o campo de pressão, velocidades e força resultante; emprega-se uma formulação diferencial no domínio do cilindro e câmara de sucção. Esse domínio é resolvido utilizando o método dos volumes finitos, método que avalia as equações diferenciais governantes em cada volume de controle formado pela malha computacional. Essa avaliação gera um sistema de equações algébricas que são resolvidas com o código comercial FLUENT.

### 3.2.1 Geometria do escoamento

Utilizando a geometria do sistema de sucção do compressor A, apresentada na Figura 3.6, realizou-se a simulação do escoamento turbulento compressível em regime permanente através da válvula. O domínio de solução incluiu parte do filtro acústico, e a câmara de

compressão. Como condições de contorno da simulação foram adotados vazão mássica na entrada, e pressão na saída do domínio. No caso do sistema de sucção, a vazão mássica é prescrita na seção azul e a condição de contorno de saída é prescrita na seção marrom.

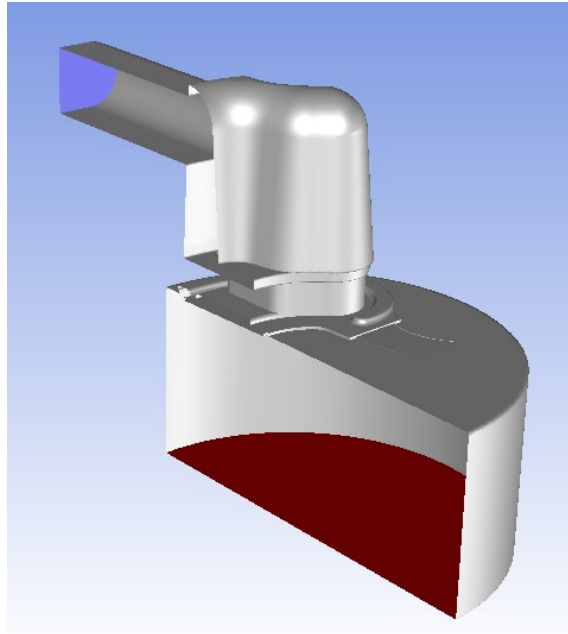


Figura 3.6 - Sistema de sucção

### 3.2.2 Equações governantes

As equações governantes do escoamento são formadas pelas equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia. A equação de conservação da massa é expressa como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3.23)$$

sendo  $\rho$  a densidade e  $u_i$  a componente do vetor velocidade na direção  $i$ .

Admitindo um referencial inercial, a equação da quantidade de movimento é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + S_{Mi} \quad (3.24)$$

em que  $p$  é a pressão,  $\tau_{ij}$  é o tensor tensão viscoso e  $S_{Mi}$  é o somatório de forças de corpo atuando sobre o fluido na direção  $i$ . Assumindo um fluido newtoniano, o tensor tensão viscoso é linearmente proporcional às taxas de deformação do escoamento, ou seja:

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (3.25)$$

sendo  $\mu$  a viscosidade dinâmica. A substituição da equação (3.25) na equação (3.24) dá origem às equações de Navier-Stokes.

A equação da conservação de energia é expressa como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j \tau_{ji}) \quad (3.26)$$

sendo  $\lambda$  a condutividade térmica e  $h$  a entalpia específica.

Admitindo-se o escoamento compressível, variações na pressão,  $p$ , e na temperatura,  $T$ , do fluido resultam em variações na sua densidade,  $\rho$ , caracterizando o acoplamento entre as equações governantes do problema supracitadas. Nesse sentido, para o fechamento do sistema de equações, adotou-se a equação de estado para gases reais, seguindo o modelo de Redlich Kwong:

$$p = \frac{RT}{v - b + c} - \frac{a}{v(v + b)} \quad (3.27)$$

onde  $a$ ,  $b$  e  $c$  são parâmetros relacionados ao gás,  $R$  é a constante universal dos gases e  $v$  é o volume específico do gás.

### 3.2.3 Equações de Reynolds

A simulação numérica direta (*DNS*) ou a simulação de grandes escalas (*LES*) de escoamentos turbulentos complexos a partir das equações de conservação apresentadas na seção anterior é proibitiva devido ao elevado custo computacional. Isto está relacionado à necessidade de adoção de discretizações espaciais e temporais suficientemente refinadas para caracterizar as escalas de movimento turbulento.

Na prática, informações relacionadas a médias temporais das propriedades do escoamento são normalmente suficientes para a avaliação de grande parte dos problemas de engenharia. Nesse sentido, a aplicação do conceito de média de Reynolds nas equações de conservação do escoamento dá origem às chamadas equações de Reynolds, ou equações *RANS*.

Em linhas gerais, o conceito de média de Reynolds estabelece que uma propriedade instantânea do escoamento turbulento,  $\varphi$ , pode ser decomposta em uma média temporal,  $\Phi$ , e em uma flutuação instantânea em torno desta média,  $\varphi'$ :

$$\varphi = \Phi + \varphi' \quad (3.28)$$

Introduzindo este conceito para as diversas quantidades nas equações (3.23) a (3.26), e admitindo que as amplitudes das flutuações de  $\rho$ ,  $\mu$  e  $\lambda$  são desprezíveis, obtém-se as equações de Reynolds:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (3.29)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) + S_{Mi} \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j H) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \overline{u'_i h'}) \quad (3.31)$$

Nas equações acima, constata-se o surgimento de termos adicionais relacionados às flutuações instantâneas das propriedades do escoamento, tais como o tensor de Reynolds,  $\overline{u'_i u'_j}$ , e o fluxo turbulento de energia térmica,  $\overline{u'_i h'}$ , resultando em um problema de fechamento no sistema de equações, ou seja, o número de incógnitas é maior do que o número de equações. A determinação desses termos adicionais é realizada através de modelos de turbulência.

### 3.2.4 Modelo de turbulência

Para a solução das equações de Reynolds, adotou-se o conceito de viscosidade turbulenta,  $\mu_t$ , para a modelagem do tensor de Reynolds e do fluxo turbulento de energia térmica, presentes nas equações de Reynolds.

A viscosidade turbulenta surge por analogia à ação de transferência de quantidade de movimento das tensões viscosas em fluidos newtonianos, conforme proposto por Boussinesq (1877). Assim, seguindo essa analogia, assume-se a existência de uma relação de proporcionalidade entre as tensões de Reynolds e as taxas de deformação do escoamento médio:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (3.32)$$

De modo similar, assume-se uma relação de proporcionalidade entre o fluxo turbulento de energia térmica e o gradiente de temperatura do escoamento médio:

$$-\rho \overline{u'_j h'} = k_t \left( \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3.33)$$

sendo  $k_t$  a condutividade térmica turbulenta. Introduzindo o número de Prandtl turbulento,  $\sigma_t$ :

$$\sigma_t = \nu_t / \alpha_t \quad (3.34)$$

em que  $\nu_t$  é a viscosidade cinemática turbulenta e  $\alpha_t$  é a difusividade turbulenta, expressas como:

$$\nu_t = \mu_t / \rho \quad (3.35)$$

$$\alpha_t = \frac{k_t}{\rho c_p} \quad (3.36)$$

obtém-se a seguinte equação:

$$-\rho \overline{u_j' h'} = \frac{c_p \mu_t}{\sigma_t} \left( \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3.37)$$

sendo  $c_p$  o calor específico à pressão constante.

Logo, o fechamento do sistema de equações requer a determinação de  $\sigma_t$  e de  $\mu_t$ . Neste trabalho, assumiu-se que  $\sigma_t = 0,85$ . Por outro lado, o modelo SST  $k - \omega$  avalia a viscosidade turbulenta  $\mu_t$  a partir de equações de transporte para a energia cinética turbulenta,  $k$ , e para a sua dissipação,  $\varepsilon$ :

O modelo SST  $k - \omega$  é formado por duas equações de transporte para representar as propriedades turbulentas do escoamento. O modelo SST  $k - \omega$  se destaca por combinar as características positivas e eliminar as deficiências dos modelos  $k - \omega$  e  $k - \epsilon$  ao utilizar cada modelo na região mais adequada do escoamento,  $k - \omega$  próximo das paredes e  $k - \epsilon$  nas regiões afastadas, alternando sua aplicação através de uma função de interpolação.

As equações que representam o transporte da energia cinética turbulenta  $k$  e o transporte da dissipação específica  $\omega$  são, respectivamente,

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (3.38)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i \omega}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (3.39)$$

Nas equações  $\Gamma$  representa a difusividade equivalentes da propriedade. Os termos  $G$  e  $Y$  representam respectivamente a geração e a dissipação; e o termo  $D_\omega$  representa a difusão cruzada que representa a combinação dos modelos  $k - \omega$  e  $k - \epsilon$ .

Finalmente, o valor de  $\mu_t$  é obtido a partir da seguinte expressão em função de a relação entre  $k$  e  $\omega$ :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k}{\omega} \quad (3.40)$$

proporcionando, assim, o fechamento do sistema de equações.

### 3.2.5 Condições de contorno

As fronteiras do domínio de solução estão indicadas na Figura 3.1. Na entrada do domínio, prescreveram-se vazões mássicas entre  $1e-4$  kg/s e  $3e-3$  kg/s, temperatura de 300 K e intensidade turbulenta de 5%. Na saída do domínio, adotou-se pressão manométrica de 0 kPa. Nas paredes sólidas, a condição de não deslizamento foi adotada, bem como a condição de isolamento térmico, sem fluxo de calor.

### 3.2.6 Procedimento de solução

Dada a configuração do sistema de sucção a ser analisada e empregando-se o método de volumes finitos, o domínio de solução é inicialmente decomposto em um conjunto finito de volumes, a partir dos quais, usando-se o esquema *Cell Centered*, formam-se os volumes de controles, conforme ilustra a Figura 3.7. Para cada volume de controle, a integração do conjunto de equações governantes no volume permite a obtenção de um sistema de equações algébricas.

Nas fronteiras desses volumes de controle, funções de interpolação *Second Order Upwind* são adotadas na avaliação da pressão e demais propriedades do escoamento. Os gradientes e derivadas necessários para o cálculo dos transportes difusivos e advectivos são obtidos utilizando o método *Least Squares Cell-Based*.

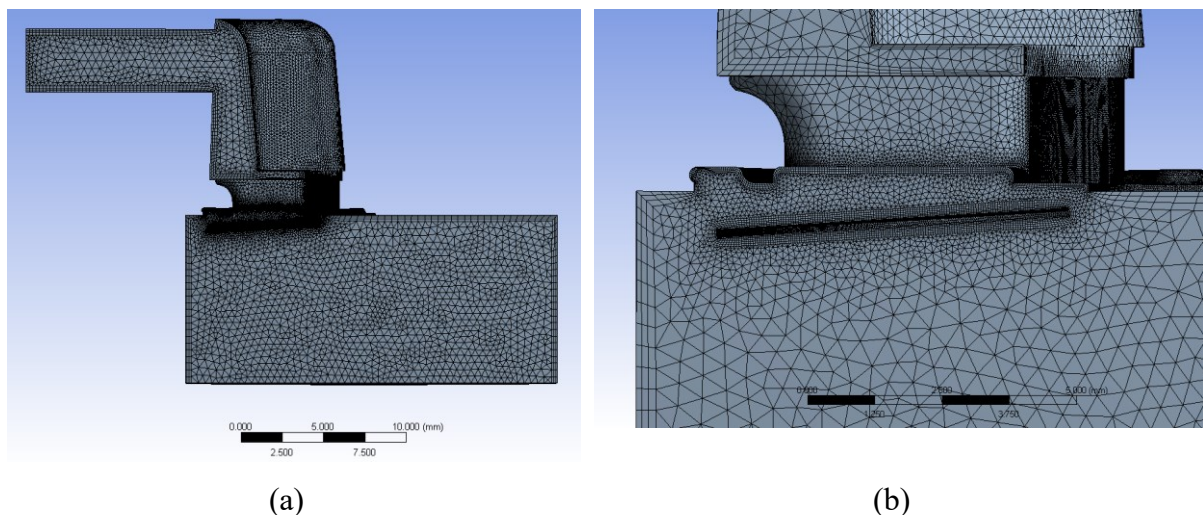


Figura 3.7 – (a) malha da geometria (b) detalhe da malha na região da válvula

Visando a solução do sistema de equações discretizadas que descrevem o fenômeno modelado, foi utilizado um procedimento acoplado, no qual os campos de pressão e velocidade

são resolvidos utilizando um único sistema de equações, permitindo uma solução mais estável do sistema, visto que é um modelo mais próximo da física. Finalmente, com base na solução numérica do escoamento e os parâmetros de interesse associados (vazão mássica e pressão na entrada do domínio, força sobre a válvula), as equações (3.6), (3.15) e (3.17) são utilizadas no cálculo dos coeficientes de áreas efetivas e arrasto.

### 3.2.7 Convergência do procedimento de solução

A solução do sistema de equações é realizada a partir de um procedimento iterativo, no qual busca-se, a partir de uma sequência de soluções aproximadas, a obtenção da solução do sistema de equações. Tais soluções aproximadas dão origem aos chamados resíduos das equações, os quais são parâmetros representativos da convergência do procedimento iterativo. Como critério de convergência, foram monitoradas variáveis de interesse no domínio: o balanço de massa entre a entrada e saída do domínio, a pressão na entrada do domínio e a força induzida pelo escoamento sobre a válvula de sucção. A simulação foi realizada até que o balanço de massa fosse satisfeito e as variáveis de interesse estivessem estabilizadas, com uma variação de 0.3% nas últimas 15 iterações.

### 3.2.8 Análise de erros de truncamento

As dimensões dos elementos da malha foram definidas por meio da prescrição das dimensões dos elementos junto às fronteiras do domínio em conjunto com a taxa de crescimento entre elementos adjacentes, impondo-se maior refino na região entre a válvula e o seu assento. Inicialmente, a fim de verificar a validade da solução numérica, um estudo de independência da solução numérica em relação à malha foi feito, avaliando três malhas computacionais com diferentes níveis de refino, sendo o número de volumes de controle apresentado na Tabela 3.1.

Como critério para a avaliação dos resultados, optou-se pela análise dos parâmetros de saída do modelo: pressão na entrada do domínio e força induzida pelo escoamento sobre a válvula. Utilizando a extrapolação de Richardson é possível obter valores de referência, para os quais os resultados devem tender com a convergência de malha. A Tabela 3.1 apresenta os valores para pressão e força obtidos com malha grosseira ( $Y_g$ ), intermediária ( $Y_i$ ), refinada ( $Y_r$ ) e o valor de referência obtido com a extrapolação de Richardson ( $Y_{ref}$ ).



Tabela 3.1 - Refino geométrico

Variável	$Y_g$	$Y_i$	$Y_r$	$Y_{ref}$
Núm. Elementos	$8,95 \times 10^3$	$3,40 \times 10^6$	$14,00 \times 10^6$	---
Pressão [kPa]	214,6	216,2	217,5	220,3
Força [N]	17,44	17,60	17,78	18,16

Tanto para os parâmetros de saída (pressão e força) quanto para grandezas indiretas (áreas efetivas e coeficiente de descarga) pode-se afirmar que a malha refinada apresenta resultados suficientemente próximos (1%) do valor de referência e, portanto, foi considerada adequada para o restante das análises.

## 4 RESULTADOS

O presente capítulo inicia com a apresentação de resultados de áreas efetivas de escoamento e de força e de coeficiente arrasto na seção 4.1. Na sequência, ainda na seção 4.1, uma análise é realizada sobre a dependência desses resultados em relação ao número de Reynolds, ou vazão, que caracteriza o escoamento através das válvulas. Finalmente, valores de área efetiva de força e de coeficiente arrasto são empregados nas seções 4.2 e 4.3, respectivamente, para avaliar a velocidade de impacto através da simulação do ciclo de compressão. Nessa seção, comparações dos resultados numéricos são realizadas com dados experimentais de diagrama p-V e velocidade de impacto de válvulas de dois compressores: (i) Compressor A com deslocamento volumétrico de 8,74 cm<sup>3</sup> e operando com isobutano (R600a); (ii) Compressor B com deslocamento volumétrico de 15,02 cm<sup>3</sup> e operando com propano (R290).

### 4.1 ÁREA EFETIVA DE FORÇA E COEFICIENTE DE ARRASTO

#### 4.1.1 Áreas efetivas de escoamento e de força

Conforme apresentado no Capítulo 3, áreas efetivas de força são comumente usadas na determinação da força de excitação requerida para simular a dinâmica de válvulas modelada como um sistema massa-mola amortecedor com um grau de liberdade. A Figura 4.1 apresenta curvas para os coeficientes de áreas efetivas de escoamento (AEE) e de força (AEF) em função da abertura da válvula, obtidas das simulações do escoamento através da válvula de sucção do compressor A.

A curva do coeficiente de área efetiva de força (AEF), que representa a área efetiva de força adimensionalizada pela área do orifício de passagem da válvula  $A_o$ , inicia com um valor próximo de 1. Isso decorre do fato de que nessa situação a válvula está fechada e a força é equivalente à diferença de pressão multiplicada pela área geométrica do orifício de sucção. Quando a válvula abre, ocorre um aumento no coeficiente AEF, uma vez que o fluido passa a exercer pressão sobre a área inteira da válvula, que é maior que a área do orifício de passagem. Com uma abertura adimensional maior, na região de 0,2, o coeficiente passa a diminuir em função da redução do carregamento de pressão devido ao escoamento de maior velocidade entre a válvula e o assento.

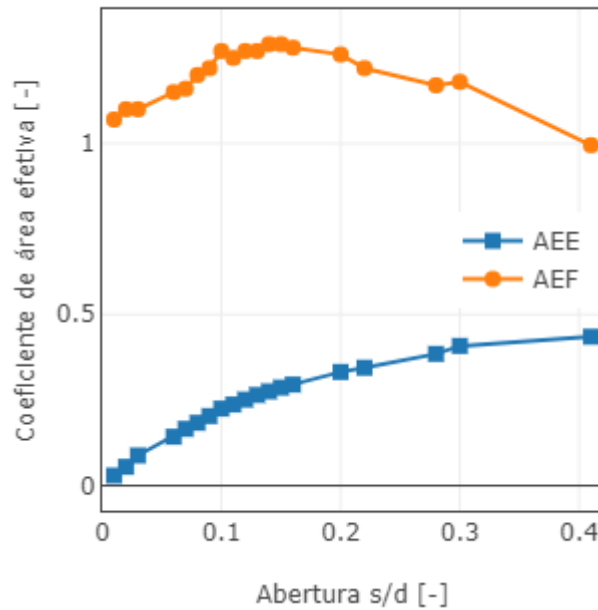


Figura 4.1 – Coeficientes de área efetiva na válvula de sucção.

A curva do coeficiente de área efetiva de escoamento (AEE), por sua vez, inicia com valor nulo, uma vez que não há escoamento com a válvula fechada. Conforme a válvula abre o coeficiente vai aumentando, em função da maior área de passagem para o escoamento, até que atinge um limite próximo de 0,5, correspondendo a uma área igual a 50% da área do orifício de passagem  $A_o$ , devido a efeitos viscosos do escoamento.

O escopo do presente estudo é a análise da velocidade de impacto de válvulas e esse fenômeno depende da dinâmica da válvula ao se aproximar do assento, quando a vazão do escoamento é baixa. Assim, decidiu-se investigar o efeito do número de Reynolds do escoamento sobre o coeficiente de área efetiva de força.

O número de Reynolds pode ser escrito em função da vazão mássica na válvula, do diâmetro hidráulico do orifício e da viscosidade dinâmica do fluido, ou seja:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_h \mu} \tag{4.1}$$

O procedimento adotado nessa investigação foi definir inicialmente uma vazão mássica de referência associada à condição de operação do compressor e uma abertura de válvula. Em seguida, variou-se a vazão mássica visando avaliar a sensibilidade da área efetiva de força a essas modificações.

Inicialmente, a Figura 4.2 apresenta os resultados para duas aberturas de válvula  $s/d$  ( $= 0,01$  e  $0,02$ ), correspondentes a posições muito próximas do fechamento completo. Pode-se verificar que há, de fato, uma variação no valor da AEF de aproximadamente 13%, quando o número de Reynolds varia entre os valores de  $10^3$  e  $10^5$ . Entretanto, as maiores variações são observadas somente para números de Reynolds muito elevados, que não seriam factíveis nessas aberturas pequenas da válvula.

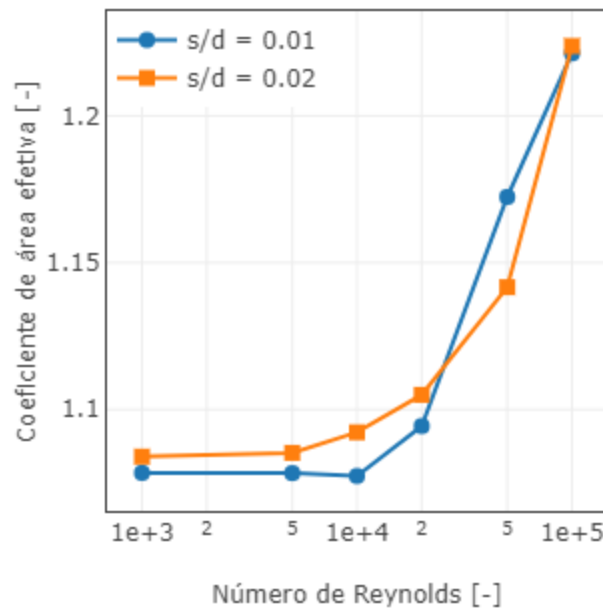


Figura 4.2 – Coeficiente de área efetiva de força em função do número de Reynolds.

Para aprofundar a investigação, analisou-se a sensibilidade de  $C_{aef}$  em relação ao número de Reynolds para diferentes aberturas de válvula. Os resultados de  $C_{aef}$  na Figura 4.3 foram comparados a uma curva de referência, obtida para uma diferença de pressão fixa através da válvula, ou seja, o método padrão de obtenção da curva, conforme Link e Deschamps (2010). Portanto, a curva de referência possui diferentes números de Reynolds para cada abertura da válvula.

Ao avaliar os resultados para o coeficiente de área efetiva de força para diferentes vazões mássicas não se observam grandes diferenças em relação à magnitude. Para a menor abertura ( $s/d = 0,01$ ), os valores de  $C_{aef}$  para baixas vazões estão mais próximos da curva de referência. Para aberturas ligeiramente maiores, a curva com maior vazão está mais próxima da curva original.

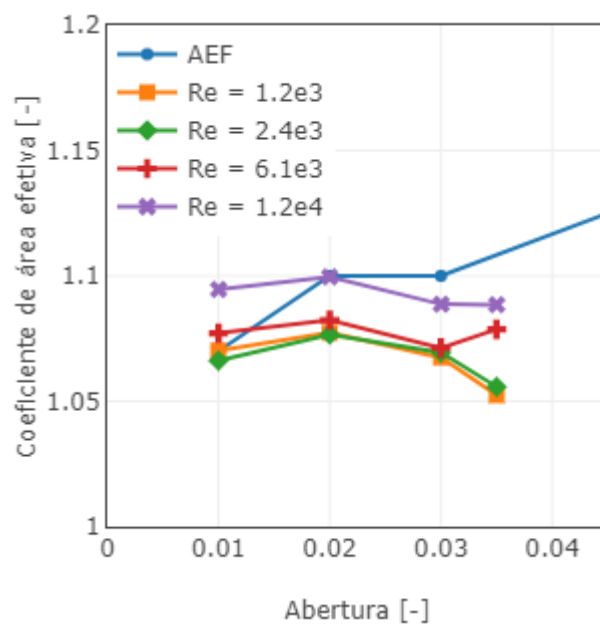


Figura 4.3 – Coeficiente de área efetiva de força em função da abertura para diferentes números de Reynolds.

Os resultados da área efetiva de escoamento, apresentados na Figura 4.4, também não mostraram diferenças significativas para as curvas obtidas com vazões mássicas distintas. Devido a esses resultados, considerou-se seguro considerar as áreas efetivas de força e de escoamento apenas dependentes de abertura da válvula s/d.

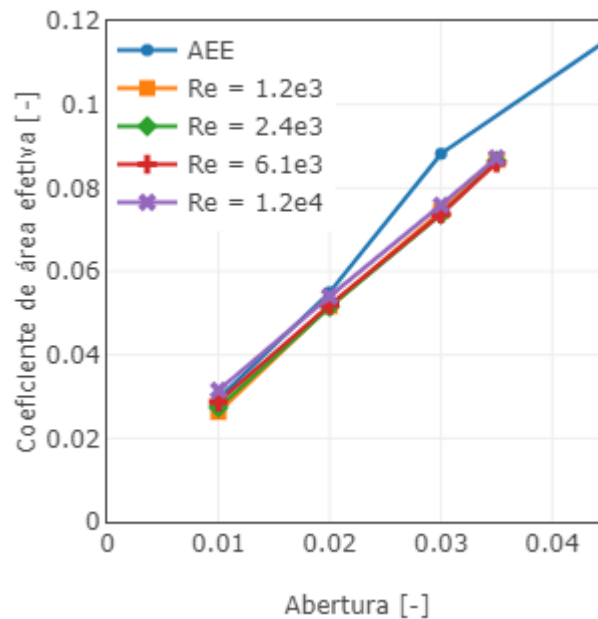


Figura 4.4 – Área efetiva de escoamento.

#### 4.1.2 Coeficiente de arrasto

Com base nas mesmas simulações discutidas na seção anterior, buscou-se avaliar o coeficiente de arrasto para avaliar a força de interação fluido-estrutura que atua sobre a palheta. A Figura 4.5 mostra a curva de  $C_D$  para diferentes afastamentos  $s/d$ . Percebe-se que o coeficiente de arrasto inicia com valores bastante altos e progressivamente vai diminuindo, visto que, quanto menor a abertura, maior a restrição e menor a velocidade do escoamento.

Em seguida, simulações foram realizadas para diferentes vazões mássicas e aberturas da válvula, a fim de verificar a influência do número de Reynolds sobre o coeficiente de arrasto. Os resultados na Figura 4.6 indicam uma dependência significativa com o número de Reynolds apenas para a menor abertura em que a diferença máxima alcança 15%. Nas demais aberturas a variação não ultrapassou 2%. Considerou-se então que o coeficiente de arrasto também pode ser relacionado apenas à abertura da válvula.

A fim de avaliar a força sobre a válvula, desenvolveu-se a seguinte correlação de forma exponencial para o coeficiente de arrasto em função da abertura da válvula  $\kappa \equiv s/d$ :

$$C_d = 1.2 \kappa^{-1.4} \quad (4.2)$$

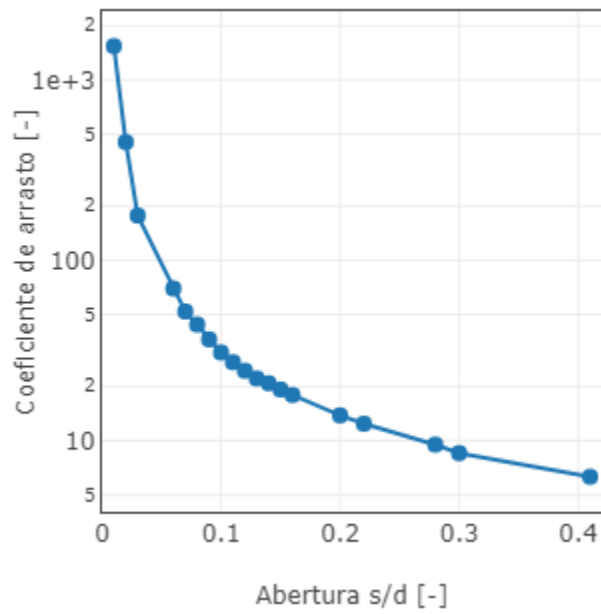


Figura 4.5 – Coeficiente de arrasto.

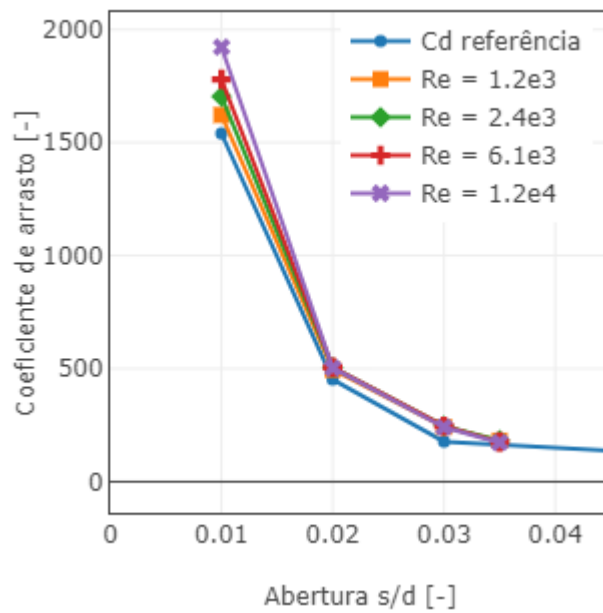


Figura 4.6 – Coeficiente de arrasto.

## 4.2 VELOCIDADE DE IMPACTO USANDO ÁREA EFETIVA DE FORÇA

Inicialmente foram avaliadas as previsões para a velocidade de impacto obtidas com o modelo de dinâmica massa-mola-amortecedor avaliando a força sobre a palheta com a curva de área efetiva de força. Esse modelo utilizou parâmetros de projeto das válvulas dos compressores A e B, obtidos por simulação numérica (rigidez, frequência natural e áreas efetivas) e calibração manual (coeficiente de amortecimento), conforme indicadas na Tabelas 4.1.

Tabela 4.1 - Parâmetros das válvulas de sucção e descarga dos compressores A e B.

	Compressor A		Compressor B		Unidade
	Sucção	Descarga	Sucção	Descarga	
Rigidez	300	447	854	304	[N/m]
Freq. Natural	250	338	340	206	[Hz]
C1	0,1	0,35	0,1	0,1	[-]
C2	0	0	0	0	[Ns <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> ]
Fc	0,4	0,15	0,3	3	[N]

### 4.2.1 Análise da discretização temporal

Visando verificar a capacidade do modelo de prever a velocidade de impacto e considerando a escala de tempo do fenômeno, julgou-se necessário realizar uma análise do efeito da discretização temporal sobre o resultado. Com esse objetivo, simulou-se o compressor A na condição de operação ASHRAE Checkpoint para uma rotação de 3600 rpm para o qual dados de velocidade de impacto estão disponíveis.

Simulações foram realizadas com passos de tempo progressivamente menores para verificar o refino necessário para a captura do fenômeno desejado, conforme mostra a Figura 4.7. Outros parâmetros de saída do modelo foram também monitorados, tais como vazão mássica e COP (coeficiente de performance), apresentados na Figura 4.8, de modo a verificar se a condição de convergência do passo temporal é a mesma para todos os parâmetros.

Pode-se verificar nas figuras uma estabilização da velocidade de impacto identificada pelo modelo para incrementos angulares abaixo de 0,01° do giro do eixo do motor, tanto para a válvula de sucção quanto para a de descarga.



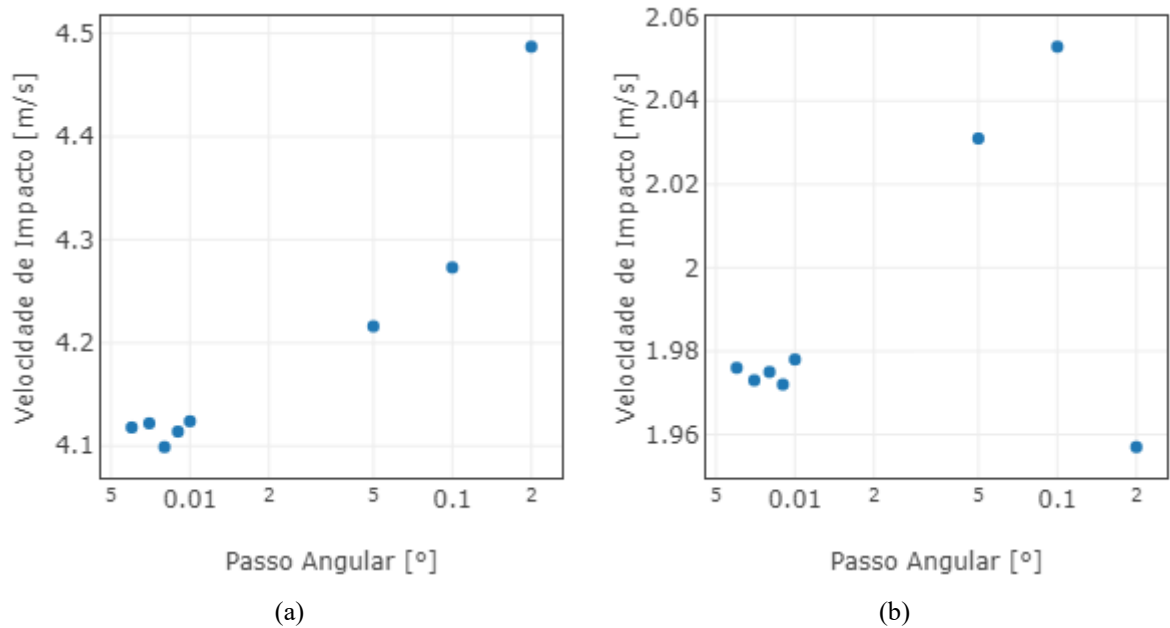


Figura 4.7 – Refino Angular – (a) Velocidade de impacto - Descarga (b) Velocidade de impacto - Sucção

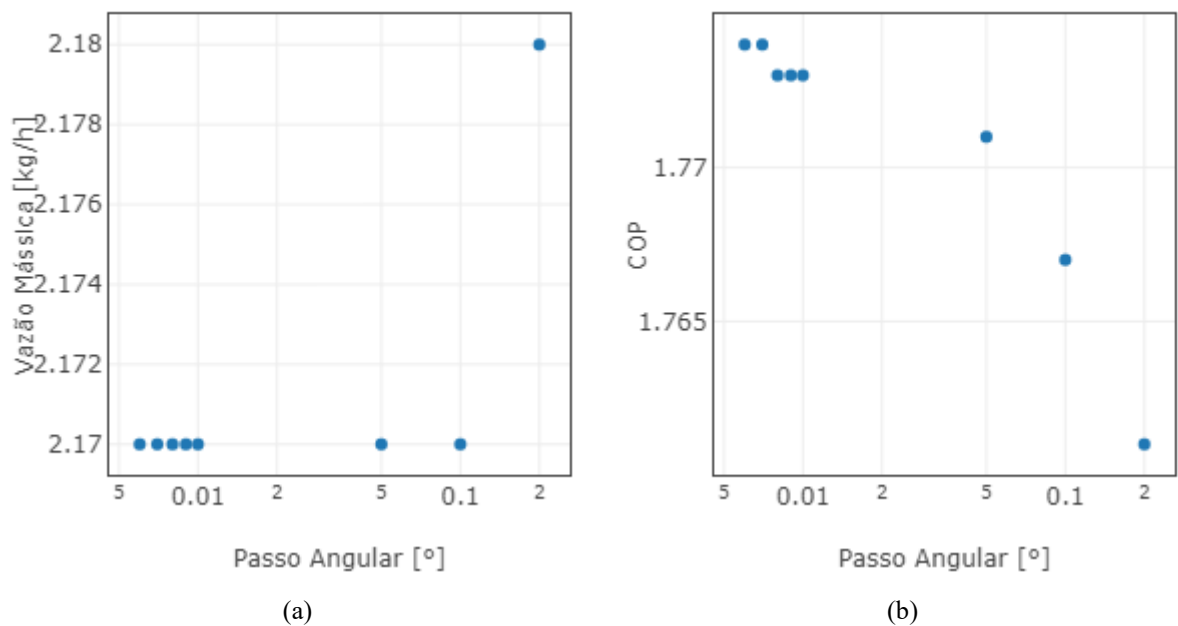


Figura 4.8 – Refino Angular – (a) Vazão Mássica (b) COP

Observa-se também que o mesmo incremento angular abaixo de  $0,01^\circ$  garante a convergência do valor do COP do compressor. O resultado da vazão mássica se estabiliza com um refino angular mais grosseiro, em torno de  $0,1^\circ$ . A fim de reduzir o custo computacional, o passo de tempo representado pelo incremento angular de  $0,05^\circ$  foi usado nas demais simulações. A Tabela 4.2 apresenta as variações de cada um dos parâmetros analisados quando se varia o incremento angular de  $0,2^\circ$  para  $0,01^\circ$ , verificando-se que a velocidade de impacto é o parâmetro

mais sensível à discretização temporal, necessitando assim um refino mais criterioso no passo de tempo.

Tabela 4.2 - Influência do refino nos valores de saída

Impacto na descarga	8,89%
Impacto na sucção	3,88%
Vazão mássica	0,46%
COP	0,73%

#### 4.2.2 Avaliação da velocidade de impacto

Partindo do modelo com a discretização temporal ajustada, resultados foram obtidos para o compressor A, referentes ao diagrama p-V do ciclo de compressão e para o movimento das válvulas representado pelas suas aberturas instantâneas, e comparados a dados experimentais fornecidos pela empresa parceira do projeto. Pequenos ajustes foram feitos nas propriedades associadas à dinâmica das válvulas, indicadas na Tabela 4.1, a fim de aproximar os resultados numéricos e experimentais do movimento das válvulas. Tais ajustes são necessários devido a amortecimento de juntas e pequenas variações associadas a tolerâncias de fabricação e de montagem da válvula. A Figura 4.9 e a Figura 4.10 mostram que há boa concordância entre os resultados do modelo calibrado (linha azul) e os dados experimentais (linha laranja) de diagramas p-V e aberturas de válvula.

Deve ser destacado que os dados experimentais de abertura da válvula de sucção apresentados na Figura 4.10(a) são truncados ao alcançar um valor de aproximadamente 2 mm, devido à limitação do procedimento de medição realizado com uma bobina instalada no assento, cujo qualidade do sinal piora drasticamente a partir de dessa abertura da válvula. Por outro lado, o limite de abertura da válvula de descarga observado na Figura 4.10(b) se deve a um batente instalado com o objetivo de evitar aberturas desnecessárias e auxiliar o fechamento da válvula de forma rápida ao final do processo de descarga.

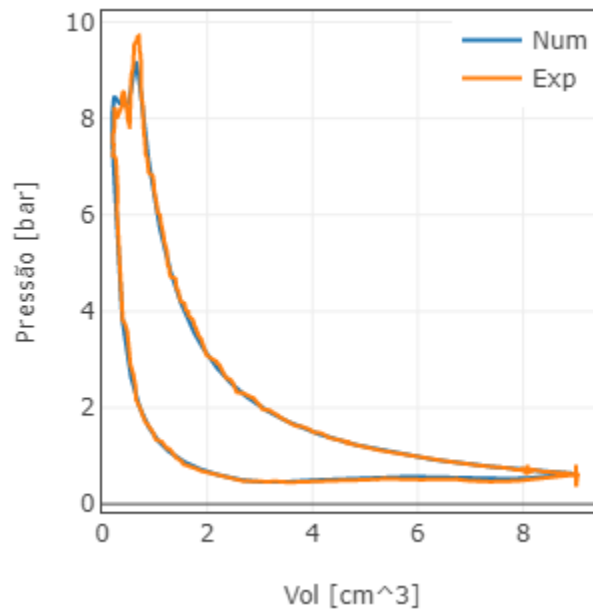


Figura 4.9 – Diagrama p-V do Compressor A – Condição Checkpoint

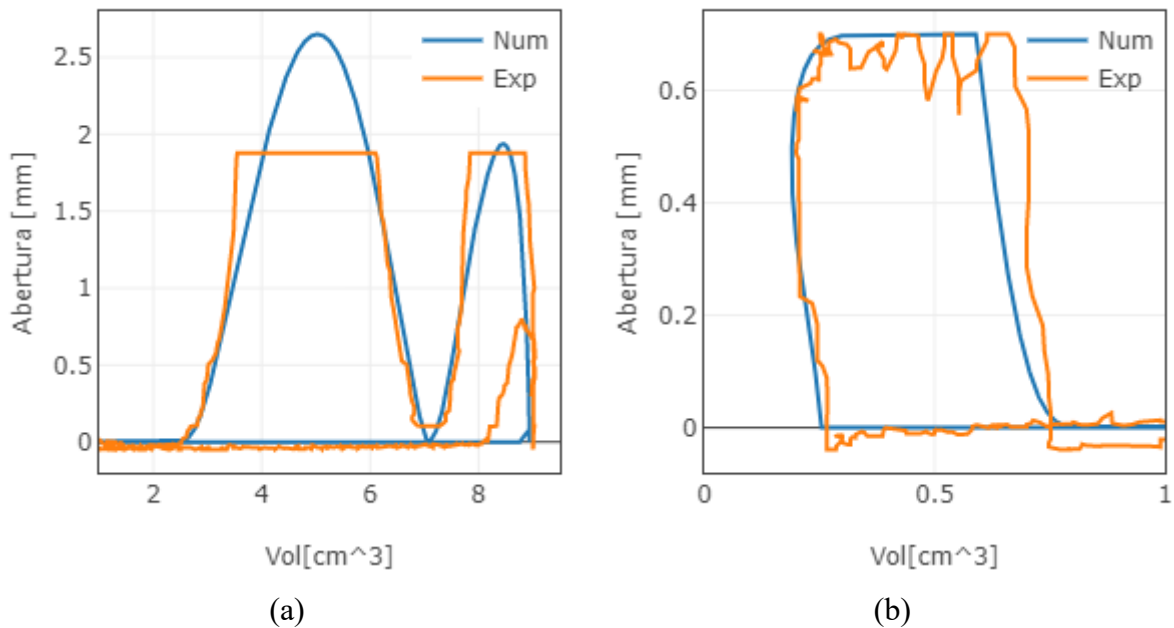


Figura 4.10 – Aberturas das válvulas de sucção (a) e descarga (b)

Os pontos de abertura e fechamento de válvula estão bem indicados no processo de descarga, Figura 4.10(b), e em dois momentos do processo de sucção, Figura 4.10(b). Entretanto, no processo de sucção a terceira oscilação não aparece na dinâmica numérica e o modelo prevê movimentos de abertura aparentemente com menores amplitudes quando comparados aos dados experimentais.

O modelo foi empregado para prever a dinâmica das válvulas e o diagrama p-V para outra condição de operação, representadas pela temperatura de evaporação  $T_e = -25\text{ °C}$ ,

temperatura de condensação  $T_c = 40\text{ °C}$  e velocidade 2000 rpm, para a qual também existem dados experimentais. Novamente, conforme mostra a Figura 4.11, há boa concordância entre resultados numéricos e experimentais para o diagrama p-V. Por outro lado, a Figura 4.12 (a) mostra que embora o modelo tenha previsto quatro movimentos oscilatórios para a válvula de sucção de acordo com as medições, há um atraso na abertura da válvula. Esse aspecto pode estar associado à mudança da força de adesão do óleo nessa condição de operação do compressor e que foi ajustada para a condição de checkpoint. O movimento oscilatório indicado pela medição para a válvula de descarga, Figura 4.12(b), não foi capturado pelo modelo que prevê também um movimento de abertura mais lento.

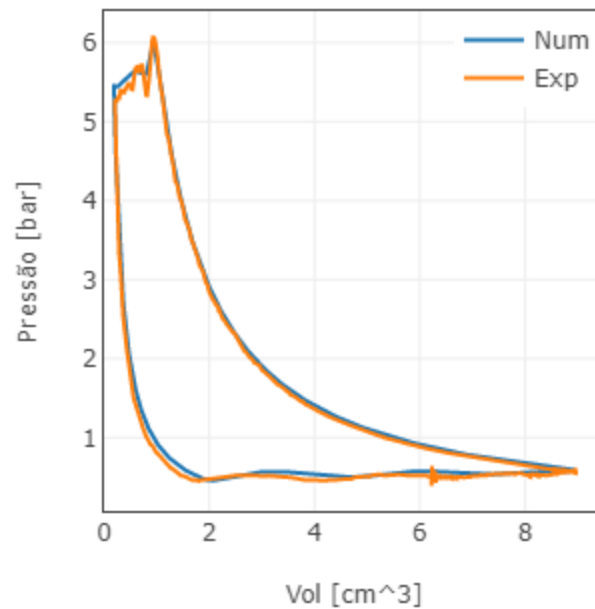


Figura 4.11 - Diagrama p-V do Compressor A – Condição  $-25\text{ °C}/40\text{ °C}$

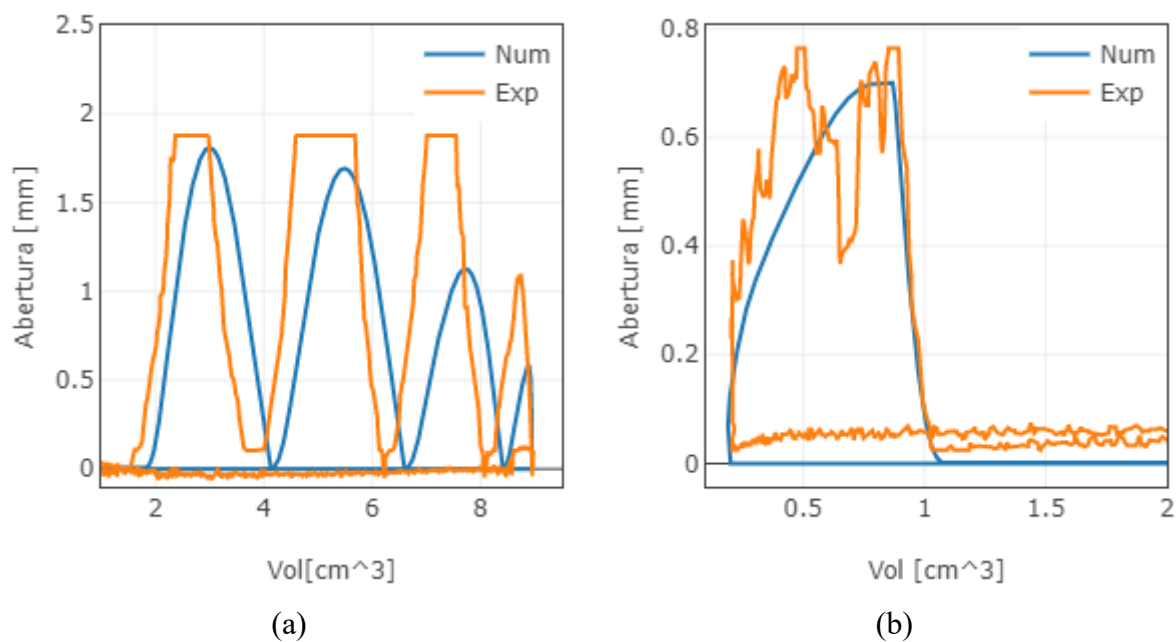


Figura 4.12 - Aberturas das válvulas de sucção (a) e descarga (b)

Com o modelo calibrado para a condição de checkpoint, simulações foram realizadas para várias condições de operação, alterando as temperaturas de condensação e de evaporação, para as quais velocidades de impacto foram medidas pela empresa parceira seguindo a metodologia descrita por BALLMAN, 2010. Esses dados experimentais são então usados para avaliar a capacidade do modelo em prever velocidades de impacto, objetivo principal deste trabalho. Vale ressaltar que pode haver mais de um impacto da válvula contra o assento durante os processos de sucção e descarga, conforme mostra a Figura 4.12 (a) para a válvula de sucção. Nesses casos, considera-se a situação mais crítica representada pela maior velocidade detectada.

Primeiramente, analisam-se os resultados para a válvula de sucção do compressor A operando em 3600 rpm. A Tabela 4.3 apresenta resultados experimentais e numéricos de velocidade de impacto, ordenados na direção horizontal para diferentes temperaturas de evaporação e na direção vertical para diferente temperaturas de condensação. Além disso, apresentam-se também desvios absolutos entre os dois resultados que são usados para avaliar o modelo. As cores nessa tabela são usadas para distinguir visualmente as magnitudes da velocidade de impacto, com cor verde para valores baixos, cor vermelha para valores elevados e cores amarela e laranja para valores intermediários.

Inicialmente, destaca-se que os resultados numéricos de velocidade de impacto têm magnitude média de 2,3 m/s, bem acima da média de 1 m/s dos resultados experimentais, superestimando assim a velocidade de impacto em mais de 100%. Para as condições de operação próximas à condição de calibração ( $T_e = -23,3, T_c = 54,4^\circ C$ ), os resultados

numéricos são mais próximos dos dados experimentais, com desvios próximos da incerteza de 0,5 m/s esperada para as medições.

Além disso, o modelo numérico prevê que as velocidades de impacto aumentam com a temperatura de evaporação, um aspecto que pode ser percebido visualmente pela escala de cores. No entanto, isso não é observado nas medições, as quais mostram que as maiores magnitudes de velocidade de impacto ocorrem na faixa intermediária de temperaturas de evaporação.

Tabela 4.3 – Resultados do modelo de área efetiva de força e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor A operando em 3600 rpm.

		Te [°C]											
		-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	
Velocidade Experimental [m/s]	Tc [°C]	70	1,04	1,02	1,17	1,15	1,16	1,20	1,31	1,21	1,11	1,07	0,62
	60	1,02	1,13	1,05	1,12	1,03	1,33	1,21	1,13	1,11	0,83	0,85	
	50	1,03	0,97	0,99	1,13	1,03	1,19	1,20	1,07	0,95	0,75	0,59	
	40	0,99	1,06	0,98	0,97	1,23	1,24	1,21	1,02	0,85	0,86	0,34	
	30	0,91	1,01	1,02	1,07	1,19	1,19	1,14	1,04	0,90	0,49	0,57	
	20	0,95	1,03	1,05	1,16	1,15	1,18	1,21	1,02	0,74	0,80	0,47	
Velocidade Numérica [m/s]	70	1,64	1,82	1,78	1,78	2,21	2,58	2,90	3,09	3,07	2,79	3,05	
	60	1,65	1,51	1,85	1,86	2,24	2,65	2,68	2,76	2,65	2,82	3,27	
	50	1,76	1,50	1,62	1,95	2,36	2,58	2,56	2,47	2,59	3,02	3,17	
	40	1,58	1,67	1,64	1,96	2,36	2,56	2,38	2,36	2,77	2,97	2,89	
	30	1,39	1,41	1,70	2,00	2,42	2,39	2,14	2,52	2,82	2,73	2,61	
	20	1,50	1,44	1,77	2,11	2,42	2,10	2,27	2,68	2,55	2,39	2,30	
Desvio Absoluto [m/s] - Modelo AEF	70	0,60	0,80	0,61	0,62	1,05	1,37	1,59	1,88	1,95	1,72	2,42	
	60	0,63	0,37	0,79	0,74	1,21	1,32	1,48	1,63	1,54	2,00	2,42	
	50	0,73	0,53	0,64	0,81	1,33	1,39	1,36	1,41	1,64	2,27	2,59	
	40	0,59	0,61	0,66	0,99	1,13	1,32	1,17	1,34	1,92	2,11	2,55	
	30	0,49	0,40	0,68	0,93	1,23	1,20	1,00	1,48	1,92	2,24	2,05	
	20	0,55	0,41	0,72	0,95	1,27	0,92	1,07	1,66	1,80	1,59	1,83	

Na sequência, simulou-se o compressor A operando em 4000 rpm, para verificar o efeito desse parâmetro sobre as velocidades de impacto, cujas previsões são apresentadas na Tabela 4.4, juntamente com as medições e os desvios entre ambos os resultados.

Novamente, o modelo superestimou a velocidade de impacto, com magnitude média de 2.5 m/s, bem acima da média de 1,2 m/s dos resultados experimentais. Da mesma forma como observado para a velocidade do compressor e 3600 rpm, o modelo não representa as tendências dos resultados experimentais, com desvios maiores nas temperaturas de evaporação mais elevadas.

Tabela 4.4 – Resultados do modelo de área efetiva de força e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor A operando em 4000 rpm.

		Te [°C]											
		-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	
Velocidade Experimental [m/s]	Tc [°C]	70	1,10	1,19	1,32	1,46	1,23	1,28	1,35	1,40	1,31	1,21	0,76
	60	1,27	1,21	1,36	1,27	1,26	1,33	1,43	1,43	1,26	1,14	0,94	
	50	1,30	1,23	1,24	1,28	1,21	1,49	1,52	1,40	1,26	1,26	0,98	
	40	1,21	1,21	1,30	1,18	1,37	1,49	1,44	1,37	1,17	0,98	0,80	
	30	1,31	1,28	1,25	1,25	1,40	1,54	1,47	1,35	1,19	0,82	0,63	
	20	1,13	1,15	1,23	1,23	1,35	1,44	1,40	1,30	1,04	0,87	0,67	
	Velocidade Numérica [m/s]	70	1,82	1,91	1,59	1,81	2,23	2,75	3,26	3,35	3,67	3,59	3,35
60		1,79	1,91	1,64	1,97	2,44	2,96	3,20	3,29	3,23	3,00	3,21	
50		1,60	1,84	1,71	2,10	2,55	3,01	2,92	2,89	2,68	2,95	3,41	
40		1,38	1,48	1,82	2,18	2,61	2,71	2,65	2,48	2,71	3,14	3,45	
30		1,52	1,58	1,89	2,22	2,65	2,53	2,33	2,48	2,89	3,15	3,05	
20		1,46	1,61	2,00	2,27	2,48	2,27	2,26	2,64	2,93	2,81	2,71	
Desvio Absoluto [m/s] - Modelo AEF		70	0,72	0,72	0,27	0,35	1,00	1,47	1,91	1,95	2,36	2,38	2,59
	60	0,52	0,70	0,28	0,70	1,18	1,63	1,77	1,86	1,97	1,86	2,27	
	50	0,30	0,61	0,47	0,82	1,34	1,52	1,40	1,49	1,42	1,69	2,43	
	40	0,17	0,27	0,52	1,00	1,24	1,22	1,21	1,11	1,54	2,16	2,65	
	30	0,21	0,30	0,64	0,97	1,25	0,99	0,86	1,13	1,70	2,33	2,42	
	20	0,33	0,46	0,77	1,04	1,13	0,83	0,86	1,34	1,89	1,94	2,04	

Resultados foram também obtidos para as válvulas de descarga do compressor A operando em 4000 rpm e são apresentados na Tabela 4.5. Assim como para a válvula de sucção, as previsões de velocidade de impacto numéricas da válvula de descarga têm magnitude média (4,09 m/s) muito acima da média dos valores experimentais (2,07 m/s). Previsões razoáveis são

encontradas apenas para baixas temperaturas de evaporação e condensação. De fato, os resultados numéricos e experimentais de velocidade de impacto para as válvulas de sucção e descarga nas duas velocidades de operação do compressor A apresentam concordância razoável apenas em baixas temperaturas de evaporação.

Tabela 4.5 - Resultados do modelo de área efetiva de força e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de descarga do Compressor A operando em 4000 rpm.

		Te [°C]											
		-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	
Velocidade Experimental [m/s]	Tc [°C]	65	3,86	3,33	1,95	1,69	1,82	2,25	2,21	2,10	2,33	1,41	
	55	3,37	2,01	1,33	1,74	2,20	2,28	1,96	2,41	2,44	1,85	0,90	
	45	2,47	1,40	1,67	2,31	2,18	1,84	2,35	2,28	2,32	2,40	1,79	
	35	1,52	1,62	1,99	2,44	1,61	2,13	2,15	2,16	2,35	2,25	2,15	
	25	1,57	1,72	2,21	1,40	1,94	2,00	1,79	2,15	1,99	2,09	2,16	
Velocidade Numérica [m/s]	65	5,93	5,43	5,17	5,10	5,14	5,16	5,39	5,54	5,79	5,95	6,11	
	55	4,85	4,29	4,24	4,23	4,38	4,52	4,75	4,96	5,11	5,16	5,34	
	45	3,72	3,54	3,46	3,60	3,75	3,99	4,13	4,23	4,45	4,62	4,84	
	35	2,87	2,74	2,82	2,96	3,19	3,38	3,54	3,68	3,84	3,96	4,09	
	25	2,16	2,17	2,29	2,54	2,66	2,80	3,01	3,13	3,19	3,33	3,63	
Desvio Absoluto [m/s] Modelo AEF	65	2,08	2,11	3,22	3,41	3,32	2,91	3,18	3,44	3,46	4,54		
	55	1,48	2,29	2,90	2,48	2,18	2,24	2,80	2,56	2,67	3,31	4,44	
	45	1,26	2,13	1,79	1,29	1,56	2,15	1,77	1,95	2,13	2,23	3,04	
	35	1,35	1,12	0,82	0,52	1,58	1,25	1,39	1,53	1,49	1,71	1,95	
	25	0,58	0,45	0,08	1,13	0,72	0,80	1,22	0,98	1,20	1,24	1,47	

A análise anterior aplicada ao compressor A foi também realizada para o compressor B, de maior vazão, para estender a verificação das previsões do modelo. Inicialmente apresentam-se na Figura 4.13 e na Figura 4.14 resultados de diagrama p-V do ciclo de compressão e os correspondentes movimentos das válvulas de sucção e descarga para a condição ASHRAE Checkpoint.

Após nova calibração do modelo para esse compressor na condição de checkpoint, observa-se a concordância entre os resultados numéricos e experimentais do diagrama p-V e para os movimentos das válvulas. Além disso, os resultados para os pontos de abertura e fechamento das válvulas de sucção e descarga estão bem próximos das medições, com uma boa representação também das amplitudes das oscilações dos movimentos de ambas as válvulas.



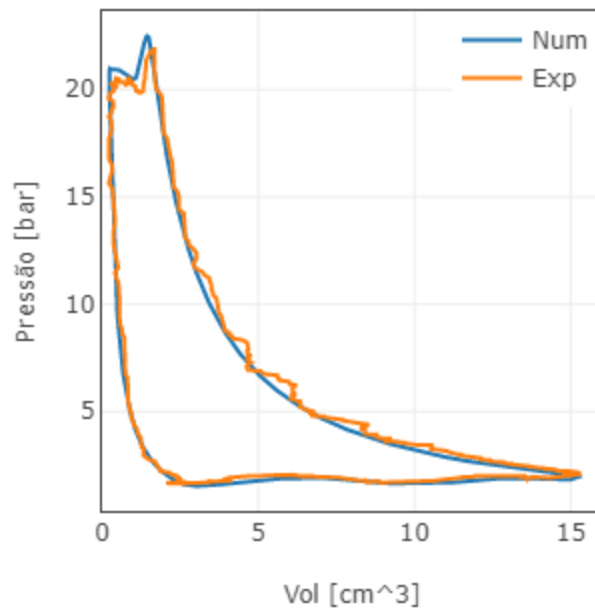


Figura 4.13 - Diagrama p-V do Compressor B – Condição Checkpoint

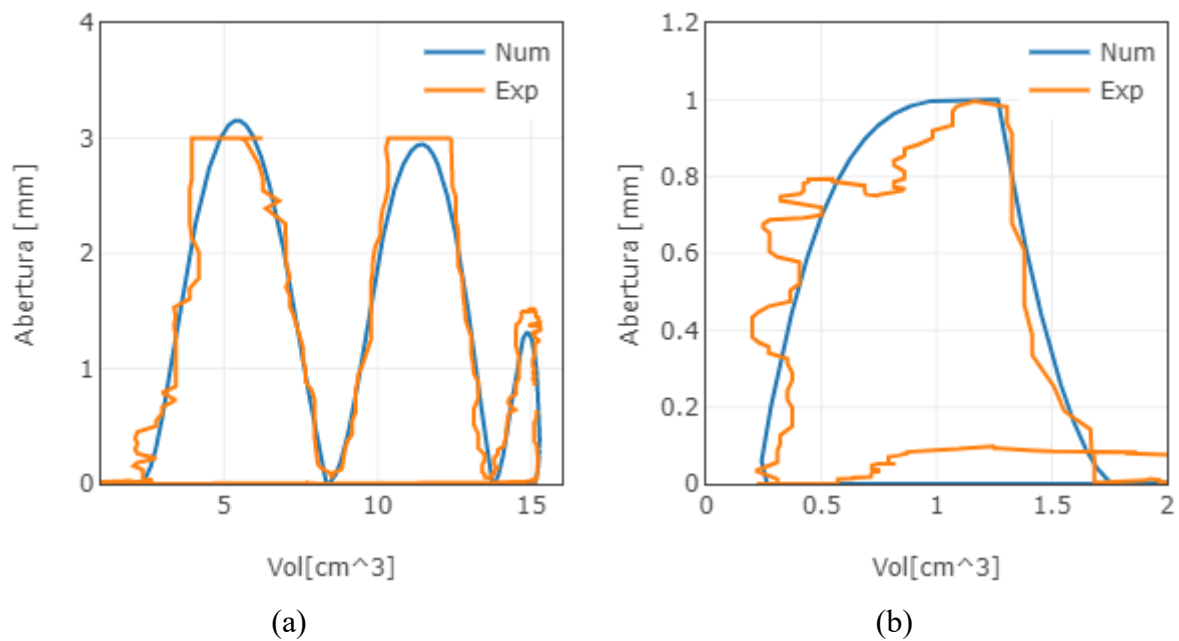


Figura 4.14 - Aberturas das válvulas de sucção (a) e descarga (b)

Para fins de concisão, a Tabela 4.6 apresenta os desvios entre os resultados numéricos e experimentais de velocidades de impacto para diferentes temperaturas de evaporação e condensação e duas velocidades de operação (3000 e 3600 rpm).

Para as duas velocidades de operação, observam-se previsões em boa concordância com as medições apenas nas baixas temperaturas de evaporação, mas desvios expressivos em temperaturas de evaporação elevadas.

De modo geral, o modelo não foi capaz de prever de forma adequada a velocidade de impacto das válvulas dos compressores A e B, seja em relação ao valor absoluto quanto na tendência da variação com a mudança da temperatura de evaporação. Além disso, o modelo foi também incapaz de prever a condição crítica em que ocorre a velocidade máxima de impacto.

Tabela 4.6 - Resultados do modelo de área efetiva de força e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor B operando em 3600 e 4000 rpm.

		Te [°C]										
		-45	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	
Desvio Absoluto [m/s] - 3000 rpm	Tc [°C]	70	0,31	0,49	0,44	0,86	1,36	1,87	1,99	2,33	2,71	3,79
	60	0,66	0,23	0,41	0,72	1,48	1,61	1,91	2,16	3,16	4,29	
	50	0,40	0,03	0,56	1,03	1,35	1,56	1,52	2,55	3,74	4,75	
	40	-0,11	0,44	0,85	0,99	1,41	1,48	2,14	3,03	4,23	2,88	
	30	0,03	0,45	0,81	1,15	1,38	1,66	2,45	3,64	5,05	0,77	
	20	0,45	0,81	1,06	1,02	1,11	1,84	2,96	4,54			
Desvio Absoluto [m/s] - 3600 rpm	70	0,43	0,80	1,11	1,45	1,73	2,08	2,40	2,40	3,44	4,71	
	60	1,05	0,31	1,07	1,27	1,61	1,99	1,82	2,63	3,97	5,19	
	50	0,66	0,59	1,01	1,33	1,67	1,60	1,93	3,28	4,49	5,76	
	40	0,73	0,55	0,93	1,37	1,59	1,61	2,00	3,87	4,98	4,73	
	30	0,24	0,50	1,03	1,32	1,40	1,86	2,95	3,81	5,31	0,77	
	20	0,26	0,80	1,02	1,10	1,44	1,80	3,37	4,28			

#### 4.2.3 Função de ajuste dos coeficientes de amortecimento

Uma vez verificadas as deficiências do modelo em prever a velocidade de impacto para diferentes condições de operação, realizou-se uma análise de sensibilidade dos resultados do modelo em relação aos seguintes parâmetros associados à dinâmica de válvulas:

- Coeficientes de amortecimento (C1 e C2) na Equação (3.14);
- Força de adesão entre válvula e assento (Fc);
- Fator de correção das áreas efetivas;
- Comprimento do tubo conectado à câmara de sucção;
- Coeficiente de atrito nos tubos do filtro acústico.

Esses parâmetros são dados de entrada do modelo que dependem de calibração com referência a dados experimentais dos movimentos das válvulas. Os coeficientes de amortecimento ( $C_1$  e  $C_2$ ) na Equação (3.14) e a força de adesão entre válvula e assento estão presentes na equação que descreve a dinâmica da válvula. O fator de correção das áreas efetivas de escoamento é um coeficiente de ajuste. O comprimento do tubo conectado à câmara de sucção e o coeficiente de atrito nos tubos do filtro acústico afetam o escoamento pulsante nos filtros e, conseqüentemente, a pressão nas câmaras de sucção e de descarga. Deve ser mencionado que a rigidez e a frequência natural da válvula não foram incluídas por serem bem caracterizadas.

O código ModeFrontier foi empregado para gerar um DOE mapeando os valores possíveis para cada um dos parâmetros supracitados, simulando a operação do compressor e avaliando a influência dos mesmos sobre a velocidade de impacto. Verificou-se que os coeficientes de amortecimento  $C_1$  e  $C_2$  são os mais influentes e buscou-se assim ajustes de seus valores para que a velocidade de impacto fosse prevista de maneira adequada em cada condição de operação. Para alcançar esse objetivo, utilizou-se um algoritmo genético de otimização do software ModeFrontier, com os parâmetros de otimização sendo  $C_1$  e  $C_2$  e a função objetivo consistindo em minimizar o desvio entre os resultados numéricos e experimentais de velocidade de impacto.

A partir dos valores adequados de  $C_1$  e  $C_2$  para cada condição de operação, representadas pelas temperaturas de evaporação e condensação,  $T_e$  e  $T_c$ , ajustaram-se as seguintes correlações para serem usadas nas simulações:

$$C_1 = f(T_e) = a + \frac{b}{c + T_e^2} \quad (4.3)$$

$$C_2 = f(T_e, T_c) = a + \frac{b}{c + T_e} + d T_c \quad (4.4)$$

sendo  $a = 0,223$ ,  $b = 0,3234$ ,  $c = 0,544$  e  $d = 234$ .

Os resultados numéricos de velocidade impacto obtidos com o uso dessas correlações são mostrados na Tabela 4.7. Naturalmente, como os coeficientes foram ajustados para essas condições de operação e velocidade de operação do compressor, os desvios entre previsões e medições são bem pequenos, com praticamente todos dentro da incerteza de medição, estimada em 0,5 m/s.

Para o mesmo compressor A, mas com velocidade de operação de 4000 rpm, novamente resultados foram obtidos com desvios baixos, com magnitude média de 0,3 m/s, conforme mostra a Tabela 4.8. Entretanto, a velocidade de impacto é subestimada na maioria das condições de operação indicando um amortecimento excessivo por parte do modelo. Uma vez que a velocidade de impacto é um critério de confiabilidade, subestimar esses valores tem efeito negativos.

Tabela 4.7 - Resultados do modelo de área efetiva de força com amortecimento ajustado e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor A operando em 3600 rpm.

		Te [°C]										
		-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
Velocidade Experimental [m/s]	Tc [°C]											
	70		1,04	1,02	1,17	1,15	1,16	1,20	1,31	1,21	1,11	1,07
60		1,02	1,13	1,05	1,12	1,03	1,33	1,21	1,13	1,11	0,83	0,85
50		1,03	0,97	0,99	1,13	1,03	1,19	1,20	1,07	0,95	0,75	0,59
40		0,99	1,06	0,98	0,97	1,23	1,24	1,21	1,02	0,85	0,86	0,34
30		0,91	1,01	1,02	1,07	1,19	1,19	1,14	1,04	0,90	0,49	0,57
20		0,95	1,03	1,05	1,16	1,15	1,18	1,21	1,02	0,74	0,80	0,47
Velocidade Numérica [m/s]												
70		0,89	0,86	0,82	1,06	1,24	1,20	1,12	0,99	0,88	0,93	0,78
60		0,89	0,99	0,90	0,88	1,19	1,29	1,20	1,05	0,92	0,98	0,78
50		0,80	1,04	1,05	0,98	0,99	1,34	1,27	1,10	0,94	1,02	0,78
40		0,96	0,97	1,14	1,14	1,03	1,09	1,28	1,11	0,94	1,04	0,76
30		1,03	0,90	1,08	1,24	1,22	1,02	1,12	1,01	0,85	1,02	0,72
20		1,30	1,11	1,04	1,26	1,28	1,24	1,03	0,87	0,55	0,88	0,66
Desvio Absoluto [m/s] - Modelo AEF												
70		0,15	0,16	0,35	0,09	0,08	0,00	0,19	0,22	0,23	0,14	0,16
60		-0,13	-0,14	-0,15	-0,24	0,16	-0,04	-0,01	-0,08	-0,19	0,15	-0,07
50		-0,23	0,07	0,06	-0,15	-0,04	0,15	0,07	0,03	-0,01	0,27	0,19
40		-0,03	-0,09	0,16	0,17	-0,20	-0,15	0,07	0,09	0,09	0,18	0,42
30		0,12	-0,11	0,06	0,17	0,03	-0,17	-0,02	-0,03	-0,05	0,53	0,15
20		0,35	0,08	-0,01	0,10	0,13	0,06	-0,18	-0,15	-0,19	0,08	0,19

Tabela 4.8 - Resultados do modelo de área efetiva de força com amortecimento ajustado e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor A operando em 4000 rpm.

		Tc [°C]										
		-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
Desvio Absoluto [m/s] - 3600 rpm · Compressor "A"	70	-0,11	-0,21	-0,40	-0,66	-0,23	-0,18	-0,32	-0,59	-0,60	-0,41	
	60	-0,31	-0,17	-0,31	-0,27	-0,42	-0,27	-0,51	-0,76	-0,65	-0,4	-0,18
	50	-0,39	-0,13	-0,08	-0,12	-0,13	-0,62	-0,62	-1,09	-0,82	-0,66	-0,23
	40	-0,29	-0,20	-0,06	0,06	-0,15	-0,36	-0,56	-0,96	-0,87	-0,57	-0,08
	30	-0,16	-0,28	-0,04	0,05	-0,10	-0,27	-0,35	-0,57	-0,73	-0,5	0,04
	20	0,16	0,04	-0,11	0,18	0,08	-0,06	-0,13	-0,27	-0,27	-0,27	0

O próximo passo foi verificar a efetividade do uso das correlações (4.3) e (4.4) para diferentes compressores em diferentes velocidades de operação. Nesse sentido, os coeficientes C1 e C2 do modelo das válvulas do compressor B foram ajustados proporcionalmente aos valores de amortecimento para a condição de Checkpoint, dividindo pelo coeficiente obtido com a equação e multiplicando pelo coeficiente do compressor B. Os resultados obtidos com os valores ajustados de C1 e C2 estão indicados na Tabela 4.9.

As células da tabela na cor cinza correspondem a condições de operação em que o procedimento de solução numérica não convergiu, sugerindo alguma inconsistência do modelo com os novos coeficientes. Além disso, os resultados obtidos são muito semelhantes aos obtidos anteriormente sem ajuste, ou seja, desvios pequenos nas condições de operação próximas da condição de checkpoint e desvios elevados para condições de temperatura de evaporação elevada.

Verifica-se assim que as correlações desenvolvidas para C1 e C2, apesar de possibilitarem resultados em concordância com as medições para o compressor e velocidade de operação para os quais foram ajustadas, não se mostraram adequadas para a previsão da velocidade de impacto em outras velocidades de operação ou em outros compressores. Essa limitação das correlações motivaram a busca de um modelo para avaliar a força da interação fluido-estrutura para melhor caracterizar o fenômeno. Esse modelo, baseado no coeficiente de arrasto, é analisado na próxima seção.

Tabela 4.9 Resultados do modelo de área efetiva de força com amortecimento ajustado e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor B operando em 3600 rpm e 4000 rpm.

		Te [°C]									
		-45	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0
Tc [°C]											
Desvio Absoluto [m/s] - 3000 rpm - Compressor "B"	70	0,92	0,94	1,03		0,95					
	60	0,35	0,74	1,01	1,07	1,13	1,51		2,88	3,24	
	50	-0,39	0,34		0,77	1,08	1,02	1,18	2,42		
	40	0,29	-0,07	0,47	0,86	1,15	1,29		1,65	2,96	
	30	0,19	-0,25	-0,03	0,42	1,21	1,16	1,48	1,80	2,14	3,39
	20	-0,30	0,15	0,23	0,67	1,11	1,12	1,53	1,80		
Desvio Absoluto [m/s] - 3600 rpm - Compressor "B"	70	0,68	0,90	0,99	0,94	1,25					
	60	0,39	0,55	0,53		0,61	1,15				
	50		0,39	0,76	1,00	1,18			2,80	4,54	
	40	0,46	0,50	0,77	1,18	1,41	0,95		2,85		3,83
	30	0,66	0,01	0,90	1,24	1,47	1,50	1,26	2,26	2,72	4,09
	20	-0,16	0,42	0,76	1,10	1,40	1,56	1,40			

### 4.3 VELOCIDADE DE IMPACTO USANDO COEFICIENTE DE ARRASTO

Conforme apresentado no Capítulo 3, uma equação foi definida para avaliar a força induzida pelo escoamento sobre a válvula a partir do conceito de coeficiente de arrasto e então implementada no modelo de simulação do ciclo de compressão. Esse modelo foi avaliado apenas para a válvula de sucção do compressor A, com o objetivo de verificar sua efetividade. No entanto, expressões para o coeficiente de arrasto para as demais válvulas dos compressores A e B podem ser obtidas de simulações numéricas do escoamento. A força sobre a válvula de descarga foi realizada com o conceito de área efetiva de força.

#### 4.3.1 Calibração do modelo

Para o cálculo da força sobre a válvula a partir do coeficiente de arrasto foi necessário estabelecer um limite de proximidade da válvula em relação ao assento. De fato, o coeficiente

de arrasto não é adequado para avaliar a força quando a válvula está fechada ou muito próxima do assento porque a vazão mássica e, assim, a velocidade do escoamento tende a zero. Assim, quando a válvula está muito próxima do assento o modelo calcula a força sobre a válvula a partir da diferença de pressão entre as câmaras multiplicada pela área geométrica do orifício. A abertura da válvula para essa mudança de modelo foi ajustada com o auxílio das medições do diagrama p-V e do movimento da válvula de sucção, sendo definida uma abertura de aproximadamente 1% da abertura máxima da válvula. A Figura 4.15 e a Figura 4.16 apresentam os resultados de diagrama p-V e movimento das válvulas de sucção e descarga obtidos com o novo modelo após o procedimento de calibração, comparados com os dados experimentais.

Observa-se concordância entre os resultados numérico e experimental para o movimento das válvulas e para o diagrama p-V. Os pontos de abertura e fechamento da válvula de descarga, cuja dinâmica foi calculada com o modelo de área efetiva de força, estão bastante próximos dos dados experimentais. O movimento da válvula de sucção está em boa concordância com os dados experimentais, mas o modelo não prevê a terceira oscilação da válvula de sucção.

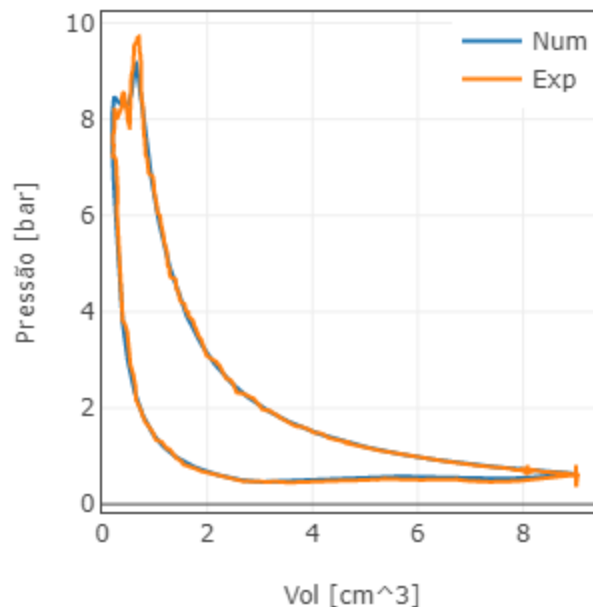


Figura 4.15 - Diagrama p-V do Compressor A – Condição Checkpoint

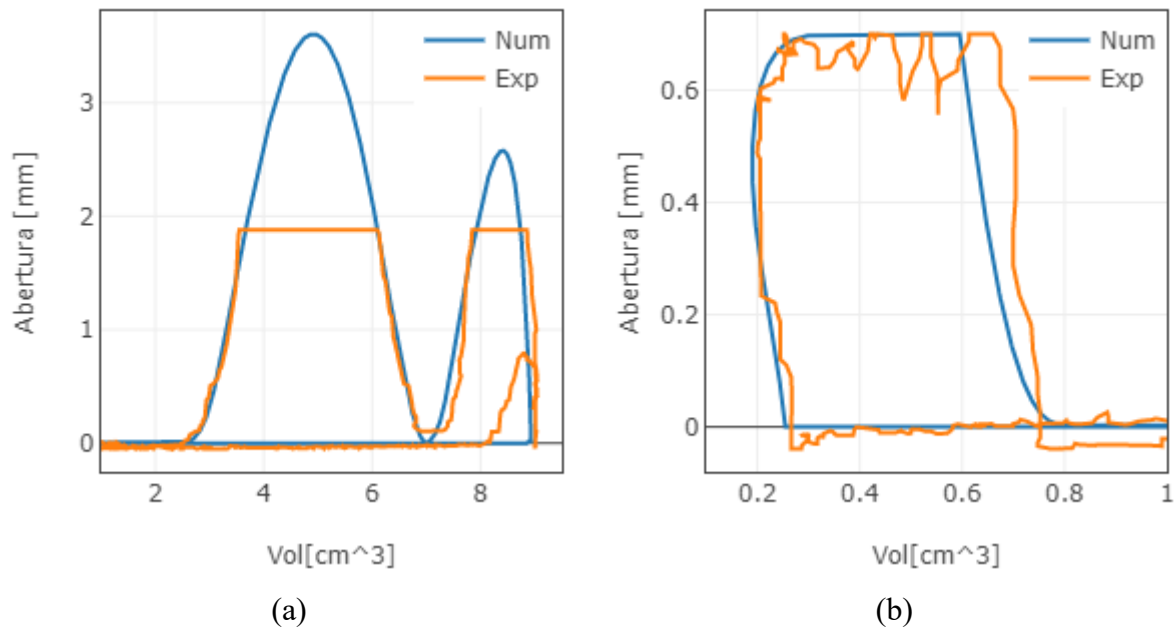


Figura 4.16 - Aberturas das válvulas de sucção (a) e descarga (b)

A Figura 4.17 foi preparada para comparar os movimentos da válvula de sucção previstos com os modelos de áreas efetivas de força e coeficiente de arrasto para o cálculo da força induzida pelo escoamento sobre a válvula. Observa-se que os resultados com a força de arrasto apresentam pontos de abertura e fechamento da válvula tão bons quanto o modelo de área efetiva. Além disso, o modelo de força de arrasto fornece resultados das amplitudes de oscilação do movimento da válvula de sucção muito mais próximas do resultado experimental.

Ao analisar o diagrama p-V durante o processo de sucção dos modelos distintos na Figura 4.18, percebem-se níveis maiores de pressão previstos com o modelo de força de arrasto, decorrente da maior abertura de válvula de sucção prevista pelo modelo de coeficiente de arrasto.

Assim como realizado com o modelo de área efetiva de força, compararam-se o diagrama p-V (Figura 4.19) e movimentos das válvulas (Figura 4.20) para outra condição de operação ( $T_e = -25\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_c = 40\text{ }^\circ\text{C}$ , 2000 rpm) com os dados experimentais. Novamente, observa-se boa concordância, embora a abertura da válvula de sucção prevista pelo modelo siga levemente atrasada. O movimento da válvula de descarga não foi alterado pela nova dinâmica da válvula de sucção.

Ao comparar os movimentos na válvula de sucção obtidos com os dois modelos para o cálculo da força sobre a válvula de sucção, apresentados na Figura 4.21, observa-se que o atraso na abertura da válvula se mantém para os dois modelos, mas as amplitudes do movimento



oscilatório da válvula obtidas com o coeficiente de arrasto são mais próximas dos dados experimentais.

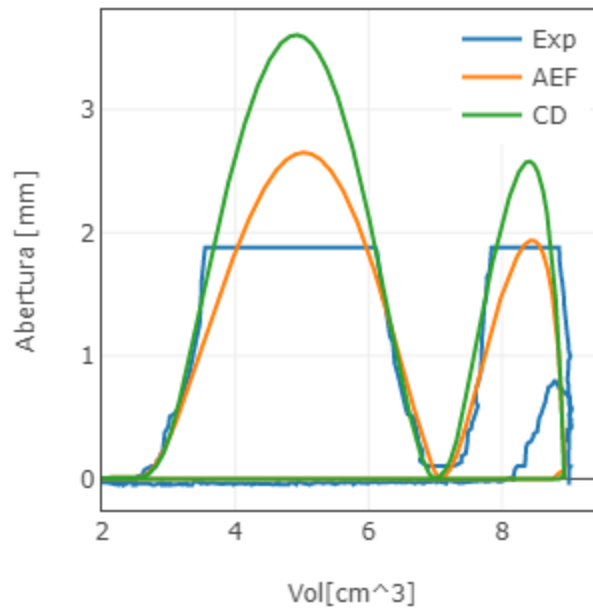


Figura 4.17 – Comparação Dinâmicas

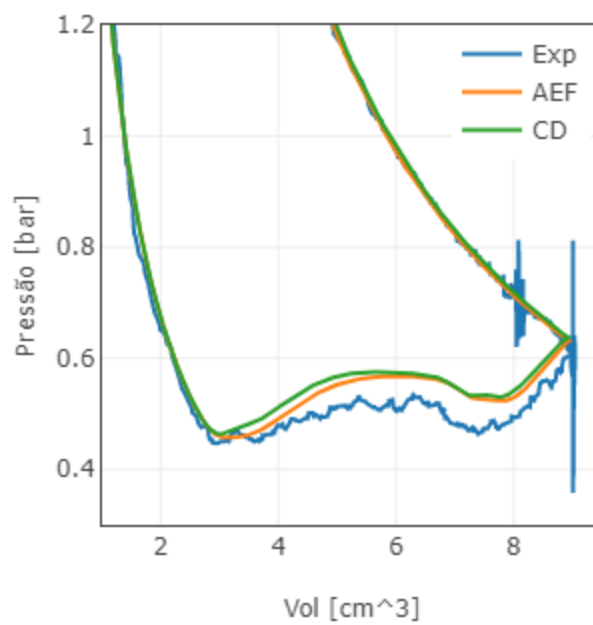


Figura 4.18 – Comparação da pressão na sucção

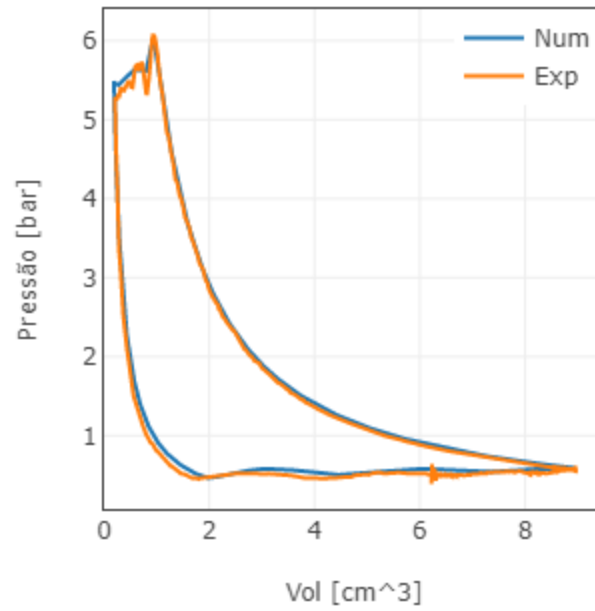


Figura 4.19 - Diagrama p-V do Compressor A – Condição  $-25^{\circ}\text{C}/40^{\circ}\text{C}$

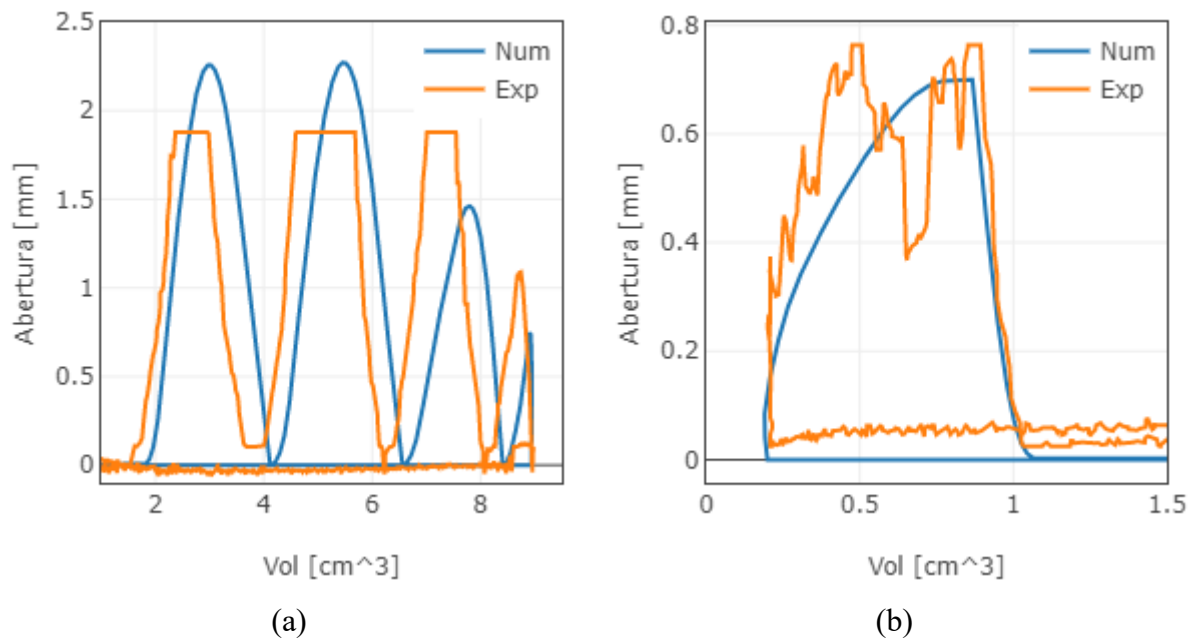


Figura 4.20 - Aberturas das válvulas de sucção (a) e descarga (b)

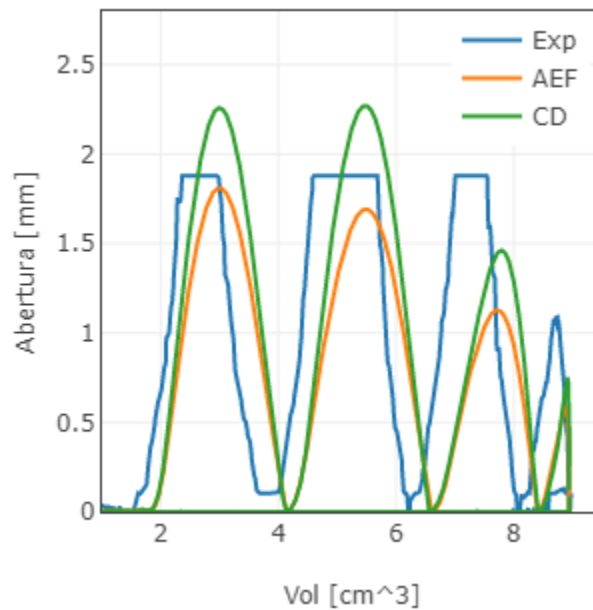


Figura 4.21 – Comparação Dinâmicas

#### 4.3.2 Avaliação da velocidade de impacto

Após a calibração do novo modelo, simulações foram realizadas para várias condições de operação para avaliar as previsões de velocidade de impacto a partir de comparações com dados experimentais. Primeiramente, a Tabela 4.10 apresenta esses resultados para a válvula de sucção do compressor A operando em 3600 rpm.

Os resultados de velocidade de impacto do novo modelo mostram uma redução na magnitude dos desvios. O desvio médio para a mesma velocidade de operação caiu 4%, de 1,28 para 1,23 m/s. Além disso, percebe-se que as velocidades de impacto previstas pelo modelo não mais aumentam monotonicamente com a temperatura de evaporação. De fato, o novo modelo prevê de maneira mais adequada as condições de operação associadas às maiores velocidades de impacto. Pode-se verificar também uma diminuição das velocidades de impacto em temperaturas de evaporação mais elevadas em linha com os dados experimentais. Entretanto, os desvios para as condições de baixa evaporação estão mais elevados que os desvios observados para os resultados do modelo de área efetiva de força.

Na sequência foram também avaliados os resultados do novo modelo para uma velocidade de operação de 4000 rpm. Os resultados apresentados na Tabela 11 mostram desvios levemente menores que os obtidos com o modelo de área efetiva de força, com o desvio médio sendo reduzido em 6,4%, de 1,25 m/s para 1,17 m/s. As velocidades de impacto mostram

tendências muito diferentes dos resultados do modelo de área efetiva de força, com as maiores velocidades de impacto ocorrendo nas mesmas condições de operação em que indicam os dados experimentais, apesar de que novamente as velocidades de impacto sejam superestimadas em baixas temperaturas de evaporação.

Tabela 4.10 - Resultados do modelo de coeficiente de arrasto e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor A operando em 3600 rpm.

		Te [°C]										
		-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
Velocidade Experimental [m/s]	70	1.04	1.02	1.17	1.15	1.16	1.20	1.31	1.21	1.11	1.07	0.62
	60	1.02	1.13	1.05	1.12	1.03	1.33	1.21	1.13	1.11	0.83	0.85
	50	1.03	0.97	0.99	1.13	1.03	1.19	1.20	1.07	0.95	0.75	0.59
	40	0.99	1.06	0.98	0.97	1.23	1.24	1.21	1.02	0.85	0.86	0.34
	30	0.91	1.01	1.02	1.07	1.19	1.19	1.14	1.04	0.90	0.49	0.57
	20	0.95	1.03	1.05	1.16	1.15	1.18	1.21	1.02	0.74	0.80	0.47
Velocidade Numérica [m/s]	70	2.53	2.57	1.97	2.62	2.97	2.69	1.97	2.11	2.07	2.21	2.25
	60	2.23	2.89	2.44	2.71	3.05	1.99	1.95	2.06	2.21	2.18	2.13
	50	2.25	2.45	2.44	2.76	2.34	1.83	2.13	2.25	2.22	2.10	1.93
	40	2.62	2.33	2.44	2.77	2.38	2.07	2.38	2.26	2.09	1.89	1.46
	30	2.57	2.46	2.49	2.88	2.04	2.61	2.34	2.12	1.86	1.39	1.08
	20	2.30	2.27	2.67	3.13	2.35	2.46	2.17	1.84	1.27	0.95	1.36
Desvio Absoluto [m/s] - Modelo Cd	70	1.49	1.55	0.80	1.46	1.81	1.48	0.66	0.90	0.96	1.13	1.63
	60	1.21	1.75	1.39	1.59	2.02	0.66	0.75	0.94	1.10	1.35	1.28
	50	1.22	1.48	1.45	1.63	1.31	0.64	0.93	1.19	1.27	1.35	1.34
	40	1.63	1.27	1.47	1.80	1.15	0.83	1.16	1.24	1.24	1.02	1.12
	30	1.66	1.45	1.47	1.81	0.85	1.42	1.20	1.08	0.96	0.90	0.51
	20	1.35	1.24	1.62	1.97	1.20	1.28	0.96	0.82	0.52	0.15	0.89

A fim de aprofundar a análise dos resultados, avaliaram-se todos os desvios para os dois modelos de cálculo da força sobre a válvula de sucção, agrupando-os em um gráfico tipo *box-plot* mostrado na Figura 4.22. Nessa representação a linha central de cada caixa corresponde à mediana dos desvios e as linhas acima e abaixo da mediana representam os quartis Q1 e Q3 (que contem 50% dos dados totais), enquanto as linhas externas indicam os limites inferior e superior dos dados. Valores atípicos são representados por pontos.

Ao avaliar a distribuição dos desvios entre resultados numéricos e experimentais, confirma-se que a média dos desvios não foi muito alterada. Para ambos os modelos de cálculo

da força sobre a palheta e rotações, o desvio médio é um pouco superior a 1 m/s. Entretanto a dispersão dos desvios, representadas pelos quartis, é bastante menor para o modelo baseado no coeficiente de arrasto. Isso indica que o modelo com o coeficiente de arrasto seja mais adequado para a previsão da velocidade de impacto e, principalmente, para avaliações de modificações nas válvulas.

O coeficiente de arrasto obtido para a válvula do compressor A foi usado para modelar a força sobre a válvula de sucção do compressor B em duas velocidades (3000 e 3600 rpm), mesmo sabendo que outra correlação deveria ser desenvolvida para a válvula de geometria diferente. No entanto, o objetivo foi justamente verificar a generalidade da expressão disponível.

Tabela 4.11 - Resultados do modelo de coeficiente de arrasto e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor A operando em 4000 rpm.

		Te [°C]										
		-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
Velocidade Experimental [m/s]	70	1.10	1.19	1.32	1.46	1.23	1.28	1.35	1.40	1.31	1.21	0.76
	60	1.27	1.21	1.36	1.27	1.26	1.33	1.43	1.43	1.26	1.14	0.94
	50	1.30	1.23	1.24	1.28	1.21	1.49	1.52	1.40	1.26	1.26	0.98
	40	1.21	1.21	1.30	1.18	1.37	1.49	1.44	1.37	1.17	0.98	0.80
	30	1.31	1.28	1.25	1.25	1.40	1.54	1.47	1.35	1.19	0.82	0.63
	20	1.13	1.15	1.23	1.23	1.35	1.44	1.40	1.30	1.04	0.87	0.67
Velocidade Numérica [m/s]	70	2.73	2.73	2.16	2.50	3.30	3.19	2.61	2.02	1.45	1.96	2.14
	60	2.64	2.59	2.25	2.90	3.23	2.86	2.22	1.80	1.93	2.10	2.17
	50	3.00	2.69	2.66	3.19	3.04	2.34	1.76	1.88	2.12	2.19	2.28
	40	2.77	2.82	2.77	3.17	2.67	1.68	2.05	2.16	2.21	2.30	2.01
	30	2.20	2.48	2.86	3.23	2.21	1.97	2.23	2.24	2.27	1.95	1.80
	20	2.65	2.52	2.86	3.41	2.07	2.31	2.23	2.23	1.98	1.70	2.09
Desvio Absoluto [m/s] - Modelo Cd	70	1.63	1.54	0.84	1.04	2.07	1.91	1.26	0.62	0.14	0.75	1.38
	60	1.37	1.38	0.89	1.63	1.97	1.53	0.79	0.37	0.67	0.96	1.23
	50	1.70	1.46	1.42	1.91	1.83	0.85	0.24	0.48	0.86	0.93	1.30
	40	1.56	1.61	1.47	1.99	1.30	0.19	0.61	0.79	1.04	1.32	1.21
	30	0.89	1.20	1.61	1.98	0.81	0.43	0.76	0.89	1.08	1.13	1.17
	20	1.52	1.37	1.63	2.18	0.72	0.87	0.83	0.93	0.94	0.83	1.42

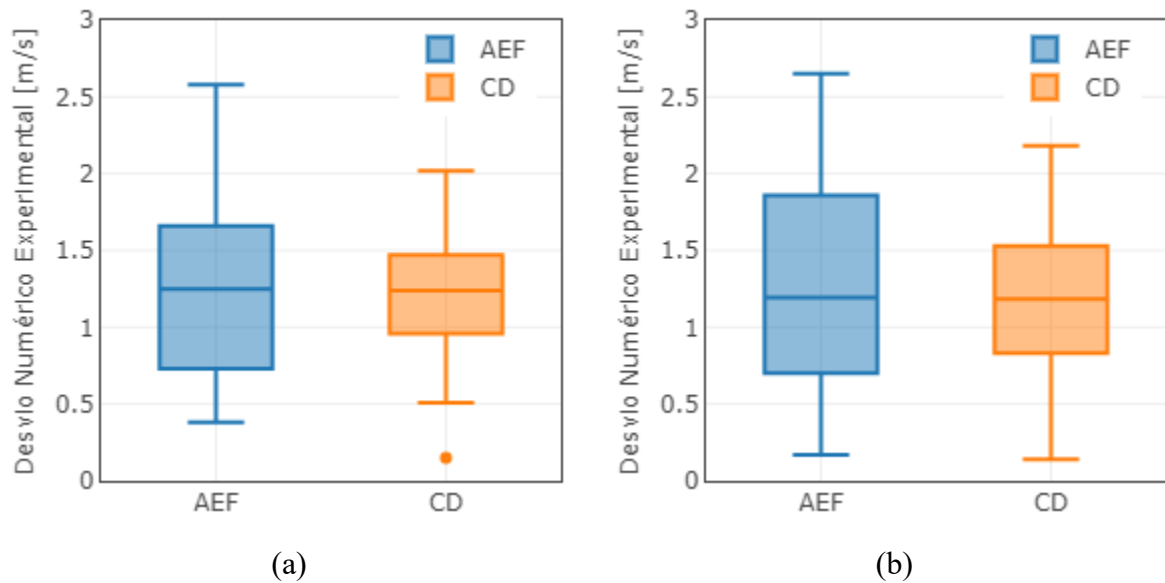


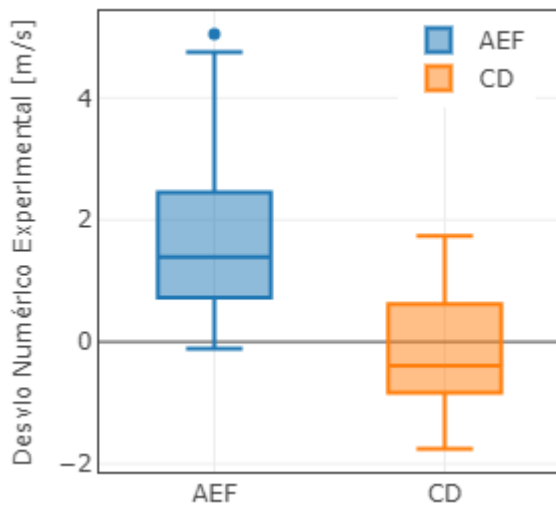
Figura 4.22 - a) Desvios da sucção – 3600 rpm b) Desvios da sucção – 4000 rpm

Ao avaliar os desvios absolutos obtidos com a expressão do coeficiente de arrasto, indicados na Tabela 4.12, observa-se uma redução drástica do desvio médio, de 1,7 m/s do modelo de área efetiva de força para -0,13 m/s do modelo de coeficiente de arrasto. Esse desvio médio reduzido, entretanto, se deve a presença de muitos desvios negativos, indicando que a expressão do coeficiente de arrasto subestimou a velocidade de impacto para muitas condições de operação.

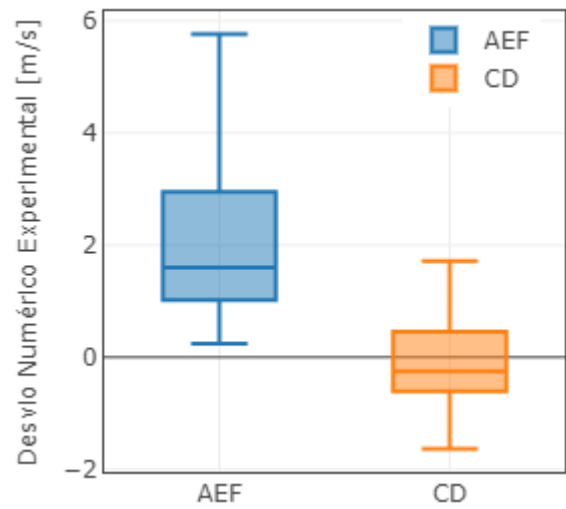
Pode-se também analisar as modificações dos desvios através de gráficos no formato *box-plot* da Figura 4.23. Novamente, verifica-se que a dispersão dos desvios é menor para os resultados obtidos com o modelo de coeficiente de arrasto.

Tabela 4.12 - Resultados do modelo de coeficiente de arrasto e dados experimentais para velocidades de impacto da válvula de sucção do Compressor B operando em 3600 rpm e 4000 rpm.

		Te [°C]											
		-45	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0		
Desvio Absoluto [m/s] - 3000 rpm - Compressor "B"	Tc [°C]												
	70	1.73	1.21	1.02	1.18	-1.35	-0.51				-0.81		
	60	0.29	1.11	1.18	0.65	-0.44		-1.19	-0.94	-0.73	-0.53		
	50	1.09	0.83	0.72	0.57	-1.25	-1.75	-1.39	-0.75	-0.59	-0.57		
	40	0.75	0.59	0.61	0.88	0.00	-0.93	-0.91	-0.74	-0.68	-0.39		
	30	0.17	0.15	0.24	0.73	0.09	-1.10	-1.21	-0.77	-0.50			
20	0.42	0.41	0.11	-0.45	0.20	-0.98	-1.42	-0.93					
Desvio Absoluto [m/s] - 3600 rpm - Compressor "B"	70	1.72	1.32	1.40	-0.10	-0.61	-0.58	-0.72	-0.91		-0.58		
	60	1.25	0.66	1.38	-0.36	-0.45	-0.79	-1.13	-1.21	-0.77	-0.60		
	50	0.75	-0.19	-0.74	0.46	-0.05	-0.45		-1.04		-0.72		
	40	0.82	0.42	0.06	0.44	0.14	-0.30	-0.57	-0.18	-0.99	-0.79		
	30	0.89	0.69	0.72	0.23	-0.01	-0.22	-0.34		-0.54	-0.78		
	20		1.08	0.89	-0.51	-0.25	-0.25	-0.17	-0.30				



(a)



(b)

Figura 4.23 - a) Desvios da sucção – 3000 rpm b) Desvios da sucção – 3600 rpm

## 5 CONCLUSÃO

O objetivo do presente trabalho foi o desenvolvimento de um modelo de baixo custo computacional para prever a velocidade de impacto de válvulas tipo palheta de compressores alternativos. A dinâmica da válvula foi representada por um sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade, analisando duas alternativas para avaliar a força exercida pelo fluido sobre a válvula, uma delas baseada no conceito de área efetiva de força e a outra no coeficiente de arrasto do escoamento.

A dinâmica das válvulas foi resolvida de forma acoplada com o ciclo de compressão que foi simulado usando um modelo de formulação integral. As previsões foram realizadas para dois compressores com volumes deslocados de 8,74 cm<sup>3</sup> e 15,02 cm<sup>3</sup>, operando com os fluidos refrigerantes R-600a (isobutano) e R290 (propano) e velocidades nominais entre 3000 rpm e 4000 rpm.

Inicialmente, avaliou-se o efeito do número de Reynolds sobre os valores do coeficiente de área efetiva de força e coeficiente de arrasto, mas a variação foi muito pequena para justificar a incorporação desse parâmetro na simulação da dinâmica de válvulas.

Comparações com dados experimentais mostraram que o modelo de área efetiva de força prevê de forma satisfatória as velocidades de impacto apenas nas condições de operação próximas daquela usada para calibrar o modelo, falhando em condições de operação afastadas. O modelo usando o coeficiente de arrasto apresentou desvios médios entre resultados numéricos e experimentais de velocidade de impacto similares aos observados com o emprego do modelo de área efetiva de força.

No entanto, verificou-se que modelo de coeficiente de arrasto permite previsões mais satisfatórias para as amplitudes do movimento das válvulas, além de melhor representar a tendência da variação da velocidade de impacto com a variação das condições de operação do compressor e apresentar menor dispersão nos desvios entre os resultados numéricos e experimentais. Estes fatores fazem com que o modelo com coeficiente de arrasto seja mais adequado para modelar os efeitos de diferentes projetos de válvula sobre a velocidade de impacto das mesmas.



Em relação a trabalhos futuros, sugerem-se a investigação dos seguintes aspectos:

- Avaliar a efetividade do uso do coeficiente de arrasto para compressores distintos. O presente trabalho analisou o emprego do coeficiente de arrasto apenas para a válvula de sucção de um dos compressores. Assim, seria importante estender a análise para um maior número de válvulas de diferentes compressores.
- Acoplar modelo de coeficiente de arrasto a um modelo para a dinâmica da válvula baseado em elementos finitos. O modelo de dinâmica baseado em um sistema com um grau de liberdade não permite prever outros modos de movimento das válvulas, tais como torção. Sugere-se uma investigação preliminar desse aspecto usando o método de elementos finitos e, havendo algum efeito importante de outros modos de movimento, aprimorar o modelo atual.
- Avaliar impacto de diferentes parâmetros de válvula sobre a velocidade de impacto com o modelo de coeficiente de arrasto. O modelo atual de coeficiente de arrasto necessita ser substituído pelo modelo de área efetiva quando a válvula está muito próxima do assento, seja na abertura ou no fechamento. Portanto, seria importante verificar alguma alternativa para definir um critério para essa troca de modelagem da força sobre a válvula ou propor uma forma de eliminar a necessidade dessa troca.

## REFERÊNCIAS

BALLMANN, E. **Aprimoramento de Processo de Medição de Deslocamento de Válvulas em Compressores de Refrigeração**. [s.l.] Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.

BUKAC, H., Understanding Valve Dynamics. **International Compressor Engineering Conference**. Paper 1564, 2002.

CHAI, G. C. et al. **Flapper Valve Steels With High Performance**. [s.l: s.n.]. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>. Acesso em: 23 mar. 2019.

DESCHAMPS, C. J. The Effective Flow and Force Areas in Compressor Valves. 1988.

DESCHAMPS, C. J.; POSSAMAI, F. C.; PEREIRA, E. L. L. Numerical simulation of pulsating flow in suction mufflers. In: **International Compressor Engineering Conference**. Paper C11-4, 2002.

DUSIL, R.; JOHANSSON, B. INFLUENCE OF SEAT POSITIONING AND SEAT DESIGN ON VALVE FATIGUE PERFORMANCE. **International Compressor Engineering Conference**, p. 368–373, 1980.

EGOROV, A. G.; KAMALUTDINOV, A. M.; NURIEV, A. N. Evaluation of aerodynamic forces acting on oscillating cantilever beams based on the study of the damped flexural vibration of aluminium test samples. **Journal of Sound and Vibration**, v. 421, p. 334–347, 2018.

FERREIRA, T. S.; DRIESSEN, J. L. Analysis of the Influence of Valve Geometric Parameters on the Effective Flow and Force Areas. **Int. Comp. Eng. Conf. at Purdue**, p. 632–646, 1986.

GASCHE, J. L. et al. Numerical Simulation of a Suction Valve : Comparison Between a 3D Complete Model and a 1D Model. **International Compressor Engineering, Refrigeration and Air Conditioning, and High Performance Buildings Conferences**, p. 1–8, 2016.

KEULEGAN, G. H.; CARPENTER, L. H. Forces on cylinders and plates in an oscillating fluid. **Journal of Research of the National Bureau of Standards**, 1958.

KIM, H.-S.; AHN, J.-W.; KIM, D.-H. **Fluid Structure Interaction and Impact Analyses of Reciprocating Compressor Discharge Valves**. 19th International Compressor Engineering Conference At Purdue. West Lafayette, USA: 10 p. 2008.

KREMER, R. **ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DA ATOMIZAÇÃO DE ÓLEO EM PROCESSOS DE COMPRESSÃO**. [s.l.] Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), 2006.

KWON, Y. K.; LEE, G. H.; LEE, T. J. **The Design of Compressor Valve to Consider the Flexibility and Reliability**. 17th International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, USA: 5 p. 2004.

LAJÚS JR., F. C.; DESCHAMPS, C. J.; ALVES, M. Numerical Analysis of Seat

Impact of Reed Type Valves. IMechE International Conference on Compressors and their Systems. London 2013.

LEE, Y.; SON, S. **Study on the Fatigue Strength of a Suction Flapper Valve used in a High Efficient Reciprocating Compressor.** 19th International Compressor Engineering Conference At Purdue. West Lafayette, USA: 6 p. 2008.

LILIE, D. E. .; FERREIRA, R. T. . **Evaluation of the Leakage Through the Clearance Between Piston and Cylinder in Hermetic Compressors.** International Compressor Engineering Conference School. **Anais...**1984

LINK, R.; DESCHAMPS, C. J. Numerical Analysis of Transient Effects on Effective Flow and Force Areas of Compressor Valves. **International Compressor Engineering Conference,** p. 1996, 2010.

LOHN, S. K. **ANÁLISE DE EFEITOS DE AMORTECIMENTO E TRANSIENTES DO ESCOAMENTO SOBRE A DINÂMICA DE VÁLVULAS DO TIPO PALHETA DE COMPRESSORES.** [s.l: s.n.].

MACHU, G. et al. a Universal Simulation Tool for Reed Valve Dynamics. **Engineering Conference Purdue,** n. 1, p. 1–8, 2004.

MATOS, F. F. S.; PRATA, A T.; DESCHAMPS, C. J. Numerical Simulation Of The Dynamics Of Reed Type Valves. **International Compressor Engineering Conference School,** 2002.

MORISON, J. R.; JOHNSON, J. W.; SCHAAF, S. A. The Force Exerted by Surface Waves on Piles. **Journal of Petroleum Technology,** v. 2, n. 05, p. 149–154, 1950.

PEREIRA, E. L. L. **ANÁLISE DE SISTEMAS DE VÁLVULAS AUTOMÁTICAS DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS.** 2006.

PEREIRA, E. L. L.; DESCHAMPS, C. J. A Theoretical Account of the Piston Influence on Effective Flow and Force Areas of Reciprocating Compressor Valves. **Engineering Conference,** n. 2002, p. 1–7, 2010.

SCHOONMAKER, S. J., Improved Dynamic Valve Analysis for Mass Damping and Moving Frame of Reference. **International Compressor Engineering Conference.** Paper 976, 1994.

SCHWERZLER, D. D.; HAMILTON, J. F. An Analytical Method for Determining Effective Flow and Force Areas for Refrigeration Compressor Valving Systems. **International Compressor Engineering Conference,** p. 30–36, 1972.

SHIOMI, F. H. **MODELAÇÃO DA DINÂMICA E DA TENSÃO DE FLEXÃO DE VÁLVULAS TIPO PALHETA DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE REFRIGERAÇÃO.** 2011.

SVENZON, M. Impact Fatigue of Valve Steel. **International Compressor Engineering Conference,** p. 65–73, 1976.

USSYK, M. S. **Simulação Numérica Do Desempenho De Compressores Herméticos Alternativos.** 1984.

Yoshizumi, F.; Kondoh, Y.; Moroi, T.; Tamano, S.; and Morinishi, Y., Numerical Simulation on the Opening Delay of a Discharge Reed Valve in Compressors. **International Compressor Engineering Conference**. Paper 2338, 2014.

WOO, S.-W.; O'NEAL, D. L.; PECHT, M. Reliability design of a reciprocating compressor suction reed valve in a common refrigerator subjected to repetitive pressure loads. **Engineering Failure Analysis**, v. 17, n. 4, p. 979-991, 2010. ISSN 13506307.