



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

Willian Tcharles Faria Duarte da Silva

**Modelagem e Análise Numérica do Desempenho de Compressores
Alternativos em Diferentes Velocidades de Operação**

Florianópolis
2022

Willian Tcharlles Faria Duarte da Silva

**Modelagem e Análise Numérica do Desempenho de Compressores
Alternativos em Diferentes Velocidades de Operação**

Dissertação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal de Santa Catarina para a Obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. César José Deschamps, Ph. D.

Florianópolis

2022

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

da Silva, Willian Tcharlles Faria Duarte
Modelagem e Análise de Compressores Alternativos de
Velocidade Variável / Willian Tcharlles Faria Duarte da
Silva ; orientador, César José Deschamps, 2022.
135 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2022.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Compressor. 3. Velocidade
variável. 4. Eficiência exergética. 5. Eficiência
volumétrica. I. Deschamps, César José. II. Universidade
Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica. III. Título.

Willian Tcharles Faria Duarte da Silva

**Modelagem e Análise Numérica do Desempenho de Compressores
Alternativos em Diferentes Velocidades de Operação**

Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de “Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovado em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 06 de dezembro de 2022.

Prof. Henrique Simas, Dr.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. César José Deschamps, Ph. D.
Orientador

Prof. Jader Riso Barbosa Jr, Ph. D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Ernane Silva, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Este trabalho é dedicado a minhas avós.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Ana e Roberto, e à minha irmã, Hillary, pelo amor, carinho, apoio e incentivo incondicional para que eu pudesse prosseguir com meus sonhos.

À Maria Fernanda, por estar ao meu lado ao longo de todos os últimos anos, compartilhando seu amor, companheirismo, paciência, dedicação e incentivo, além do apoio direto na execução desse trabalho.

Ao professor César Deschamps, por todas as oportunidades, pela confiança, compreensão, incentivo e dedicação que transcende o escopo dessa dissertação.

Aos membros da banca examinadora, professores Jader Barbosa Jr. e Ernane Silva, pela disponibilidade em contribuir com esse trabalho.

Ao engenheiro Sérgio Lohn, por todos os ensinamentos, dúvidas respondidas, apoio técnico, disponibilidade e inúmeras discussões que possibilitaram a execução desse trabalho. Agradeço também a toda a equipe de pesquisadores da Nidec-GA, em especial ao Adriano Ronzoni, Rodrigo Miranda e Rodrigo Kremer pelo apoio direto neste trabalho.

Aos doutores Marco Diniz e Victor Rosa por todo o suporte na definição do tema dessa dissertação e apoio excepcional nas fases iniciais dessa dissertação.

Ao Renato Yupa-Villanueva por toda a paciência, apoio e ideias para a elaboração desse trabalho.

Aos companheiros de POLO, de projeto e aos demais colegas da pós-graduação que contribuíram com discussões, motivação, listas de exercícios, estudos e descontração.

À Universidade Federal de Santa Catarina e a todo seu corpo docente, em especial ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pelos conhecimentos transmitidos em um programa de excelência acadêmica.

Ao povo brasileiro, representado pela CAPES, à Nidec-GA e à EMBRAPPII pelo apoio financeiro fundamental na execução desse trabalho.

À todos os amigos e companheiros que contribuíram na motivação, discussões e apoio para a realização desse trabalho.

RESUMO

O uso de compressores de velocidade variável em sistemas de refrigeração doméstica tem sido cada vez mais presente, em função de oportunidades de redução do consumo de energia e matéria prima. O objetivo principal da dissertação é analisar numericamente as principais fontes de ineficiências volumétricas e exergéticas de um compressor alternativo de acordo com a sua velocidade de operação. A fim de alcançar esse objetivo, um modelo de simulação foi desenvolvido para avaliar as ineficiências associadas a diferentes fenômenos, tais como transferência de calor e perda de carga nos sistemas de sucção e descarga, dinâmica de válvulas, vazamentos na folga pistão-cilindro e em válvulas, reexpansão do gás no volume morto e atrito em mancais. O modelo numérico adota a formulação unidimensional para os sistemas de sucção e descarga, resolvido com o método de volumes finitos, enquanto a formulação integral é usada para avaliar o ciclo termodinâmico na câmara de compressão. Além disso, a dinâmica das válvulas é determinada através de um sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade e um modelo térmico foi desenvolvido para a previsão das temperaturas em diferentes regiões do compressor. Após a validação dos resultados numéricos através de comparações com dados experimentais, inventários de ineficiências volumétricas e exergéticas são elaborados para avaliar o desempenho do compressor em diferentes velocidades de operação. Os resultados mostram que as eficiências exergética e volumétrica não variam de forma monotônica com a velocidade do compressor. Observou-se também que vazão fornecida pelo compressor é bastante afetada pelo escoamento pulsante no filtro de sucção, vazamento na folga pistão-cilindro e dinâmica das válvulas, sobretudo na presença de refluxo. Além disso, verificou-se que transferência de calor, eficiência do motor elétrico, vazamento de gás em folgas e atrito em mancais reduzem de forma significativa a eficiência exergética do compressor operando em baixa velocidade. Por sua vez, a geração de entropia nos sistemas de sucção e descarga, nas válvulas e nos mancais são os maiores responsáveis pela redução da eficiência exergética quando o compressor opera em alta velocidade. Finalmente, os resultados demonstraram que a dinâmica das válvulas é responsável pela redução da eficiência do compressor em valores baixos e médios de velocidade.

Palavras-chave: Compressor. Velocidade variável. Eficiência exergética. Eficiência volumétrica.

ABSTRACT

The use of variable speed compressors in domestic refrigeration systems has been increasingly present due to opportunities to reduce energy and raw material consumption. The main objective of this dissertation is to numerically analyze the main sources of volumetric and exergetic inefficiencies of a reciprocating compressor as a function of its operating speed. To achieve this goal, a simulation model was developed to evaluate the inefficiencies associated with different phenomena, such as heat transfer and frictional head loss in suction and discharge systems, valve dynamics, leakage in the piston-cylinder clearance and valves, re-expansion of the gas in the clearance volume between piston and cylinder head and friction in bearings. The numerical model adopts a one-dimensional formulation for suction and discharge systems, solved with the finite volume method, while a lumped formulation is used to evaluate the thermodynamic cycle in the compression chamber. In addition, the valve dynamics is solved by using a single degree-of-freedom mass-spring-damper system, whereas a thermal model has been developed to predict the temperatures in different regions of the compressor. After being validated through comparisons with experimental data, the numerical model was applied to determine the inventories of volumetric and exergetic inefficiencies of the compressor under different operating speeds. The results show that the exergetic and volumetric efficiencies do not vary monotonically with the speed of the compressor. It was observed that the mass flow rate is greatly affected by the pulsating flow in the suction muffler, leakage in the piston-cylinder clearance and valve dynamics, especially in the presence of backflow. In addition, it was found that heat transfer, gas leakage in clearances and friction in bearings significantly reduce the exergetic efficiency of the compressor operating at low speed. In turn, the generation of entropy in the suction and discharge systems, valves and bearings are the main sources of exergetic inefficiencies when the compressor operates at high speed. Finally, the results showed that valve dynamics is the main responsible for reduction of the compressor efficiency at low and medium speed values.

Keywords: Compressor. Variable capacity. Exergetic efficiency. Volumetric efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Distribuição das perdas termodinâmicas a partir da distribuição do fluxo de exergia em diagrama Sankey. Adaptada de Jakobsen (1995) . . .	20
Figura 1.2 – Comparação entre controles de capacidade de sistema de refrigeração. Adaptada de Binneberg <i>et al.</i> (2002).	20
Figura 1.3 – Coeficiente de performance e eficiência volumétrica de um compressor de capacidade variável. Adaptada de Tao <i>et al.</i> (2018).	21
Figura 2.1 – Linha do tempo na análise e modelagem de válvulas de compressores alternativos.	24
Figura 2.2 – Fontes de ineficiências termodinâmicas em um compressor alternativo operando com R134a. Adaptada de Ribas <i>et al.</i> (2008).	29
Figura 2.3 – Fracionamento de destruição de exergia em dois diferentes níveis por Posch (2017).	34
Figura 2.4 – Resultados extraídos do trabalho de Krueger e Schwarz (1994). (a) Análise das eficiências do compressor; (b) vazamento na folga pistão-cilindro.	36
Figura 2.5 – Diferentes deslocamentos e atrasos para válvula de sucção em compressor com velocidade de rotação variável. Adaptada de Nagata <i>et al.</i> (2010)	36
Figura 3.1 – Ilustração esquemática do mecanismo biela-manivela de compressores alternativos.	42
Figura 3.2 – Volume de controle representando o cilindro do compressor.	43
Figura 3.3 – Ilustração do modelo massa-mola-amortecedor para as válvulas de compressores alternativos.	44
Figura 3.4 – Geometria da válvula utilizada na modelagem da força de adesão. . . .	45
Figura 3.5 – Filtros acústicos no compressor hermético. (a) Filtro de sucção. (b) Filtro de descarga	46
Figura 3.6 – Ilustração esquemática dos volumes de controle utilizado na simulação do modelo de filtros.	48
Figura 3.7 – Ilustração do modelo de vazamento na folga pistão-cilindro	49
Figura 3.8 – Ilustração esquemática da geometria da válvula utilizada no modelo de vazamento na folga palheta-assento.	49
Figura 3.9 – Volumes de controle utilizados para a obtenção do perfil térmico. Adaptada de Diniz (2018).	51
Figura 3.10–Área de troca de calor no cilindro e na placa de válvulas.	53
Figura 3.11–Mancais de um compressor alternativo biela-manivela.	54
Figura 3.12–Ilustração do esquema real e simulado de sucção indireta do compressor alternativo..	55

Figura 3.13–Fluxograma do algoritmo de solução do modelo.	57
Figura 3.14–Caminho do escoamento de fluido refrigerante e malha térmica em volumes de controle utilizados nesse trabalho.	58
Figura 4.1 – Perdas de vazão mássica em um compressor alternativo.	60
Figura 4.2 – Diagrama $p - \forall$ de ciclo real de compressão. Ênfase nos pontos que representam as expansões do gás.	62
Figura 4.3 – Diagrama $m - \theta$ ilustrando fenômenos que afetam a eficiência volumétrica.	64
Figura 4.4 – Fracionamento da potência consumida pelo compressor.	67
Figura 5.1 – Representação esquemática da região do canal do transdutor de pressão. Adaptada de Pereira (2006)	73
Figura 5.2 – Comparação entre diagramas $p - \forall$ numérico e experimentais para diferentes rotações na condição de teste A.	74
Figura 5.3 – Comparação entre pulsações nas câmaras de sucção (à esq.) e descarga (à dir.) na condição de teste A.	75
Figura 5.4 – Vazões mássica experimental e preditas pelo modelo numérico. (a) Condição A. (b) Condição B.	76
Figura 5.5 – Eficiência volumétrica	78
Figura 5.6 – Ineficiência volumétrica associada à passagem do gás pelo filtro de sucção.	79
Figura 5.7 – Fracionamento da ineficiência volumétrica associada à passagem do gás pelo filtro de sucção.	79
Figura 5.8 – Fracionamento ineficiência associada à transferência de calor no filtro de sucção devido à sucção indireta (a) e interação parede-escoamento (b).	80
Figura 5.9 – Ineficiência volumétrica associada aos vazamentos na folga pistão-cilindro (a) e palheta-assento da sucção (b)	81
Figura 5.10–Ineficiência associada à reexpansão isentrópica do gás.	82
Figura 5.11–Ineficiência volumétrica associada ao afastamento da condição de reexpansão isentrópica do gás	82
Figura 5.12–Ineficiência associada ao vazamento e afastamento da reexpansão isentrópica em função da razão de vazamento que ocorre durante a expansão.	83
Figura 5.13–Ineficiência volumétrica associada ao processo de sucção.	84
Figura 5.14–Ineficiência volumétrica associada ao supercharging (a) e ao refluxo na sucção (b)	85
Figura 5.15–Refluxo em cada uma das válvulas de sucção para condição MBP.	86
Figura 5.16–Ineficiência volumétrica associada à sobrepressão (a) e ao atraso no fechamento da válvula de descarga (b)	87
Figura 5.17–Eficiência exergética.	88
Figura 5.18–Irreversibilidade associada à transferência de calor	88

Figura 5.19–Fracionamento da irreversibilidade associada à transferência de calor. (a) LBP; (b) MBP. Na legenda: (a) representa a transferência de calor entre a carcaça e o ambiente externo, (b) entre a carcaça e o ambiente interno, (c) entre a câmara de descarga e a placa de válvula, (d) entre o cilindro e fluido refrigerante tanto interno quanto externo, e (e) as transferências de calor pouco influentes no valor de exergia global . . .	89
Figura 5.20–Irreversibilidade associada ao filtro de sucção.	90
Figura 5.21–Fracionamento da irreversibilidade associada ao filtro de sucção. (a) LBP; (b) MBP	90
Figura 5.22–Velocidade do fluido refrigerante na saída do filtro de sucção (tubo 1). .	91
Figura 5.23–Irreversibilidade associada à válvula de sucção.	91
Figura 5.24–Deslocamento da válvula de sucção para 2800 rpm.	92
Figura 5.25–Fracionamento da irreversibilidade associada à válvula de sucção. (a) LBP; (b) MBP	92
Figura 5.26–Irreversibilidade associada à válvula de descarga.	93
Figura 5.27–Fracionamento da irreversibilidade associada à válvula de descarga. (a) LBP; (b) MBP	94
Figura 5.28–Irreversibilidade associada ao filtro de descarga.	94
Figura 5.29–Fracionamento da irreversibilidade associada ao filtro de descarga. (a) LBP; (b) MBP	95
Figura 5.30–Irreversibilidade associada ao vazamento na folga pistão-cilindro.	96
Figura 5.31–Irreversibilidade associada à sucção indireta	97
Figura 5.32–Irreversibilidade associada as perdas mecânicas	97
Figura 5.33–Fracionamento da irreversibilidade associada a perdas mecânicas. (a) LBP; (b) MBP	98
Figura 5.34–Irreversibilidade associada as perdas elétricas	99
Figura 5.35–Deslocamento da válvula de descarga do compressor na rotação de 5050 rpm.	101
Figura 5.36–Desempenho da válvula de descarga de acordo com a espessura da palheta: (a) Irreversibilidade; (b) Ineficiência volumétrica associada ao atraso no fechamento.	101
Figura 5.37–Desempenho volumétrico da válvula de sucção de acordo com a espessura da palheta: (a) Processo de sucção; (b) Refluxo.	102
Figura 5.38–Irreversibilidade da válvula de sucção de acordo com a espessura da palheta.	102
Figura 5.39–Cabeçote do compressor com dimensões características.	103
Figura 5.40–Irreversibilidade da válvula de acordo com a razão de área: (a) Válvula de sucção; (b) Válvula de descarga.	104

Figura 5.41–Ineficiência volumétrica de acordo com a razão de área: (a) Processo de sucção; (b) Soma das ineficiências volumétrica associada ao atraso no fechamento, sobrepressão e reexpansão.	104
Figura 5.42–Deslocamento da válvula de acordo com três afastamentos do batente. (a) 1800 rpm. (b) 6300 rpm	105
Figura 5.43–Diagrama $p - \forall$ de acordo com três afastamentos do batente. (a) 1800 rpm. (b) 6300 rpm.	106
Figura 5.44–Desempenho da válvula de descarga de acordo com o afastamento do batente: (a) Irreversibilidade; (b) Ineficiência volumétrica associada ao atraso no fechamento e à sobrepressão.	107
Figura 5.45–Variação das ineficiências volumétricas em relação às dimensões do tubo 1 no filtro de sucção.	110
Figura 5.46–Variação da irreversibilidade em relação às dimensões do tubo 1 no filtro de sucção. (a) Filtro de sucção; (b) Válvula de sucção.	111
Figura 5.47–Amplitude média da pulsação de pressão no passador de sucção para diferentes sistemas de sucção.	111
Figura 5.48–Diferença das eficiências volumétricas assumindo sucção direta e indireta ($\eta_{v,\varphi=0} - \eta_{v,\varphi=1}$) e ineficiência associada a este fenômeno (η_{v,ht_2})	111
Figura 5.49–Diferença de temperatura entre câmara de sucção e cilindro de compressão em 6300 rpm	112
Figura 5.50–Variação da eficiência exergética assumindo sucção direta e indireta e irreversibilidade associada a este fenômeno.	112
Figura A.1 –Comparativo entre eficiência volumétrica experimental e preditas numericamente com coeficientes de amortecimento de Lohn (2016) e Diniz (2018)	124
Figura B.1 –Mancal radial	126
Figura B.2 –Perdas mecânicas nos mancais radiais em função da velocidade de rotação do compressor. Os marcadores discretos representam valores fornecidos pela empresa.	128
Figura B.3 –Perdas mecânicas na folga pistão-cilindro em função da velocidade de rotação do compressor.	128
Figura C.1 –Temperatura na linha de descarga.	129
Figura C.2 –Diagrama $T - s$ do processo de compressão real.	130
Figura C.3 –Irreversibilidade associada à transformação do fluido refrigerante à saída do compressor em vapor saturado.	130
Figura D.1 –Fracionamento da potência consumida pelo compressor em um diagrama da Sankey. 1800 rpm, condição <i>LBP</i>	132
Figura D.2 –Fracionamento da potência consumida pelo compressor em um diagrama da Sankey. 3300 rpm, condição <i>LBP</i>	133

Figura D.3–Fracionamento da potência consumida pelo compressor em um diagrama da Sankey. 6300 rpm, condição <i>LBP</i>	134
--	-----

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Síntese dos trabalhos mais relevantes sobre modelagem de compressores	39
Tabela 2.2 – Síntese dos trabalhos mais relevantes à esta dissertação sobre metodologias para o fracionamento de ineficiências de compressores alternativos.	40
Tabela 2.3 – Síntese dos trabalhos com foco na análise do desempenho de compressores em velocidade variável	40
Tabela 3.1 – Balanços de energia que compõe o modelo térmico do compressor. . . .	51
Tabela 3.2 – Expressões para o número de Reynolds e valores das constantes empíricas utilizadas na correlação de Disconzi (2011).	52
Tabela 3.3 – Variáveis de entrada dos modelo de simulação.	56
Tabela 5.1 – Condições de teste utilizadas para validação do modelo numérico. . . .	72
Tabela 5.2 – Resultados numéricos e experimentais para potência elétrica.	77
Tabela 5.3 – Resultados numéricos e experimentais para temperaturas em partes do compressor	77
Tabela 5.4 – Condições de teste utilizadas para a simulação do compressor	78
Tabela A.1 – Comparativo entre eficiência volumétrica experimental e preditas numericamente com diferentes coeficientes de amortecimento	125

NOMENCLATURA E ABREVIACOES

Alfabeto latino

C	Amortecimento	N s/m
A	Área	m ²
A_{ee}	Área efetiva	m ²
Q	Calor	J
c_p	Calor específico à pressão constante	J/kg K
C_f	Coefficiente de atrito	-
C_b	Comprimento da biela	m
L	Comprimento	m
UA	Condutância global	W/K
k	Condutividade térmica	W/m ²
R	Constante de gás	J/kg K
d_m	Desalinhamento entre o eixo de acionamento e a linha de simetria do pistão	m
x	Deslocamento	m
D ou d	Diâmetro	m
C_{pms}	Distância entre o PMS e o eixo de acionamento do motor	m
E	Energia ou coeficiente de elasticidade	J ou Pa
h	Entalpia específica	J/kg
S	Entropia	J/K
s	Entropia específica	J/kg K
b	Espessura da palheta	m
e	Excentricidade	m
F	Força	N
n	Largura	m
m	Massa	kg
M	Massa ou valor de mobilidade	kg
Ma	Número de Mach	-
Nu	Número de Nusselt	-
Pr	Número de Prandtl	-
Re	Número de Reynolds	-
z	Posição instântanea de limitador de curso ou assento	m
p	Pressão	Pa
r	Raio	m

K	Rigidez	N/m
T	Temperatura	K
t	tempo	s
V	Velocidade	m/s
N	Velocidade de rotação	rpm

Alfabeto grego e símbolos

θ	Ângulo da manivela	deg
Θ	Ângulo de contato aparente	deg
ξ	Coefficiente de amortecimento	-
\bar{h}	Coefficiente de convecção	W/m ² K
ν	Coefficiente de Poisson	-
σ	Curvatura	m
ρ	Densidade	kg/m ³
δ	Dimensão de folga	m
η	Eficiência	%
ψ	Exergia	J
ψ_d	Exergia destruída	J
ς	Fator de atrito	-
ω_V	Frequência natural	Hz
ϱ	Posição do pistão	m
\mathcal{R}	Razão entre área dos orifícios	-
γ	Razão entre calores específicos	-
Π	Razão entre pressões	-
τ	Tensão de cisalhamento	Pa
Ξ	Termo de acúmulo	W
Υ	Torque	J
ω	Velocidade angular	rad/s
μ	Viscosidade dinâmica	Pa s
\forall	Volume	m ³
\forall_m	Volume residual	m ³
\forall_{sw}	Volume varrido	m ³

Abreviaturas e siglas

COP	Coefficiente de Performance
CFD	Fluidodinâmica computacional
EER	Índice de Eficiência de Energia

IIR	Instituto Internacional de Refrigeração
LBP	Low Back Pressure
MBP	Medium Back Pressure
PMS	Ponto Morto Superior
ASHRAE	Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar condicionado

Índice subscrito

down	À jusante	mi	Menismo interno
up	À montante	mix	Mistura
st	Adesão	mot	Motor
ari	Afastamento da reexpansão isentrópica	oil	Óleo
amb	Ambiente externo	w	Parede
ie	Ambiente interno	sl	Passador de sucção
sdh	Atraso no fechamento da válvula de descarga (superdischarging)	old	Passo de tempo anterior
dc	Câmara de descarga	hl	Perda de carga
sc	Câmara de sucção	p	Pistão
cap	Capilaridade	pc	Pistão-cilindro
sh	Carcaça	ref	Referência
dp	Carregamento de pressão	b	Refluxo ou Mancal
cil	Cilindro	rev	Reversível
c	Contato	out	Saída
des	Descarga	sch	Sobrealimentação (supercharging)
ef	Efetiva	sp	Sobreprensão
j	Eixo	suc	Sucção
ele	Elétrica	th	Teórico/Ideal
in	Entrada	ht	Transferência de calor
se	Entrada do filtro de sucção	t1	Tubo 1
sq	Espremido	dt	Tubo de descarga
exe	Exergética	V	Válvula
exp	Expansão	ℓ	Vazamento
dm	Filtro de descarga	visc	Viscosa
sm	Filtro de sucção	cv	Volume de controle
γ_{LG}	Interfacial	v	Volumétrica
mec	Mecânica		

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	MOTIVAÇÃO	19
1.2	OBJETIVOS	21
1.3	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	21
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
2.1	MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS	23
2.1.1	Válvulas	23
2.1.2	Transferência de calor	27
2.1.3	Escoamento do fluido refrigerante	29
2.2	ESTRATIFICAÇÃO DE INEFICIÊNCIAS DE COMPRESSORES	32
2.3	ANÁLISE DE COMPRESSORES DE VELOCIDADE VARIÁVEL	35
2.4	SÍNTESE E CONTRIBUIÇÕES	38
3	MODELO DE SIMULAÇÃO DE COMPRESSORES	41
3.1	MODELO DO CICLO DE COMPRESSÃO	41
3.1.1	Volume da câmara de compressão	41
3.1.2	Equações de conservação na câmara de compressão	42
3.1.3	Dinâmica de válvulas	44
3.1.4	Escoamento nos sistemas de sucção e descarga	46
3.1.5	Vazão mássica	47
3.2	MODELO TÉRMICO	50
3.2.1	Câmara de compressão	52
3.2.2	Câmara de descarga	53
3.2.3	Tubo de descarga e filtros	53
3.2.4	Óleo	54
3.2.5	Motor	54
3.2.6	Ambiente interno e carcaça	55
3.3	PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO	56
4	INVENTÁRIO DE INEFICIÊNCIAS DE UM COMPRESSOR	59
4.1	INVENTÁRIO DE INEFICIÊNCIAS VOLUMÉTRICAS	59
4.2	INVENTÁRIO DE IRREVERSIBILIDADES	66
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	72
5.1	VALIDAÇÃO NUMÉRICA	72
5.2	INEFICIÊNCIAS VOLUMÉTRICAS	77
5.2.1	Filtro de sucção	78
5.2.2	Vazamentos	80
5.2.3	Processo de reexpansão	81

5.2.4	Afastamento da reexpansão isentrópica	81
5.2.5	Processo de sucção	83
5.2.6	Supercharging e refluxo na sucção	84
5.2.7	Sobreprensão e atraso no fechamento da válvula de descarga .	86
5.3	IRREVERSIBILIDADES	87
5.3.1	Transferência de calor	87
5.3.2	Filtro de sucção	89
5.3.3	Válvula de sucção	91
5.3.4	Válvula de descarga	92
5.3.5	Filtro de descarga	94
5.3.6	Vazamento na folga pistão-cilindro	95
5.3.7	Sucção indireta	96
5.3.8	Perdas mecânicas	97
5.3.9	Perdas elétricas	98
5.4	ESTUDOS PARAMÉTRICOS	99
5.4.1	Espessura das válvulas	99
5.4.2	Razão entre áreas do orifício de sucção e descarga	102
5.4.3	Afastamento do batente	104
5.4.4	Dimensões do filtro de sucção	107
5.4.5	Sucção indireta	108
6	CONCLUSÕES	113
6.1	INEFICIÊNCIAS VOLUMÉTRICAS	113
6.2	IRREVERSIBILIDADES	115
6.3	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	116
	REFERÊNCIAS	118
	APÊNDICE A – CALIBRAÇÃO DO FATOR DE AMORTE- CIMENTO DA VÁLVULA DE DESCARGA	124
	APÊNDICE B – MODELO NUMÉRICO DOS MANCAIS DO COMPRESSOR	126
	APÊNDICE C – DESTRUIÇÃO DE EXERGIA DEVIDO A TEMPERATURAS ELEVADAS NA SAÍDA DO FLUIDO REFRIGERANTE . .	129
	APÊNDICE D – REPRESENTAÇÃO GRÁFICA DOS FLU- XOS DE EXERGIA	131

1 INTRODUÇÃO

Imprescindíveis no cotidiano da sociedade, sistemas de refrigeração são adotados em diversos setores. Considerando apenas a refrigeração doméstica, o Instituto Internacional de Refrigeração¹ (IIR, 2019) estima haver mais de dois bilhões de sistemas em operação no mundo, sendo responsáveis por cerca de 4% da energia elétrica total consumida no mundo.

Apesar do número elevado de sistemas, a demanda em nível mundial não é completamente atendida. Por exemplo, mais de 475 milhões de toneladas de alimentos são perdidos anualmente devido à baixa capacidade de refrigeração (IIR, 2020) nos países em desenvolvimento. Levando em conta o aumento populacional projetado, bem como o desenvolvimento socioeconômico desses países, espera-se que a demanda por sistemas de refrigeração cresça copiosamente nas próximas décadas (IIR, 2017). No entanto, esse crescimento deve ser sustentável e com limitado impacto ambiental, haja vista os sucessivos avanços e restrições impostos pelo Protocolo de Quioto² (1997). e Acordo de Paris³ (2015), por exemplo. Esses dados realçam a pertinência da refrigeração doméstica no cenário ambiental, econômico e social, sendo o aperfeiçoamento de sistemas de refrigeração de suma importância.

1.1 MOTIVAÇÃO

Apesar de serem exaustivamente aperfeiçoados, sistemas de refrigeração apresentam desempenhos ainda muito aquém do limite teórico, com consumo excessivo de energia, e segundo James *et al.* (2008), até mesmo com temperaturas acima do recomendado para a preservação de alimentos. O desempenho de sistemas de refrigeração é afetado pela eficiência individual de seus componentes e da interação entre eles, mas o compressor é o de maior consumo energético (JAKOBSEN, 1995), conforme apresentado na Figura 1.1.

Compressores alternativos convencionais de sistemas de refrigeração doméstica são ligados e desligados com o auxílio de um termostato que regula a temperatura do compartimento refrigerado. Caso haja aumento da carga térmica, o compressor entra em funcionamento e a temperatura decresce até o valor especificado. Ainda que simples, e até certo ponto eficaz, esse método de controle apresenta limitações, como pico elevado de consumo de energia na partida do compressor que reduz a sua eficiência (QURESHI; TASSOU, 1996).

Uma alternativa mais eficiente de operação do compressor pode ser alcançada com

¹ O Instituto Internacional de Refrigeração (IIR) é uma organização intergovernamental que promove o conhecimento de refrigeração e tecnologias em escala global

² O Protocolo de Quioto foi um tratado internacional com compromissos para a redução da emissão de gases do efeito estufa.

³ O Acordo de Paris foi um tratado que estabeleceu medidas para redução na emissão de gases do efeito estufa e reforçar o empenho dos países no desenvolvimento sustentável.



Figura 1.1 – Distribuição das perdas termodinâmicas a partir da distribuição do fluxo de exergia em diagrama Sankey. Adaptada de Jakobsen (1995)

a variação de sua velocidade a fim de ajustar a capacidade de refrigeração, reduzindo o consumo de energia (QURESHI; TASSOU, 1996; BINNEBERG *et al.*, 2002; WANG *et al.*, 2015). De fato, a principal diferença entre sistemas empregando compressores de velocidade variável e compressores convencionais é o controle de capacidade do sistema de refrigeração em função da carga térmica por meio de variação da velocidade de rotação do motor. Por exemplo, Binneberg *et al.* (2002) observaram que o controle de capacidade com compressores de velocidade variável pode reduzir em até 30% o consumo de energia de um sistema convencional de refrigeração doméstica, conforme indica a Figura 1.2. Além disso, a possibilidade de operar o compressor em velocidades maiores permite a redução de suas dimensões e, conseqüentemente, do consumo de matéria prima e do custo de fabricação. Considerando as preocupações econômicas e ambientais supracitadas, a miniaturização de compressores é de extensa valia no cenário internacional.

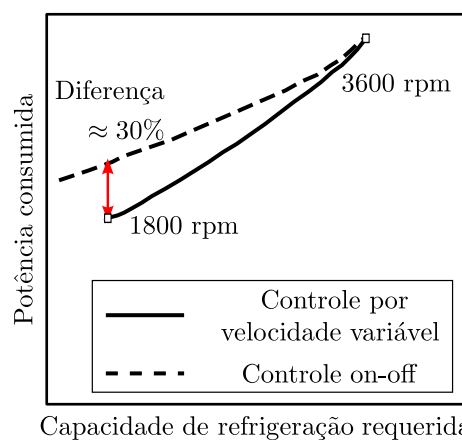


Figura 1.2 – Comparação entre controles de capacidade de sistema de refrigeração. Adaptada de Binneberg *et al.* (2002).

Contudo, o melhor desempenho do ciclo de refrigeração com capacidade variável depende de manter a eficiência do compressor em nível elevado em diferentes velocidades de

operação, o que é um grande desafio. Tao *et al.* (2018) observaram que a eficiência do compressor, representada pelo coeficiente de performance (COP) e sua eficiência volumétrica (η_v) são diminuídas com o aumento da velocidade de rotação (Figura 1.3), podendo fazer com que o desempenho do sistema seja até pior do que aquele de um sistema convencional on-off.

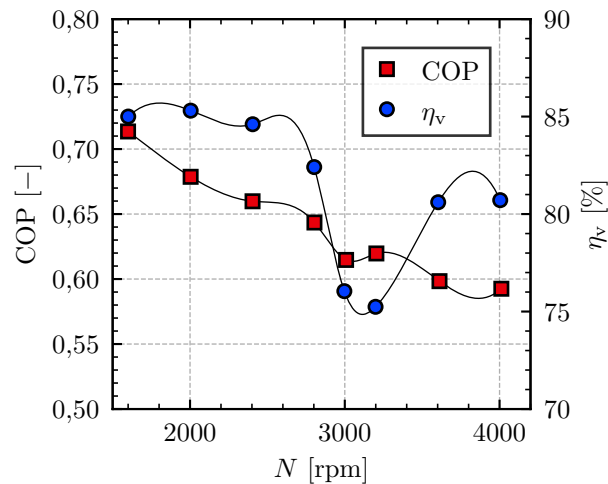


Figura 1.3 – Coeficiente de performance e eficiência volumétrica de um compressor de capacidade variável. Adaptada de Tao *et al.* (2018).

1.2 OBJETIVOS

A partir do exposto, conclui-se que a investigação da relação entre o desempenho e a velocidade do compressor é de grande interesse tecnológico. Nesse sentido, o objetivo geral deste trabalho é avaliar o desempenho termodinâmico de um compressor alternativo hermético aplicado em refrigeração doméstica em diferentes velocidades de operação, através dos seguintes objetivos específicos:

- i) Modelar numericamente um compressor de velocidade variável.
- ii) Identificar e quantificar as ineficiências volumétricas usando o procedimento de estratificação desenvolvido por Santos (2021)
- iii) Identificar e quantificar as ineficiências energéticas adotando o método de segunda lei proposto por Araujo (2021)
- iv) Analisar a influência de diferentes parâmetros de projeto sobre o desempenho do compressor.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação está organizada em seis capítulos. O Capítulo 2, apresenta uma revisão acerca do estado da arte para a modelagem e análise de compressores alternativos, bem como revisão de investigações de compressores de capacidade variável.

O Capítulo 3 detalha o equacionamento dos diferentes modelos de simulação empregados neste trabalho e o Capítulo 4 apresenta as metodologias utilizadas para o avaliar o desempenho do compressor em diferentes condições de operação.

Finalmente, o Capítulo 5 apresenta a validação do modelo de simulação desenvolvido, a partir de comparação entre resultados numéricos e dados experimentais, bem como discussões sobre os principais resultados alcançados para um compressor alternativo biela-manivela de velocidade variável e o Capítulo 6 apresenta as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A literatura é bastante rica acerca de compressores alternativos de sistemas de refrigeração doméstica. Este capítulo apresenta uma revisão da literatura utilizada como embasamento do objeto de estudo deste trabalho, descrevendo investigações que foram importantes na definição das contribuições desta dissertação.

A Seção 2.1 descreve os trabalhos sobre modelagem e simulação de compressores alternativos de refrigeração, seguida pela Seção 2.2 em que se apresenta uma revisão de métodos para a análise da performance de compressores. A Seção 2.3 apresenta a revisão acerca de análises de compressores de velocidade variável e, por fim, a Seção 2.4 apresenta uma síntese dessa revisão, destacando as principais contribuições desta dissertação.

2.1 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS

A operação de compressores alternativos de refrigeração envolve diversos fenômenos de naturezas distintas, tais como transferência de calor, escoamento compressível pulsante em sistemas de sucção e descarga e dinâmica de válvulas. Até meados do século passado, o projeto desses compressores era realizado com base na experiência e procedimentos de tentativa e erro.

Com o surgimento dos primeiros computadores digitais, análises mais elaboradas tornaram-se possíveis através da aplicação de técnicas numéricas para a simulação dos fenômenos que afetam o desempenho de compressores. Esse tipo de análise está hoje bem consolidada como uma ferramenta extremamente flexível. Por exemplo, a característica do escoamento de fluido no compressor pode ser facilmente modificada pela simples alteração das condições de contorno ou parâmetros físicos introduzidos no procedimento de cálculo. Essa flexibilidade, aliada ao aumento contínuo da capacidade de processamento dos computadores, com custo cada vez mais baixo, e ao desenvolvimento de técnicas numéricas mais eficientes, explica o fato da simulação numérica ser hoje um dos métodos mais empregados para a análise e projeto de compressores. O foco desta seção é a revisão de modelos usados na simulação de diferentes fenômenos inerentes à operação de compressores.

2.1.1 Válvulas

Embora compressores alternativos do tipo biela-manivela existam desde a revolução industrial, trabalhos acerca de válvulas começam a ser publicados somente a partir de 1893, segundo revisão realizada por Habing (2005). Não obstante, apenas meio século depois a dinâmica das válvulas automáticas foi modelada e descrita de maneira sistemática por Costagliola (1950) na forma de um sistema de massa-mola com um grau de liberdade. Desde então, modelos para simular a dinâmica de válvulas têm sido constantemente aperfeiçoados para atender a necessidade do projeto de compressores cada vez mais eficientes. Uma

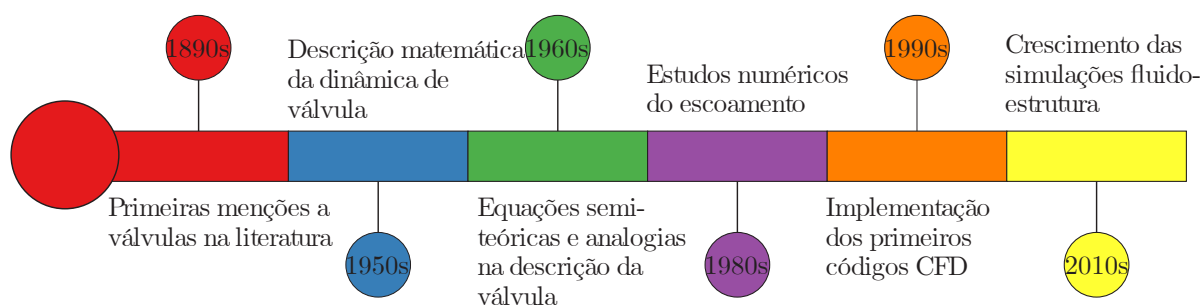


Figura 2.1 – Linha do tempo na análise e modelagem de válvulas de compressores alternativos.

evolução detalhada das análises e modelagem de válvulas em compressores pode ser encontrada em Habing (2005) e Pereira (2006). A Figura 2.1 ilustra a evolução dos trabalhos acerca do tema evidenciada nas revisões realizadas por esses autores.

Matos *et al.* (2002) desenvolveram um modelo para a simulação de válvula automáticas, acoplando a dinâmica da válvula - resolvida com um modelo massa-mola de um grau de liberdade, com a solução do escoamento que flui através dessa. O escoamento através da válvula foi assumido como incompressível, turbulento e axissimétrico. O modelo dos autores pode obter o impacto da válvula contra seu batente em condições de elevada vazão mássica.

Habing (2005) avaliou coeficientes semiempíricos de áreas efetivas de escoamento utilizados para a modelagem de válvulas automáticas. O autor também investigou a partir de medições a validade do seu modelo, observando que a área efetiva de força pode ser obtida usando uma abordagem quase-estática, ao contrário da área efetiva de escoamento. Em função disso, o autor concluiu que modelos tradicionais são capazes de prever o deslocamento da válvula, mas falham em avaliar a velocidade de impacto da válvula contra o seu assento.

Pereira (2006) desenvolveu um modelo computacional para a análise mais realista dos sistemas de válvulas, empregando o método dos volumes finitos para a simulação completa dos sistemas de sucção e descarga do compressor. De maneira similar a Matos *et al.* (2002), a dinâmica das válvulas foi resolvida por meio de um sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade. Um método para separar as parcelas de consumo de energia associadas ao escoamento em filtros e válvulas foi proposto, permitindo a modificação desses componentes visando a redução dessas ineficiências e consequente melhora no desempenho do compressor.

Burgstaller *et al.* (2008) desenvolveu um modelo numérico para prever o ciclo de compressão de um de compressor, a dinâmica das válvulas automáticas em função dos principais parâmetros que influenciam os seus desempenhos. O trabalho definiu como foco a válvula de sucção e o escoamento de fluido refrigerante no compressor foi resolvido através de um modelo unidimensional. Os autores observaram grande influência da dinâmica da válvula sobre o desempenho energético do compressor e sobre a capacidade de refrigeração fornecida ao sistema. Em função disso, os autores propuseram que os parâmetros da válvula

e do orifício de sucção fossem otimizados visando o aumento da eficiência do compressor. Finalmente, uma válvula hipotética sem o efeito de *flutter*¹ indicou a possibilidade de redução significativa das ineficiências durante a sucção.

Pereira e Deschamps (2011) avaliaram numericamente a influência da posição do pistão sobre o escoamento de gás no orifício de descarga de um compressor alternativo. O modelo de simulação adotado foi simplificado para que pudesse ser resolvido de forma assimétrica. A partir de um código CFD comercial, o escoamento compressível turbulento foi resolvido, mostrando grande influência da proximidade do pistão em relação ao orifício da válvula sobre as áreas efetivas de força e de escoamento. A pequena área de passagem do escoamento quando o pistão se aproxima do ponto morto superior foi identificada como responsável por ocasionar um aumento considerável das perdas viscosas. Devido a esse aspecto, os autores propuseram um método para avaliar as áreas efetivas levando em consideração a posição do pistão.

Nagata *et al.* (2010) mediram o movimento da válvula de sucção de um compressor alternativo de refrigeração doméstica com a utilização de extensômetros, investigando a relação entre o movimento da válvula de sucção e a eficiência volumétrica em diferentes velocidades do compressor. Os autores observaram que a força de adesão entre a palheta e o filme de óleo lubrificante é mais significativa em velocidades mais baixas do compressor. Além disso, notaram que a eficiência volumétrica varia de forma oscilatória em relação à velocidade do compressor, com a amplitude de oscilação maior em baixas velocidades de operação. Essas oscilações foram atribuídas a diferentes atrasos no fechamento da válvula de sucção e ao fenômeno de *flutter*. A frequência natural da válvula é influenciada pela sua massa e rigidez. Assim, diferentes velocidades de operação do compressor alteram o período do processo de sucção, podendo causar atrasos no fechamento das válvulas.

Link e Deschamps (2010) estudaram efeitos de inércia sobre o escoamento na válvula de descarga através de simulações numéricas utilizando e considerando a interação entre a dinâmica da válvula e o escoamento. Os autores obtiveram áreas efetivas de força e escoamento em condições transientes e, assim como Habing (2005), observaram que os efeitos de inércia são desprezíveis no cálculo da área efetiva de força, mas afetam de maneira significativa a área efetiva de escoamento. Assim, a incorporação de efeitos transientes na determinação dos coeficientes da área efetiva de escoamento foi considerada de suma importância para a melhor caracterização da vazão mássica do compressor e, conseqüentemente, na avaliação do seu desempenho.

Pizarro-Recabarren *et al.* (2013) apresentaram um modelo para caracterizar a espessura de uma película de óleo lubrificante que se forma no assento de uma válvula e avaliar a força contrária à sua abertura devido ao fenômeno de adesão de válvulas devido

¹ Devido à sua dinâmica, válvulas típicas de compressores podem apresentar um comportamento oscilatório ao longo de um único ciclo de compressão, ou seja, durante o período de sucção ou descarga, a palheta pode apresentar múltiplos movimentos de abertura e fechamento. Na literatura, esse fenômeno é comumente denominado *flutter*.

à película. A equação de Reynolds para a lubrificação hidrodinâmica foi adotada para avaliar a força de adesão, considerando a força de tensão superficial e o atrito viscoso no escoamento de óleo entre válvula e assento. Contudo, os autores não puderam validar os resultados devido à falta de dados experimentais.

Lohn (2016) avaliou diferentes modelos de previsão da dinâmica de válvulas automáticas de compressores alternativos de refrigeração doméstica, com especial interesse na previsão do impacto da válvula contra o assento e do refluxo de gás que pode ocorrer antes do seu fechamento. O autor observou que a dinâmica da válvula pode ser prevista com maior precisão com um modelo de elementos finitos comparado ao sistema massa-mola-amortecedor, sem aumento significativo do custo computacional. O fenômeno do amortecimento na dinâmica das válvulas foi também investigado, obtendo valores de coeficientes de amortecimento muito menores do que os comumente utilizados em simulações, mesmo quando incluindo a parcela das forças resistivas do fluido em contato com a palheta, as quais se mostraram mais influentes que o amortecimento interno do material da válvula. Os resultados das análises mostraram efeito desprezível do amortecimento sobre a eficiência do compressor, embora tenha alterado significativamente os valores de velocidade de impacto da válvula. Além disso, o autor observou que a inclusão de efeitos de inércia do escoamento, na forma de um termo transiente no cálculo da área efetiva de escoamento, pode alterar em até 100% a estimativa de refluxo de massa na válvula e em até 25% a velocidade de impacto prevista.

Hopfgartner *et al.* (2017) avaliaram a redução das ineficiências na válvula de sucção submetida a uma pré-tensão negativa e à ação de uma bobina magnética para auxiliar o seu fechamento. Momentos antes do pistão atingir o ponto morto inferior, tensão elétrica é aplicada à bobina, gerando uma força eletromagnética que auxilia o fechamento da válvula. Os resultados experimentais mostraram um potencial de aumento do coeficiente de performance (COP) em até 1,7%. No entanto, esse aumento se mostrou fortemente afetado pelas condições de operação e o consumo de energia da bobina eletromagnética não foi considerado no cálculo.

Mu *et al.* (2019) propuseram um novo modelo matemático baseado na análise de deflexão em vigas para previsão da dinâmica de válvulas, mostrando melhor concordância com dados experimentais do que os resultados do sistema massa-mola-amortecedor. Os autores ainda analisaram a influência do afastamento do batente, da rigidez da válvula, do diâmetro do orifício e da velocidade do compressor sobre a dinâmica da válvula. Os resultados mostraram que batentes mais afastados reduzem a sobrepressão na câmara de compressão durante o processo de descarga, embora diminuam a eficiência volumétrica, pois tendem a ocasionar mais refluxo. Além disso, batentes mais afastados tendem a aumentar bastante a velocidade de impacto, reduzindo a confiabilidade do compressor. Finalmente, os resultados mostraram que a velocidade do compressor reduz de forma considerável o período entre a abertura e o fechamento das válvulas, afetando a performance do

compressor.

2.1.2 Transferência de calor

Devido à diferença finita de temperaturas entre as regiões de sucção e descarga, transferência de calor ocorre entre diversos componentes do compressor durante todo o ciclo de compressão. A correta determinação dessas temperaturas é importante não somente para a modelagem mais precisa dos processos termodinâmicos, mas também para a estimativa correta da geração de entropia e das perdas de capacidade devido ao aquecimento do fluido refrigerante (LIU, 1993). Desse modo, modelos para avaliar a transferência de calor são necessários para detalhar as ineficiências que afetam a performance de compressores alternativos.

Nas primeiras modelagens completas de compressores, o foco era avaliar a transferência de calor entre as paredes da câmara de compressão e o fluido refrigerante em seu interior. Nesse sentido, embora com foco em motores a combustão interna, a correlação desenvolvida por Annand (1963) foi aplicada para a avaliação da transferência de calor em diferentes máquinas alternativas, incluindo compressores.

Adair *et al.* (1972) propuseram a primeira correlação para avaliar a troca de calor no interior do cilindro de compressores alternativos. Com base no trabalho de Annand (1963), os autores obtiveram dados experimentais e apresentaram uma correlação de transferência de calor, com precisão de 20% em relação aos dados analisados.

Apenas na década de 1980, Brok *et al.* (1980) analisaram a troca de calor em outras partes do compressor. Os autores mostraram que além da troca de calor entre as paredes do cilindro e do gás em compressores alternativos, deve-se também avaliar o calor transferido ao ambiente externo e ao gás ao longo do sistema de sucção, para o melhor entendimento do desempenho do compressor. Os autores empregaram a correlação de Adair *et al.* (1972) para avaliar a troca de calor no interior do cilindro, além de correlações para escoamentos turbulentos nos sistemas de sucção e descarga. Os resultados mostraram que a transferência de calor pode ocasionar efeitos positivos e negativos, mas com baixo impacto na eficiência global do compressor

Todescat *et al.* (1992) propuseram um método para a simulação de compressores alternativos associando dois modelos: (i) modelo termodinâmico para simulação do ciclo de compressão; (ii) modelo térmico para prever a distribuição de temperatura nos componentes do compressor. O modelo térmico envolve a aplicação de balanços globais de energia em regime permanente a volumes de controle definidos em várias regiões do compressor, permitindo a determinação da temperatura nas câmaras de sucção e descarga, na parede do cilindro, na carcaça e no ambiente interno do compressor. Os resultados de temperaturas previstos com o modelo térmico apresentaram boa concordância com dados experimentais e permitiram a determinação correta da potência indicada, com baixo custo computacional.

Fagotti *et al.* (1994) apresentaram um estudo da transferência de calor entre a parede e o fluido refrigerante no interior do cilindro, empregando o modelo de simulação de compressores proposto por Todescat *et al.* (1992). Devido à ausência de dados experimentais dessa troca de calor, os autores avaliaram diferentes correlações a partir de resultados para parâmetros globais de performance do compressor, tais como capacidade de refrigeração e coeficiente de performance. A modelagem da transferência de calor se mostrou importante na simulação de compressores, contrastando com as conclusões de Brok *et al.* (1980). Além disso, a correlação de Annand (1963) permitiu a previsão de resultados em melhor concordância com os dados experimentais em todas as condições de teste avaliadas. Posteriormente, Fagotti e Prata (1998) propuseram uma correlação para a transferência de calor no cilindro, argumentando que a diferença entre as temperaturas da parede e do gás estão fora de fase em relação à transferência de calor na parede do cilindro, evidenciando que a lei de resfriamento de Newton não é adequada para aplicações em máquinas alternativas. A nova correlação foi validada a partir de comparações com resultados obtidos com um modelo de simulação de volumes finitos. Concordância satisfatória foi observada, mas os autores reconheceram que a correlação é válida apenas para a geometria analisada, uma vez que coeficientes empíricos foram utilizados.

Ribas *et al.* (2008), em consonância com as observações de Fagotti *et al.* (1994), afirmaram que os efeitos da transferência de calor inerentes ao processo de compressão são fatores determinantes da eficiência de compressores. Em um levantamento de fontes de ineficiências termodinâmicas de compressor alternativo hermético de alta eficiência, identificaram que a perda devida ao superaquecimento do gás na sucção associado à troca de calor corresponde a praticamente metade das perdas de energia, conforme ilustrado na Figura 2.2. Além disso, os autores apresentaram uma revisão de diferentes modelos para a análise térmica de compressores alternativos, divididos em três classes: modelos integrais, modelos distribuídos e modelos híbridos. Modelos integrais aplicam a formulação integral para as equações de conservação de energia a volumes de controle pré-determinados, tendo o baixo custo computacional como principal vantagem. Modelos distribuídos possuem elevada acurácia, mas possuem elevado custo computacional que dificulta a sua aplicação em fases iniciais do projeto de compressores. Por sua vez, os modelos híbridos consistem na combinação do modelo integral, para determinar as temperaturas em diferentes regiões do gás, com o modelo distribuído a previsão da condução de calor em componentes sólidos. Esse modelo possui maior acurácia em comparação a modelos integrais menor custo computacional em comparação a modelos distribuídos.

Disconzi (2011) analisou a troca de calor no interior de cilindros através de simulações do escoamento e da transferência de calor usando o método de volumes finitos, a fim de desenvolver uma nova correlação de calor. Os resultados mostraram que há particularidades nas trocas de calor nas quatro fases do ciclo de compressão (sucção, descarga, expansão e compressão). Desse modo, a autora propôs diferentes expressões para os núme-

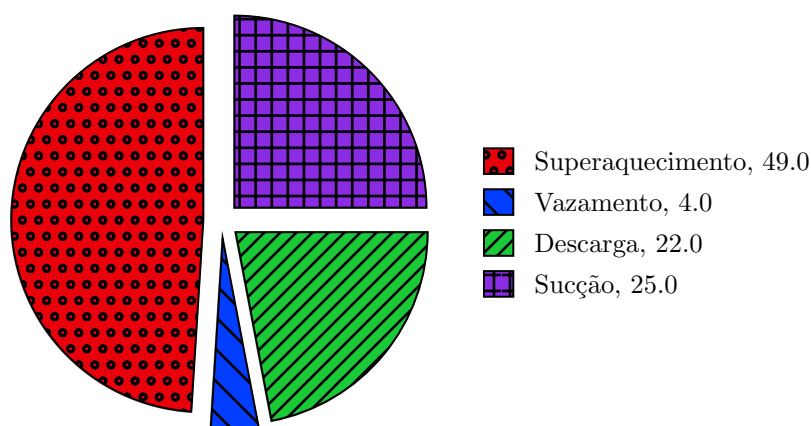


Figura 2.2 – Fontes de ineficiências termodinâmicas em um compressor alternativo operando com R134a. Adaptada de Ribas *et al.* (2008).

ros de Reynolds em cada um desses processos. A correlação representou bem os resultados do modelo de volumes finitos, mas não houve validação através da comparação com dados experimentais.

Diniz (2018) adaptou a metodologia proposta por Todescat *et al.* (1992) para avaliar o comportamento de compressores alternativos em condições transientes do sistema, aplicando a mesma formulação integral para o modelo térmico. O autor dividiu o compressor em dez volumes de controle, aplicando as equações de conservação de massa e da energia a cada um deles. Para a simulação transiente, o autor adicionou às equações um termo para acúmulo de energia no volume de controle. O modelo proposto pelo autor foi capaz de reproduzir com fidelidade o comportamento transiente dos perfis de temperatura de um compressor alternativo de refrigeração.

Rutczyk e Szczygiel (2021) apresentaram um trabalho de revisão de correlações disponíveis para a transferência de calor em máquinas alternativas do tipo pistão-cilindro. Ao todo, os autores revisaram mais de 20 correlações, descrevendo as metodologias e teste para criar cada uma delas. As correlações foram então divididas entre as máquinas e processos a que foram desenvolvidas, entre tais motores Stirling, a diesel e de combustão interna, além de compressores. Entre as de compressores destacam-se as correlações de Adair *et al.* (1972), Aigner (2007), Liu e Zhou (1984), Fagotti e Prata (1998) e Disconzi (2011).

2.1.3 Escoamento do fluido refrigerante

Entre a entrada do passador de sucção e o condensador, o caminho do escoamento do fluido refrigerante passa por diversos componentes do compressor. A correta modelagem desse caminho é essencial para a verificação com acurácia das ineficiências do compressor, uma vez que apresenta grande influência sobre a condição de saída do refrigerante. Nessa subseção, é realizada a revisão de trabalhos que se propuseram a modelar o

caminho do fluido. A subseção é então dividida em duas partes: (a) modelagem do fluido refrigerante nos filtros acústicos; (b) modelagem do escoamento do fluido através de folgas.

(a) Filtros acústicos

Em compressores alternativos, fluido refrigerante periodicamente entra e sai do cilindro através de válvulas de sucção e descarga, gerando escoamento pulsante que afeta negativamente seus desempenhos. Ademais, escoamento pulsante pode também excitar vibrações e ruído no compressor, além de se propagarem para outros componentes e degradando a performance de todo o sistema de refrigeração.

A fim de minimizar vibrações e ruído, compressores alternativos geralmente adotam filtros acústicos que devem ser cuidadosamente projetados para evitar reduções significativas nas suas eficiências energética e volumétrica. Ineficiências podem ocorrer porque filtros acústicos representam uma restrição ao escoamento, aumentando a perda de carga e a área de transferência de calor que pode aumentar o superaquecimento do fluido na sucção. Por outro lado, a presença de filtros oportuna pulsações de pressão nas câmaras que, se sintonizadas com a dinâmica das válvulas, podem aumentar a vazão do compressor. Dessa forma, a correta modelagem do escoamento de fluido refrigerante é fundamental para a análise detalhada da performance de compressores.

Existem vários métodos a previsão do escoamento pulsante em filtros acústicos. Devido ao diâmetro dos tubos nos sistemas de sucção e descarga ser pequeno quando comparado ao comprimento de onda de pressão de interesse no fluido, formulações unidimensionais são geralmente adotadas. Além disso, caso as pulsações sejam pequenas comparadas à pressão média, o campo de pressão nos filtros pode ser determinado com o emprego da teoria da acústica linear (ELSON; SOEDEL, 1974). Essa teoria considera que as ondas de pressão apresentam uma amplitude de pressão menor que 20% da pressão média e, segundo os autores, isso é observado na maioria dos compressores utilizados em refrigeração doméstica. Contudo, Liu (1993) demonstra que em velocidades de operação maiores, mesmo compressores pequenos apresentam pulsações com grandes amplitudes, impossibilitando a utilização da teoria acústica linear. Dessa forma, o autor sugere que o entendimento do escoamento pulsante deve ser resolvido pelas equações de conservação em sua formulação unidimensional para o escoamento compressível.

Perez-Segarra *et al.* (1994) propuseram um modelo unidimensional baseado em volumes finitos para a solução do escoamento transiente em filtros acústicos de sucção e descarga de um compressor alternativo, empregando correlações empíricas para avaliar o atrito viscoso e a transferência de calor nas paredes. Os autores destacaram que a formulação é flexível para ser aplicada a uma grande variedade de geometrias e condições de contorno. No entanto, a interação entre as pulsações de pressão e a dinâmica das válvulas não foi explorada e os resultados numéricos não foram validados com referência

a dados experimentais.

Deschamps *et al.* (2002) desenvolveram um modelo computacional para a solução do escoamento de fluido refrigerante no sistema de sucção de um compressor, empregando também a formulação unidimensional das equações de conservação. Os autores acoplaram esse modelo, similar ao proposto por Perez-Segarra *et al.* (1994), ao modelo desenvolvido por Ussyk (1984) para a simulação de compressores alternativos. Resultados obtidos pela teoria da acústica e com o novo modelo para a pulsação de gás foram comparados com dados experimentais. Observaram que o modelo baseado na teoria acústica é satisfatório apenas para baixas amplitudes de pulsação, mas que necessita diferentes fatores de correção de acordo com a condição de operação do compressor e para momentos que a válvula está aberta ou fechada. Por outro lado, os resultados do modelo fluidodinâmico apresentaram boa concordância com dados experimentais, permitindo o entendimento do escoamento pulsante compressível nos filtros acústicos.

(b) Escoamento em folgas (vazamentos)

Vazamentos são comuns em compressores alternativos aplicados em sistemas de refrigeração doméstica. Esses vazamentos ocorrem principalmente através da folga pistão-cilindro e na palheta-assento, representando uma importante fonte de ineficiências em compressores alternativos de baixa capacidade, reduzindo a vazão mássica e aumentando o consumo de energia.

Zuk (1973) desenvolveu um modelo analítico para estimar o vazamento de gás em pequenas folgas entre placas paralelas e com pequenas inclinações. O modelo é baseado na equação de Reynolds unidimensional para fronteiras estáticas e escoamento compressível, viscoso, isotérmico e plenamente desenvolvido.

Silva e Deschamps (2015) desenvolveram um modelo para prever o vazamento de gás através da folga palheta-assento de compressores alternativos de refrigeração doméstica. O modelo assume a formulação unidimensional para o escoamento compressível, considerando os efeitos viscosos e de compressibilidade. A deformação da palheta devido ao carregamento de pressão também foi considerando na determinação da geometria da folga. Os autores aplicaram o modelo na simulação de um compressor alternativo e observaram que o vazamento reduz significativamente as eficiências volumétrica (até 2,7% para folga de 1 μm) e isentrópica (até 4,4% para folga de 1 μm) do compressor.

Braga e Deschamps (2017) modelaram o vazamento de refrigerante através da folga pistão-cilindro de um compressor alternativo usando a formulação unidimensional da equação de Reynolds para escoamento compressível. A presença de óleo na folga foi ignorada e as hipóteses de gás ideal e escoamento isotérmico foram adotadas. Os resultados numéricos da implementação desse modelo foram então utilizados para avaliar o efeito do vazamento nas eficiências volumétrica e isentrópica de compressores de baixa capacidade

operando com R600a. Os autores observaram que a inclusão de vazamento no modelo do ciclo de compressão resultou em uma redução significativa em ambas as eficiências.

2.2 ESTRATIFICAÇÃO DE INEFICIÊNCIAS DE COMPRESSORES

Historicamente, o coeficiente de performance (COP) e o índice de eficiência de energia (EER) são amplamente utilizados na avaliação da performance de compressores de refrigeração. No entanto, segundo Pandeya e Soedel (1978), esses coeficientes falham em fornecer melhores informações sob as fontes de ineficiências. Desse modo, os autores propuseram um método para prever o comportamento de compressores a partir das eficiências volumétricas, isentrópica, mecânica e elétrica do compressor. A partir desse trabalho, Ussyk (1984) apresentou de forma esquemática a estratificação das potências envolvidas nos processos de compressão, detalhando as ineficiências que ocorrem em cada um desses processos.

McGovern e Harte (1995) apresentaram um método baseado na segunda lei da termodinâmica para avaliação da performance de compressores alternativos, objetivando quantificar as maiores fontes de ineficiências. A utilização da segunda lei da termodinâmica permite a avaliação das ineficiências do compressor baseado no conceito de destruição de exergia (irreversibilidade ou geração de entropia). A exergia ψ é uma copropriedade de ambos o sistema e sua vizinhança, a qual é concebida como infinita e em equilíbrio termodinâmico à um estado estável denominado estado morto. Os autores consideraram diferentes mecanismos de irreversibilidade (atrito viscoso, transferência de calor irreversível entre componentes, mistura irreversível de fluidos e estrangulamento ou expansão brusca de escoamento), e adotaram modelos para o cálculo da destruição de exergia por esses mecanismos, permitindo estimativas das irreversibilidades associadas. Ainda que seja informações detalhadas sejam necessárias para realizar esse tipo de análise com eficácia, a metodologia permite calcular e comparar ineficiências de origens distintas, bem como ser estendida para análise de todo o sistema de refrigeração.

Rasmussen e Jakobsen (2000) criticam a utilização do COP como parâmetro de performance de compressores por não considerar as influências dos demais componentes do sistema de refrigeração. Como alternativa, os autores sugeriram a análise de compressores com foco nos desempenhos energético, térmico e volumétrico. Além disso, os autores sugeriram que o desempenho energético considere a eficiência exérgica, já que essa caracteriza em mais detalhes o estado termodinâmico na descarga do compressor comparado às eficiências isentrópica e politrópica.

Pérez-Segarra *et al.* (2005) analisaram as eficiências isentrópica, volumétrica e eletromecânica de compressores alternativos, fracionando-as em ineficiências parciais para o entendimento dos fenômenos envolvidos. A eficiência isentrópica foi fracionada de modo a determinar as ineficiências associadas aos processos de compressão, sucção e descarga através da divisão do diagrama pressão-volume ($p - v$) em três áreas: (i) área abaixo da

pressão de sucção e limitada pela pressão na câmara de sucção; (ii) área delimitada pelas pressões de sucção e descarga; (iii) área delimitada pela pressão de descarga e pressão na câmara de descarga. A eficiência volumétrica foi avaliada na forma de três parcelas. A primeira é a perda de capacidade relacionada ao escorregamento do motor, fazendo com que a velocidade de rotação do eixo do motor de indução do compressor alternativo seja sempre menor do que sua velocidade nominal de operação. A segunda parcela, denominada eficiência volumétrica teórica, representa o efeito da reexpansão do gás do volume morto. A terceira parcela, denominada segunda eficiência volumétrica, pode ser subdividida em seis contribuições: refluxo e sobrealimentação (*supercharging*²) na válvula de sucção, refluxo e *superdischarging*³ na válvula de descarga, vazamentos e irreversibilidades relacionadas ao atrito viscoso e à transferência de calor. Por fim, a eficiência eletromecânica foi obtida e fracionada a partir de balanços de exergia no compressor, associando as irreversibilidades no motor e mancais à dissipação de calor. O procedimento apresentado pelos autores fornece uma visão detalhada do desempenho de compressores, permitindo determinar a influência de diversos parâmetros operacionais na análise de performance.

Posch (2017) avaliou perdas de energia em um compressor alternativo de refrigeração doméstica. Para isso, o autor utilizou valores característicos da análise baseada na segunda lei da termodinâmica, caracterizando as irreversibilidades em elétrica, mecânica e termodinâmica, as quais o autor denominou perdas de primeiro nível. O autor detalhou as perdas individuais em um segundo nível, conforme ilustrado na Figura 2.3. As irreversibilidades elétricas são relacionadas à dissipação de calor no motor, podendo ser divididas em perdas no cobre, no ferro e no alumínio. As irreversibilidades mecânicas são relacionadas ao atrito entre componentes sólidos, sendo divididas entre contato pistão-cilindro, mancal radial do mecanismo biela-manivela e os mancais radiais primário e secundário que suportam o eixo. As irreversibilidades termodinâmicas são inerentes ao ciclo de compressão, relacionadas ao escoamento do fluido refrigerante, condução de calor em superfícies sólidas e transferência de calor entre partes sólidas e a mistura óleo-fluido refrigerante. Por fim, as perdas relacionadas à saída do fluido do compressor se resumem a diferença de exergia entre o fluido refrigerante na saída do compressor e ao estado saturado na pressão de descarga.

Silva e Dutra (2021) propuseram um método teórico para a determinação das perdas de energia associadas à câmara de compressão a partir da primeira lei da termodinâmica. Os autores afirmam que métodos tradicionais de análise de eficiência, baseados em diagramas $p - v$, permitem uma boa estimativa das perdas referentes ao escoamento viscoso nos

² Devido às pulsações de pressão na câmara de sucção e à dinâmica da válvula de sucção, que pode permanecer aberta após a passagem do pistão pelo ponto morto inferior, mais fluido refrigerante que o esperado pelo ciclo ideal pode ser admitido ao cilindro. Esse fenômeno é comumente mencionado na literatura como *supercharging*.

³ De maneira similar à sobrealimentação, no entanto para a válvula de descarga, mais fluido refrigerante pode ser descarregado do cilindro que o esperado pelo ciclo ideal. Essa condição é denominada na literatura comumente como *superdischarging*.

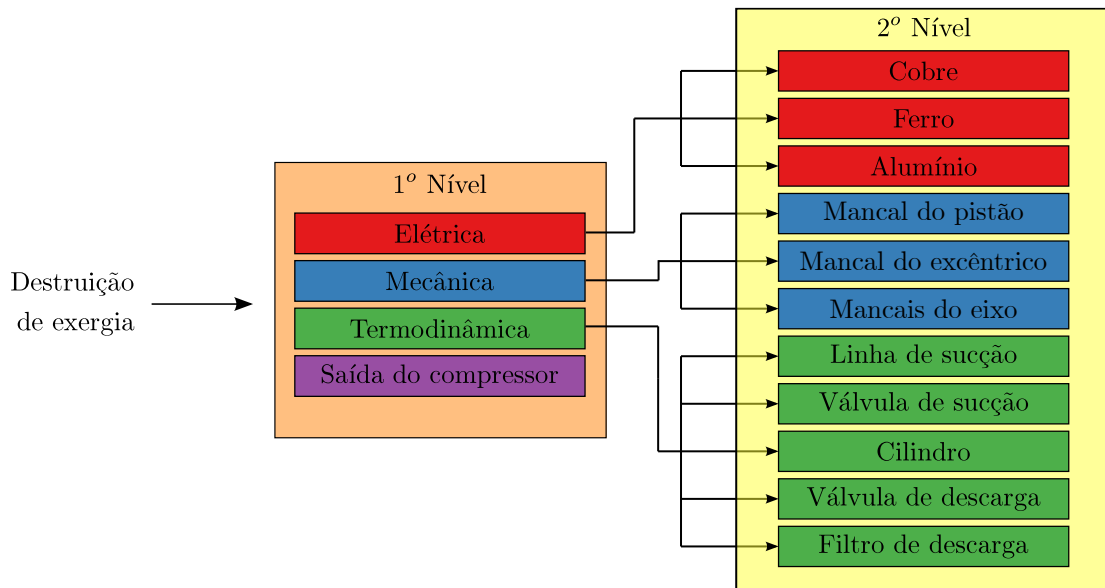


Figura 2.3 – Fracionamento de destruição de exergia em dois diferentes níveis por Posch (2017).

sistemas de sucção e descarga, contudo sem clara identificação das ineficiências associadas à transferência de calor e vazamentos. Os autores utilizaram a nova metodologia para avaliar os resultados de dois compressores com eficiências isentrópicas conhecidamente diferentes. Os resultados mostraram que a análise baseada no diagrama $p - \forall$ falhou em identificar claramente o motivo de um compressor ter uma eficiência maior, enquanto a nova metodologia indica que o ganho na eficiência é oriundo da redução da transferência de calor e vazamento na folga pistão-cilindro.

Araujo (2021) adaptou a metodologia proposta por McGovern e Harte (1995) para compressores herméticos dotados de filtros acústicos, incluindo modelagens fluidodinâmica e térmica dos sistemas completos de sucção e descarga. A metodologia proposta foi então utilizada para analisar os resultados numéricos de dois compressores alternativos de refrigeração doméstica, comparando-a com a análise tradicional baseada no diagrama $p - \forall$ (DINIZ, 2018). A nova metodologia proposta permitiu identificar e fracionar as ineficiências associadas a diferentes fenômenos.

Santos (2021) desenvolveu um método para identificar e quantificar as fontes de ineficiências volumétricas de compressores alternativos de maneira detalhada, levando em conta efeitos de superaquecimento, volume morto, refluxo e vazamentos, a partir de diversas idealizações no diagrama $p - \forall$. Além disso, o método permitiu quantificar as parcelas de perda de capacidade referentes a processos pouco considerados na literatura, tais como a não-idealidade do fluido refrigerante e a sobrepressão no ponto morto superior. A autora utilizou o método proposto para analisar as ineficiências volumétricas de dois compressores e comparou suas estimativas com aquelas de outras duas metodologias (PÉREZ-SEGARRA *et al.*, 2005; GRAMS, 2019).

2.3 ANÁLISE DE COMPRESSORES DE VELOCIDADE VARIÁVEL

Conforme mencionado no Capítulo 1, a necessidade sistemas de refrigeração mais eficientes combinada com a disponibilidade de inversores de frequências economicamente viáveis, permitiu o surgimento de compressores de capacidade variável no mercado. Esta seção apresenta uma revisão de trabalhos focados na análise de compressores de velocidade variável.

Liu (1993) propôs um modelo de simulação para a avaliação da influência da velocidade de operação sobre a performance de compressores de pistão rolante, comparando os resultados numéricos com dados experimentais. O autor observou que vazamentos são a principal causa de ineficiências em compressores operando em velocidades baixas, conforme também observado em análises realizadas por Busarov *et al.* (2019) e Kim e Lee (2000) para compressores alternativos. Considerando altas velocidades de operação, Kim e Lee (2000) apontaram que as principais fontes de ineficiências são associadas a válvulas e perdas mecânicas em mancais. Por outro lado, Liu (1993) não avaliou perdas mecânicas em suas análises. Liu (1993) ainda fez observações a respeito do escoamento pulsante de fluido refrigerante nos sistemas de sucção e descarga e sua relação com diferentes velocidades de operação. O autor confirma que pulsações de pressão podem ser utilizadas para aumentar a eficiência volumétrica do compressor através do fenômeno de *supercharging*. Para alcançar isso, a pulsação de pressão no filtro de sucção deve ser sintonizada com a dinâmica da válvula, de acordo com a velocidade de operação do compressor, de modo que o cilindro seja superalimentado quando uma onda de compressão alcança a câmara de sucção no momento em que a válvula abre. O autor afirma que o ganho de vazão devido ao *supercharging* aumenta com a velocidade e pode alcançar até 20%.

Krueger e Schwarz (1994) realizaram uma análise experimental de um compressor alternativo pequeno, com volume deslocado de 4,85 cm³, atuando com um motor *brushless* de corrente contínua, permitindo a operação com velocidade variável. Os autores analisaram a eficiência energética (Figura 2.4a) e a eficiência volumétrica. Os resultados mostraram que a eficiência energética é prejudicada em baixas velocidades devido às baixas eficiências do motor e do ciclo termodinâmico de compressão, afetado por vazamento, troca de calor e refluxos nas válvulas. Já em altas velocidades, os resultados indicaram que o desempenho do compressor é deteriorado em razão da baixa eficiência mecânica e da dinâmica das válvulas, observações essas coincidentes com o trabalho de Kim e Lee (2000). Por sua vez, a eficiência volumétrica é diminuída pelo vazamento através da folga pistão-cilindro em baixas velocidades e por refluxo nas válvulas em altas velocidades. Os autores ainda observam que a redução da vazão mássica devido ao vazamento é independente da velocidade de rotação do compressor, de modo que seu efeito em baixas velocidade é mais crítico, uma vez que a vazão de fluido refrigerante fornecida pelo compressor ao sistema é menor (Figura 2.4b).

Nagata *et al.* (2010) utilizaram extensômetros para avaliar o movimento das

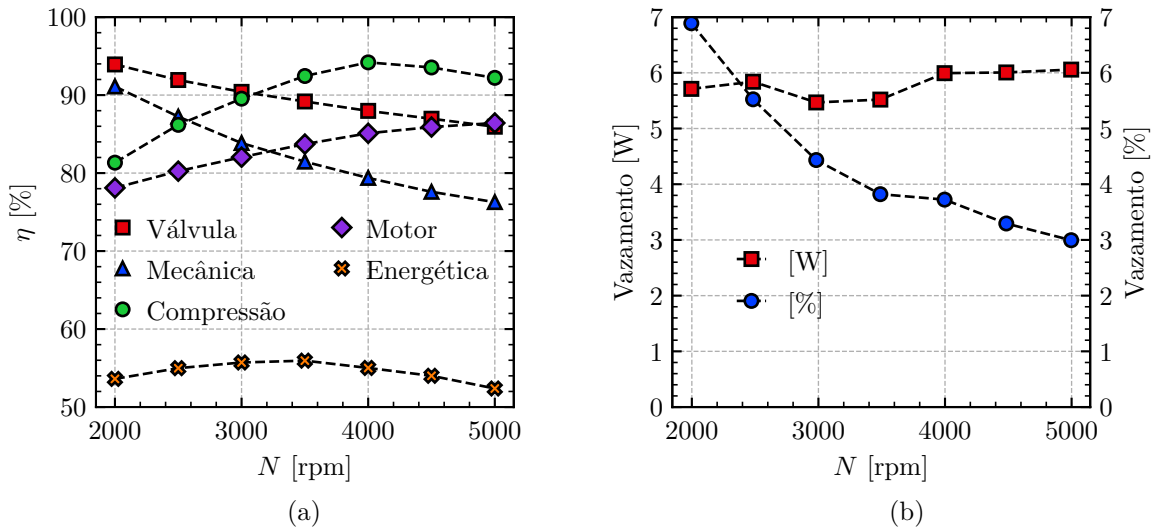


Figura 2.4 – Resultados extraídos do trabalho de Krueger e Schwarz (1994). (a) Análise das eficiências do compressor; (b) vazamento na folga pistão-cilindro.

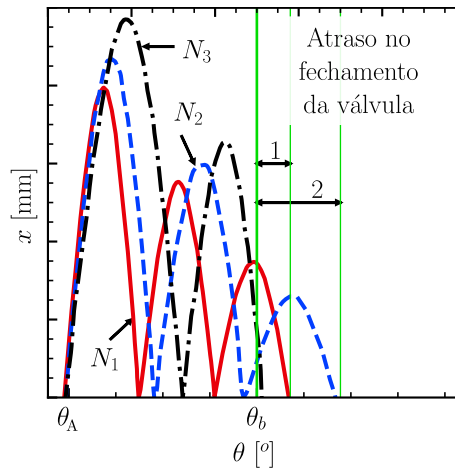


Figura 2.5 – Diferentes deslocamentos e atrasos para válvula de sucção em compressor com velocidade de rotação variável. Adaptada de Nagata *et al.* (2010)

válvulas de um compressor alternativo de refrigeração doméstica. Os autores observaram que a força de adesão da película de óleo sobre o assento afeta a dinâmica das válvulas quando o compressor opera em baixas velocidades. Além disso, os resultados indicaram o número de oscilações da válvula de sucção diminui à medida que a velocidade do compressor aumenta. Esse aspecto, causa uma oscilação na eficiência volumétrica do compressor no intervalo analisado (1500 – 4000 rpm), com a válvula de sucção podendo apresentar atrasos no fechamento distintos conforme a velocidade de rotação (N) varia (Figura 2.5). Além do mais, os autores mostraram que a máxima abertura da válvula de sucção aumenta com a velocidade do compressor, originando maiores velocidades de impacto da palheta contra o assento e, assim, podendo afetar a confiabilidade das válvulas.

Ainda com relação às válvulas, Wang *et al.* (2017) e Tao *et al.* (2018) observaram que na operação de compressores em velocidade variável, a dinâmica da válvula de sucção é pouco afetada, embora o tempo disponível para a sucção diminua com o aumento da

velocidade do compressor. Esse fenômeno faz com que a eficiência volumétrica varie com a velocidade do compressor devido ao refluxo causado pelo atraso no fechamento da válvula, assim como também observado por Nagata *et al.* (2010).

Egger *et al.* (2019) investigaram se um mecanismo de assistência da válvula de sucção poderia melhorar a performance do compressor de velocidade variável. O mecanismo consiste em fornecer uma força adicional que auxilia a abertura da válvula, impedindo a ocorrência do fenômeno de *flutter*. Essa investigação de natureza experimental foi seguida de análises numéricas (EGGER *et al.*, 2020; EGGER *et al.*, 2021) que corroboraram os resultados preliminares de melhoria da performance e redução na velocidade de impacto da válvula com o emprego do mecanismo. Os resultados mostraram que há um potencial maior de melhoria da eficiência energética do compressor nas menores velocidades. Isso ocorre pois o mecanismo permite maiores ganhos de performance ao evitar o fenômeno de oscilação da válvula, o qual é mais crítico em baixas velocidades. Em relação à eficiência volumétrica, os autores observaram aumento elevado de eficiência em todo o intervalo de velocidade analisado (1500 – 5000 rpm), alcançando 22% de aumento em 5000 rpm devido à redução no atraso do fechamento da válvula. Os resultados também indicaram grande redução na velocidade de impacto das válvulas, favorecendo a confiabilidade mesmo em altas velocidades.

Dur *et al.* (2021) investigaram numericamente um sistema de assistência de válvula similar aos apresentados em outros trabalhos Egger *et al.* (2019), mas com foco na válvula de descarga. As dinâmicas da válvula e do mecanismo de assistência foram modelados por um sistema massa-mola-amortecedor. Os resultados mostraram que o mecanismo de assistência melhora significativamente a performance do compressor em praticamente todo o envelope de operação e em diversas velocidades de rotação. O sistema possibilitou ganhos de 20% na vazão mássica e redução similar na energia despendida no processo de descarga, com o coeficiente de performance aumentando em 1,8% em alguns casos. Contudo, apesar dos resultados promissores, os autores indicaram a dificuldade na construção do sistema de assistência, haja vista a confiabilidade exigida em compressores de refrigeração doméstica.

Em referência a perdas mecânicas em mancais do mecanismo de acionamento de compressores alternativos, Posch *et al.* (2017) utilizaram simulação numérica tridimensional para prever o desempenho do conjunto em quatro velocidades de rotação, visando quantificar as perdas em cada componente do mecanismo. Segundo os autores, há um aumento linear das perdas devido ao atrito nos mancais quando a velocidade de rotação aumenta. No entanto, esse efeito pode não ser observado na prática porque a temperatura do compressor também aumenta com a velocidade, reduzindo a viscosidade do óleo e, conseqüentemente, tendendo a reduzir as perdas mecânicas.

2.4 SÍNTESE E CONTRIBUIÇÕES

A revisão da literatura demonstra a importância do entendimento dos diferentes fenômenos que afetam o desempenho de um compressor. A literatura se mostra bastante rica acerca da modelagem e simulação de compressores, analisando diversos fenômenos em abordagens tanto teóricas quanto numéricas, conforme indicado na Tabela 2.1. Por outro lado, poucos trabalhos existem sobre a identificação e a quantificação detalhada das fontes de ineficiências de compressores, com metodologias para o levantamento das ineficiências volumétricas e energéticas de compressores, conforme pode ser verificado na Tabela 2.2. De fato, a vasta maioria das análises do desempenho de compressores de refrigeração utiliza parâmetros globais de desempenho, não permitindo determinar a origem das ineficiências como auxílio para a otimização de compressores.

Existem vários estudos sobre compressores de velocidade variável (Tabela 2.3), mas apenas Liu (1993) apresenta uma análise detalhada do desempenho do compressor em diferentes velocidades, todavia focada em compressores do tipo pistão-rolante. Krueger e Schwarz (1994) analisaram um compressor de velocidade variável, mas com referência a parâmetros globais de desempenho, sem detalhar os fenômenos que influenciam as variações de eficiência.

Considerando os objetivos geral e específicos definidos no Capítulo 1 e a revisão da literatura aqui apresentada, destacam-se as seguintes contribuições deste trabalho:

- i. Implementação de um modelo de simulação de compressores de velocidade variável.
- ii. Análise de ineficiências de um compressor de velocidade variável operando em diferentes velocidades.
- iii. Análise do efeito de parâmetros de projeto sobre o desempenho de um compressor de velocidade variável.

Tabela 2.1 – Síntese dos trabalhos mais relevantes sobre modelagem de compressores

Autor	Foco do trabalho	Metodologia	Contribuição
Costagliola (1950)	Descrição da performance do compressor considerando a dinâmica das válvulas	Modelo matemático e teoria de dinâmica de válvula	Definição da base de praticamente todos os modelos de válvula utilizados atualmente
Zuk (1973)	Análise do escoamento compressível através de folgas entre placas paralelas.	Emprego da equação de Reynolds para fluido compressível	Definição do modelo de vazamento de válvulas utilizado nessa dissertação
Deschamps <i>et al.</i> (2002)	Abordagem computacional para a simulação do sistema de sucção do compressor	Modelo para a determinação do escoamento no compressor acoplado com a solução de válvulas	Metodologia para a simulação dos filtros acústicos do compressor
Pereira e Deschamps (2011)	Determinação da influência do pistão sobre as áreas efetivas da válvula de descarga	Simulações CFD do sistema de descarga com diferentes posições para o pistão	Definição do cálculo das áreas efetivas de força e escoamento para a válvula de descarga
Disconzi (2011)	Determinação da transferência de calor entre parede e gás no interior do cilindro	Simulação CFD bidimensional do escoamento na câmara de compressão.	Desenvolvimento de correlação para a troca de calor na câmara de compressão
Pizarro-Recabarren <i>et al.</i> (2013)	Desenvolvimento de modelo para previsão da força de adesão do óleo em válvulas	Dedução da equação de Reynolds, considerando volume fixo de óleo	Definição da força de adesão
Lohn (2016)	Analisar efeitos de amortecimento e transientes em válvulas	Simulação da dinâmica de válvulas por meio de elementos finitos	Definição dos coeficientes de amortecimento da válvula
Braga e Deschamps (2017)	Analisar numericamente o vazamento na folga pistão-cilindro	Emprego da equação de Reynolds para fluido compressível	Determinação do vazamento na folga pistão-cilindro sem considerar a presença de óleo
Diniz (2018)	Desenvolver modelo de simulação para compressor integrado ao sistema de refrigeração	Análise numérico-experimental do compressor e sua relação com o sistema	Acoplamento do modelo de simulação do ciclo de compressão com o modelo térmico

Tabela 2.2 – Síntese dos trabalhos mais relevantes à esta dissertação sobre metodologias para o fracionamento de ineficiências de compressores alternativos.

Autor	Ineficiência analisada	Observações
Araujo (2021)	Energética	Análise das ineficiências energéticas a partir da segunda lei da termodinâmica, permitindo o entendimento dos processos e componentes que mais contribuem para a redução da eficiência exergetica do compressor
Santos (2021)	Volumétrica	Análise das ineficiências volumétricas a partir da análise do diagrama $p - \forall$ do ciclo de compressão, permitindo fracioná-las de acordo com suas origens

Tabela 2.3 – Síntese dos trabalhos com foco na análise do desempenho de compressores em velocidade variável

Autor	Tipo de Compressor	Velocidade	Volume deslocado	Foco da análise	Método
Liu (1993)	Rotativo	1100-9000 rpm	10 cm ³	Ineficiências termodinâmicas	Análítico e numérico
Krueger e Schwarz (1994)	Alternativo biela-manivela	2000-5000 rpm	4,75 cm ³	Ineficiências	Experimental
Kim e Lee (2000)	Alternativo biela-manivela	1800-4200 rpm	8,7 cm ³	Ineficiências energéticas e confiabilidade	Numérico
Nagata <i>et al.</i> (2010)	Alternativo biela-manivela	1500-4000 rpm	Sem informação	Dinâmica da válvula de sucção	Experimental
Posch <i>et al.</i> (2017)	Alternativo biela-manivela	2000-4000 rpm	5,5 cm ³	Perdas mecânicas	Numérico
Tao <i>et al.</i> (2018)	Alternativo biela-manivela	1500-6500 rpm	15 cm ³	Refluxo em válvulas	Numérico
Egger <i>et al.</i> (2019)	Alternativo biela-manivela	1500-5000 rpm	9,6 cm ³	Dinâmica da válvula de sucção	Numérico e experimental
Dur <i>et al.</i> (2021)	Alternativo biela-manivela	1500-5000 rpm	Sem informação	Dinâmica da válvula de descarga	Numérico

3 MODELO DE SIMULAÇÃO DE COMPRESSORES

Este capítulo descreve o modelo adotado para a simulação numérica do compressor de velocidade variável objeto de análise deste trabalho. Todos os modelos descritos foram implementados no *software* comercial *GT-SUITE* que utiliza uma interface gráfica e permite a simulação de diversas máquinas térmicas, incluindo o compressor alternativo biela-manivela.

O modelo de simulação do compressor é formado pelo acoplamento de dois modelos, um deles para a simulação do ciclo de compressão, descrito na Seção 3.1, e o outro para a previsão da distribuição de temperatura do compressor, detalhado na Seção 3.2. A Seção 3.3 descreve o algoritmo de solução desses dois modelos acoplados.

3.1 MODELO DO CICLO DE COMPRESSÃO

O ciclo de compressão de um compressor alternativo biela-manivela é composto por diversos fenômenos transientes que ocorrem em um curto intervalo de tempo. A fim de prever esses fenômenos adota-se um modelo que compreende a solução de sistemas de equações para avaliar os seguintes parâmetros e fenômenos:

- i. Volume instantâneo da câmara de compressão.
- ii. Propriedades termodinâmicas do gás nos filtros e na câmara de compressão.
- iii. Dinâmica das válvulas.
- iv. Pulsação de pressão nos filtros de sucção e descarga.
- v. Massa de gás no cilindro e vazão mássica através de válvulas e da folga pistão-cilindro.

Esse modelo, ainda que simplificado, vem sendo extensivamente utilizado devido à boa acurácia dos seus resultados combinada com reduzido custo computacional. Os modelos matemáticos de cada sistema de equações são descritos a seguir.

3.1.1 Volume da câmara de compressão

A Figura 3.1 apresenta uma ilustração do mecanismo biela-manivela responsável pelo movimento recíproco do pistão no interior da câmara de compressão de compressores alternativos. O volume da câmara de compressão, comumente referenciada como cilindro, corresponde a soma do volume instantâneo na câmara, o qual varia de acordo com a posição instantânea do pistão, e o volume residual (\forall_m) do gás no cilindro quando o pistão atinge o PMS, ou seja:

$$\forall(\theta) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} \rho + \forall_m \quad (3.1)$$

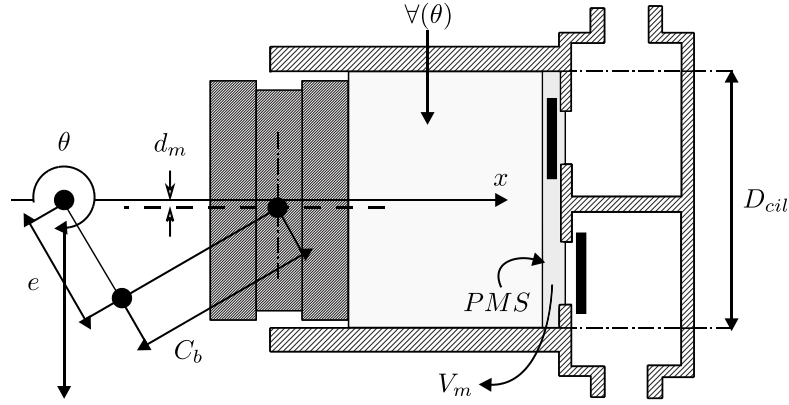


Figura 3.1 – Ilustração esquemática do mecanismo biela-manivela de compressores alternativos.

sendo θ a posição angular do eixo de acionamento e D_{cil} o diâmetro do cilindro de compressão. O volume residual, \forall_m , é formado por duas parcelas: o volume entre a face superior do pistão no PMS e a superfície inferior do cabeçote ($\forall_{m,1}$), e o volume ocupado pelo orifício de descarga ($\forall_{m,2}$).

A posição instantânea do pistão, $\varrho(\theta)$, pode ser obtida da seguinte relação:

$$\varrho(\theta) = C_{pms} - \left[-e \cos \theta + \left(C_b^2 - (e \sin \theta - d_m)^2 \right)^{1/2} \right] \quad (3.2)$$

sendo C_{pms} a distância entre o ponto morto superior e o eixo de acionamento do motor, e a excentricidade do eixo, C_b o comprimento da biela e d_m o desalinhamento entre o eixo de acionamento e a linha de simetria do pistão.

A relação entre ângulo da manivela (θ) e tempo (t) é dada por:

$$\theta = \frac{2\pi N t}{60} \quad (3.3)$$

sendo N a velocidade do compressor [rpm]. Essa expressão permite avaliar o volume da câmara de compressão em função do tempo.

$$\forall(t) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} \left\{ C_{pms} - \left[-e \cos \left(\frac{2\pi N t}{60} \right) + \left(C_b^2 - \left(e \sin \left(\frac{2\pi N t}{60} \right) - d_m \right)^2 \right)^{1/2} \right] \right\} + \forall_m \quad (3.4)$$

3.1.2 Equações de conservação na câmara de compressão

As propriedades termodinâmicas do fluido na câmara de compressão podem ser obtidas a partir de balanços de massa e energia. Aplicando o balanço de massa ao volume de controle exibido na Figura 3.2 e considerando todos os fluxos de massa que atravessam a fronteira desse volume, obtém-se:

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \dot{m}_{suc} - \dot{m}_{des} - \dot{m}_\ell - \dot{m}_{b,suc} + \dot{m}_{b,des} \quad (3.5)$$

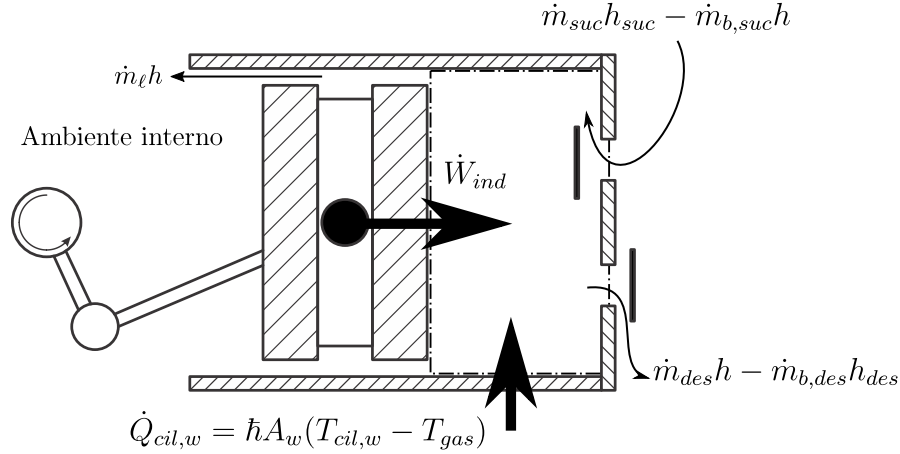


Figura 3.2 – Volume de controle representando o cilindro do compressor.

onde os subíndices *vc*, *suc* e *des* indicam volume de controle, sucção e descarga, respectivamente, ℓ representa o vazamento pela folga pistão-cilindro e, por fim, *b* indica refluxo do escoamento nas válvulas.

A forma geral do balanço de energia no volume de controle fornece:

$$\frac{d}{dt}(m_{cv}u) = \dot{W} + \dot{m}_{suc}h_{sc} + \dot{m}_{b,des}h_{dc} - [\bar{h}A_w(T_{cv} - T_w) + \dot{m}_{des}h + \dot{m}_\ell h + \dot{m}_{b,suc}h] \quad (3.6)$$

onde u é a energia interna específica, m é a massa, h é a entalpia específica e T_{gas} é a temperatura do fluido no volume de controle. Além disso, \dot{W} é a potência indicada consumida, A_w é a área superficial instantânea disponível para troca de calor e \bar{h} é o coeficiente de transferência convectiva de calor na parede do cilindro com temperatura $T_{w,cil}$, ambas a serem detalhadas na Seção 3.2. Os subíndices *sc* e *dc* denotam as câmaras de sucção e descarga, respectivamente. Substituindo então essas expressões na Equação (3.6) em conjunto com relações termodinâmicas, a seguinte equação pode ser obtida para a taxa de variação da temperatura do fluido no volume de controle:

$$\begin{aligned} \frac{dT_{gas}}{dt} = \frac{1}{m_{cv}c_v} & \left[\bar{h}A_w T_{w,cil} - h \frac{dm_{cv}}{dt} - \sum m_j h_j \right] \\ & - \frac{T_{gas}}{m_{cv}c_v} \left[\bar{h}A_{s,cv} + \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \frac{dV}{dt} - \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v v \frac{dm_{cv}}{dt} \right] \end{aligned} \quad (3.7)$$

onde c_v , v e p são, respectivamente, o calor específico a volume constante, o volume específico e a pressão do gás no cilindro de compressão. O termo $\sum m_j h_j$ representa o somatório dos fluxos advectivos de entalpia que atravessam as fronteiras da câmara de compressão durante um ciclo. A entalpia específica nesses fluxos é calculada a partir da pressão e da temperatura do fluido refrigerante nas fronteiras da câmara. As temperaturas nas câmaras de sucção e descarga, T_{sc} e T_{dc} , são estimadas a partir do modelo descrito na Seção 3.1.4. A temperatura da parede do cilindro, $T_{w,cil}$, deve ser também conhecida para o balanço de energia e é determinada com o modelo térmico apresentado na Seção 3.2.

3.1.3 Dinâmica de válvulas

A dinâmica das válvulas de sucção e descarga é modelada na forma de um sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade, considerando a palheta como um disco que se movimenta paralelamente ao orifício de passagem da válvula, conforme esquematizado na Figura 3.3 e representado matematicamente pela seguinte equação:

$$M_V \ddot{x}_V(t) + C_V \dot{x}_V(t) + K_V x_V(t) = F_{st} + F_{dp} + F_c \quad (3.8)$$

onde x_V , \dot{x}_V e \ddot{x}_V representam o deslocamento, a velocidade e aceleração, respectivamente, da válvula palheta. A massa equivalente e a rigidez da válvula, M_V e K_V respectivamente, são obtidas por meio de análise modal e elementos finitos, na devida ordem. Por sua vez, o coeficiente de amortecimento da palheta, C_V , pode englobar o amortecimento no movimento da palheta devido ao material, ao engaste e ao fluido em contato com sua superfície. Por ser de difícil determinação experimental e especialmente importante na previsão da dinâmica da válvula de descarga, o fator de amortecimento foi calibrado a partir de medições do movimento da válvula e vazão mássica, conforme apresentado no Apêndice A. Por outro lado, o coeficiente de amortecimento da válvula de sucção foi avaliado da correlação de Lohn *et al.* (2016). Finalmente, F_{dp} , F_{st} e F_c representam, respectivamente, a força devido ao carregamento de pressão sobre a palheta, a força de adesão atuando sobre a palheta devido à película de óleo entre a palheta e o assento, e por fim, a força de contato entre a palheta e o assento ou entre a palheta e o seu limitador de curso, caso haja.

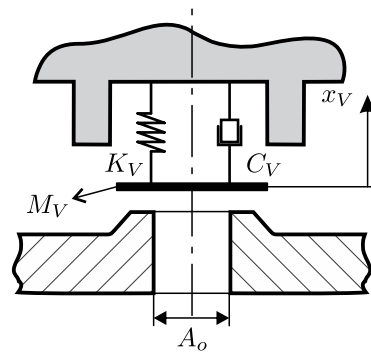


Figura 3.3 – Ilustração do modelo massa-mola-amortecedor para as válvulas de compressores alternativos.

A força devido ao carregamento de pressão na palheta pode ser calculada com o emprego do conceito de área efetiva de força A_{ef} :

$$F_{dp} = A_{ef} \Delta p \quad (3.9)$$

sendo Δp a diferença de pressão entre as duas faces da palheta. A área efetiva de força, A_{ef} , indica o quão efetivamente a diferença de pressão entre as duas câmaras separadas pela válvula origina a força sobre a palheta. Essa variável depende de características do

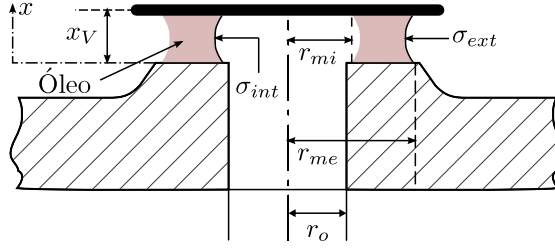


Figura 3.4 – Geometria da válvula utilizada na modelagem da força de adesão.

escoamento e do compressor e, neste trabalho, é obtida da simulação tridimensional do escoamento através da válvula, seguindo procedimento apresentado por Lohn (2016).

Por sua vez, a força de adesão é originada pela presença de óleo entre o assento e a palheta que dificulta e atrasa a abertura da válvula. Resultante da combinação da força devido à tensão interfacial ($F_{\gamma LG}$), força de capilaridade (F_{cap}) e força viscosa (F_{visc}), o fenômeno de adesão representa uma fonte de perdas termodinâmicas e volumétricas do compressor, requerendo um aumento na diferença de pressão necessária para a abertura da válvula. Neste trabalho, esta força é obtida através do modelo desenvolvido por Pizarro-Recabarren *et al.* (2013), o qual pode ser escrito conforme:

$$F_{st} = F_{visc} + F_{cap} + F_{\gamma LG} \quad (3.10)$$

Essas três parcelas de força podem ser escritas como:

$$F_{visc} = \frac{3\pi\mu r_{mi}^4}{2x_v^3} \frac{d x_v}{dt} \left(\lambda^4 - 1 + \frac{2\lambda^2 - \lambda^4 - 1}{\ln\lambda} \right) \quad (3.11)$$

$$F_{cap} = \frac{2\pi\gamma_{LG} R_{mi}^2 \cos\Theta}{x_v} (\lambda^2 - 1) \quad (3.12)$$

$$F_{\gamma LG} = 2\pi r_{mi} \gamma_{LG} \sin\Theta (\lambda - 1) \quad (3.13)$$

sendo γ a tensão interfacial da mistura óleo-refrigerante e Θ o ângulo de contato aparente. O raio do menisco interno, r_{mi} , e a razão entre os raios externo e interno do menisco, λ , podem ser obtidos a partir da conservação do volume de óleo presente entre a válvula e o assento (Figura 3.4):

$$V_{oleo} = \int_0^{x_v} \pi [\sigma_{ext}(x)^2 - \sigma_{int}(x)^2] dx \quad (3.14)$$

em que as funções que caracterizam a variação das curvas externa, σ_{ext} , e interna, σ_{int} , do menisco são definidas por:

$$\sigma_{ext}(x) = 2R_{eixo} - R_{mi} + \frac{x_v}{2\cos\theta_c} - \sqrt{\left(\frac{x_v}{2\cos\theta_c}\right)^2 - \left(x - \frac{x_v}{2}\right)^2} \quad (3.15)$$

$$\sigma_{int}(x) = R_{mi} - \frac{x_v}{2\cos\theta_c} - \sqrt{\left(\frac{x_v}{2\cos\theta_c}\right)^2 - \left(x - \frac{x_v}{2}\right)^2} \quad (3.16)$$

Em adição à dinâmica da válvula, o assento e o limitador de curso devem ser também modelados. Nesse sentido, a Equação (3.17) descreve matematicamente a força de contato:

$$F_c = s_c \cdot [K_c \cdot (x_V - z) + C_c \cdot (\dot{x}_V - \dot{z})] \quad (3.17)$$

em que z e \dot{z} representam a posição e a velocidade do assento ou do limitador, enquanto K_c e C_c denotam, respectivamente, a rigidez e o amortecimento do contato. Além disso, s_c representa o parâmetro que define se há ou não contato, ou seja:

$$s_c = \begin{cases} 1 & \text{se } (x_V - z) \leq 0 \\ 0 & \text{se } (x_V - z) > 0 \end{cases} \quad (3.18)$$

3.1.4 Escoamento nos sistemas de sucção e descarga

Filtros acústicos são adotados nos sistemas de sucção e descarga de compressores (Figura 3.5) a fim de atenuar pulsações de pressão do escoamento que originam vibrações e ruído, e também reduzir a troca de calor com o ambiente interno que promove irreversibilidades e reduz a eficiência volumétrica. Dessa forma, a modelagem desses filtros é fundamental para a determinação correta das eficiências de compressores.

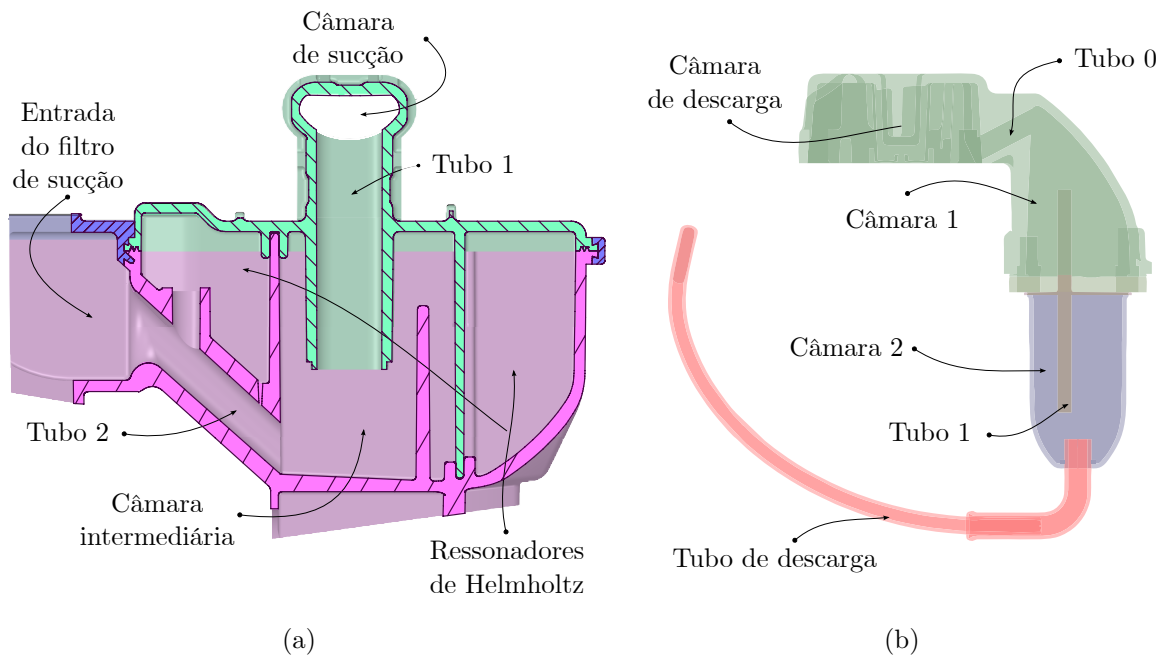


Figura 3.5 – Filtros acústicos no compressor hermético. (a) Filtro de sucção. (b) Filtro de descarga

O escoamento compressível pulsante nesses sistemas pode ser resolvido com o modelo desenvolvido por Deschamps *et al.* (2002) com o método dos volumes finitos a partir da formulação unidimensional. As equações de conservação da massa, quantidade de

movimento e energia para cada volume de controle ilustrado na Figura 3.6 são escritas da seguinte forma:

$$\frac{d}{dt}(m_{cv}) = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (3.19)$$

$$\frac{d}{dt}(m_{cv}\bar{V}_{cv}) = m_{in}\bar{V}_{in} - m_{out}\bar{V}_{out} + (p_{in} - p_{out})A_s - \tau_w A_w \quad (3.20)$$

$$\frac{d}{dt}(m_{cv}E_{cv}) - \nabla \frac{d}{dt}p_{cv} = m_{in}E_{in} - m_{out}E_{out} + \dot{Q}_w \quad (3.21)$$

onde os subíndices *in* e *out* indicam, respectivamente, a entrada e a saída de cada um dos volumes de controle usados na discretização do domínio de solução. Já o subscrito *cv* corresponde ao volume de controle em questão. Além disso, m_{cv} representa a massa, \bar{V} é a velocidade média, h é a entalpia específica, p é a pressão no volume de controle, enquanto A_s e A_w representam, respectivamente, a área da seção transversal e a área perimetral do volume de controle. Finalmente, E representa a soma da entalpia e da energia cinética específicas para uma posição genérica i :

$$E_i = h_i + \frac{\bar{V}_i^2}{2} \quad (3.22)$$

A tensão de cisalhamento na parede τ_w é relacionada ao fator de atrito de Darcy (ς):

$$\tau_w = -\frac{\varsigma}{4} |\bar{V}_{cv}| \rho \frac{\bar{V}_{cv}}{2} \quad (3.23)$$

O fator de atrito é obtido analiticamente para escoamentos laminares e para escoamentos turbulentos através da correlação de Serghides (1984) sugerida por Lazzaris (2021) em função de sua acurácia e do seu baixo custo computacional.

A taxa de transferência de calor na parede do volume, \dot{Q}_w , é avaliada através do coeficiente de transferência convectiva de calor fornecida pela correlação de Colburn:

$$\bar{h} = \frac{1}{8} \varsigma \rho \bar{V}_{cv} c_p Pr^{-2/3} \quad (3.24)$$

3.1.5 Vazão mássica

Além do escoamento nos filtros acústicos, modelado na Seção 3.1.4, deve-se também estabelecer modelos para o escoamento nas válvulas de sucção e descarga, bem como através de folgas na forma de vazamentos, conforme apresentados nesta seção.

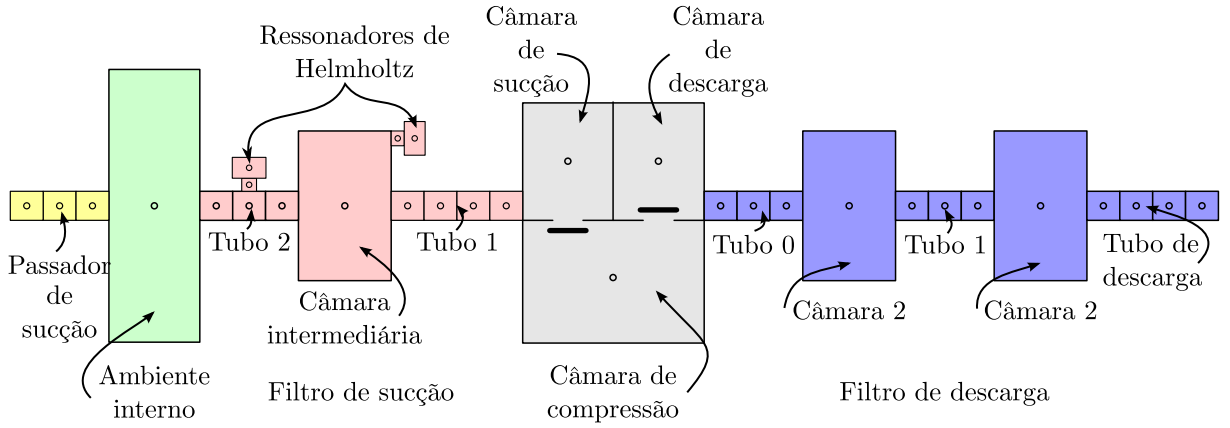


Figura 3.6 – Ilustração esquemática dos volumes de controle utilizado na simulação do modelo de filtros.

a) Escoamento através das válvulas de sucção e descarga

A vazão mássica através dos orifícios de passagem das válvulas de sucção e descarga é obtida da seguinte expressão derivada para escoamento compressível isentrópico em bocal convergente:

$$\dot{m}_{th} = A_o \rho_{up} \sqrt{RT_{up}} \left[\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left(1 - \Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.25)$$

onde A_o é a área geométrica de passagem do orifício, o subscrito up indica propriedades a montante do escoamento, γ é a razão entre calores específicos e Π é a razão entre as pressões absolutas a jusante e a montante da válvula. Devido a efeitos viscosos no escoamento, a vazão real (\dot{m}) é sempre menor que a vazão teórica (\dot{m}_{th}). Por esse motivo, a vazão teórica, Equação (3.25), é ajustada com a introdução do conceito de área efetiva de escoamento (A_{ee}), ou seja:

$$\dot{m} = \frac{A_{ee}}{A_o} \dot{m}_{th} \quad (3.26)$$

b) Escoamento através de frestas (vazamentos)

Vazamentos em compressores alternativos ocorrem através da folga pistão-cilindro e da folga entre a palheta e o assento.

O vazamento de gás através da folga pistão-cilindro (Figura 3.7) é avaliado por meio do modelo desenvolvido por Braga e Deschamps (2017), assumindo as hipóteses de escoamento unidimensional e isotérmico de gás ideal em folgas muito menores que o diâmetro do cilindro. De acordo com esse modelo, a vazão mássica através da folga é dada por:

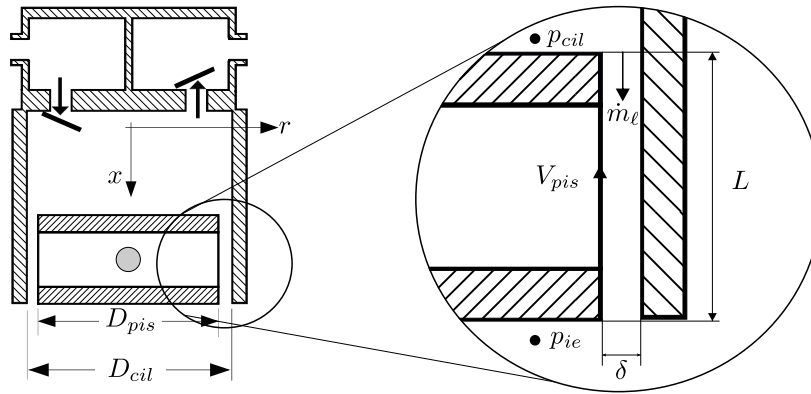


Figura 3.7 – Ilustração do modelo de vazamento na folga pistão-cilindro

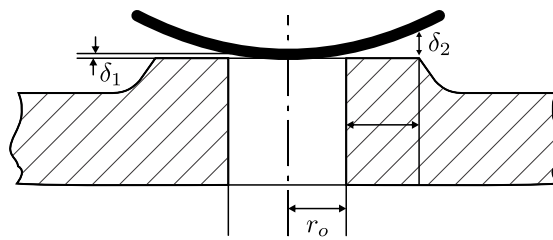


Figura 3.8 – Ilustração esquemática da geometria da válvula utilizada no modelo de vazamento na folga palheta-assento.

$$\dot{m}_\ell = \pi D_{cil} \left(\frac{-\rho \delta^3 \Delta p}{12\mu L} + \rho \frac{V_p \delta}{2} \right) \quad (3.27)$$

onde δ é a dimensão da folga, L representa o comprimento do pistão e V_p a velocidade instantânea do pistão, obtida a partir do modelo de mecanismo biela-manivela.

Já a vazão mássica na folga palheta-assento (Figura 3.8) é avaliada com o modelo elaborado por Zuk (1973), para fluido compressível, sendo representado pela seguinte equação:

$$\dot{m}_{V,\ell} = \frac{\pi D_V \delta_{ct}^3 \rho_{up} p_{up}}{24\mu_{up} L} [1 - \Pi^2] \quad (3.28)$$

onde, L representa o comprimento do assento da válvula. A folga característica, δ_{ct} , representa uma média harmônica entre a folga mínima, δ_1 , e a folga máxima, δ_2 , na região do assento:

$$\delta_{ct} = \left(2 \frac{\delta_1^2 \delta_2^2}{\delta_1 + \delta_2} \right)^{1/3} \quad (3.29)$$

A folga máxima δ_2 pode ser obtida da folga mínima δ_1 através da equação para a flexão de um disco sobre um orifício originada pela diferença de pressão à montante e à jusante ($p_{up} - p_{down}$):

$$\delta_2 = \delta_1 + \frac{(p_{up} - p_{down}) (D_V/2)^3}{8 \left[\frac{E b^3}{12(1-\nu^2)} \right]} L \quad (3.30)$$

em que E representa o coeficiente de elasticidade do material, b a espessura da palheta da válvula e ν o coeficiente de Poisson.

3.2 MODELO TÉRMICO

Diversos modelos estão disponíveis na literatura para o cálculo da distribuição de temperatura em compressores. O modelo adotado neste trabalho é baseado no modelo originalmente proposto por Todescat *et al.* (1992) e aprimorado por Diniz (2018). Contudo, algumas modificações foram realizadas a fim de melhor avaliar a transferência de calor no escoamento através dos filtros de sucção e descarga, cuja vazão varia com a velocidade do compressor.

A modelagem consiste em uma formulação integral do balanço de energia, escolhida devido ao seu baixo custo computacional, na qual o compressor é dividido em volumes de controle que trocam calor entre si através de uma condutância global. A escolha desses volumes é parte fundamental da modelagem, afetando o custo e a complexidade do modelo.

Com referência à Figura 3.9, balanços de energia são aplicados em oito volumes de controle: cilindro de compressão (1), filtro de sucção (2), filtro de descarga (3), tubo de descarga (4), óleo lubrificante no cárter (5), motor (6), ambiente interno (7) e carcaça (8):

$$\Xi + \sum_i^N UA_{ij} (T_j - T_i) = 0 \quad (3.31)$$

onde os subíndices i e j indicam dois volumes de controle distintos. As condutâncias globais, UA_{ij} , são calibradas a partir de medições de temperatura em diferentes posições do compressor sob análise.

A fim de compreender o efeito do bombeamento de óleo no comportamento térmico do compressor, essas condutâncias são calibradas para duas diferentes velocidades de rotação, de modo que para uma rotação diferente da calibrada, é realizado um ajuste linear entre as condutâncias calibradas.

O termo fonte Ξ engloba o somatório de eventuais taxas de geração interna de calor como, por exemplo, a dissipação de calor no motor e trocas de calor que acoplam o modelo térmico ao modelo do escoamento através da transferência de calor em paredes sólidas.

Ao longo desta seção, os volumes de controle que formam o modelo térmico são detalhados e as expressões de Ξ para cada um deles apresentadas. A Tabela 3.1 sumariza a forma da Equação (3.31) para os diferentes volumes de controle do compressor. Essas equações formam um sistema que, com sua solução, fornecem as temperaturas em diferentes regiões do compressor (placa de válvula, carcaça, ambiente interno, óleo, motor e paredes do cilindro, tubo de descarga e filtros de sucção e descarga).

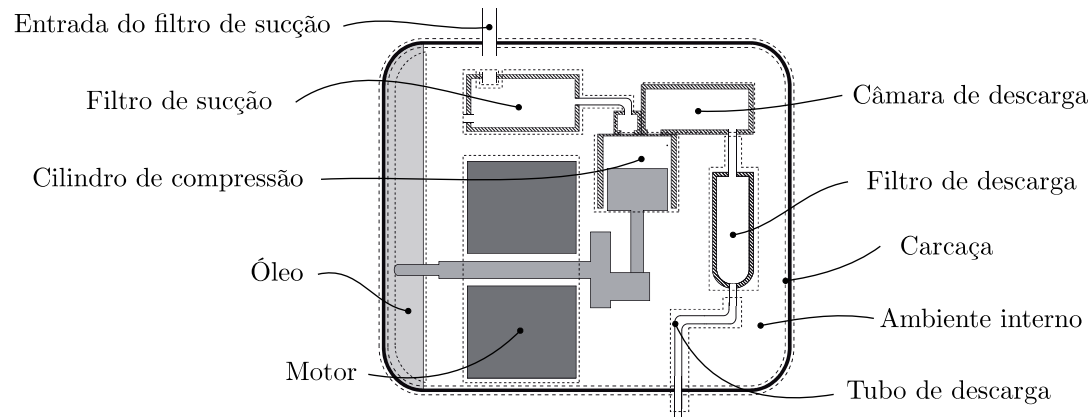


Figura 3.9 – Volumes de controle utilizados para a obtenção do perfil térmico. Adaptada de Diniz (2018).

Tabela 3.1 – Balanços de energia que compõe o modelo térmico do compressor.

Volume de controle	Ξ	$\sum_i^N UA_{ij} (T_j - T_i)$
Filtro de sucção	$\overline{\dot{Q}}_{sm,w}$	$UA_{ie-sm} (T_{ie} - T_{sm,w})$
Câmara de compressão	$\overline{\dot{Q}}_{cil,w} + \overline{\dot{Q}}_{pc}$	$UA_{ie-wall} (T_{ie} - T_{w,cil})$
	$\overline{\dot{Q}}_{cil,placa}$	$UA_{dc-placa} (T_{dc} - T_{w,placa})$
Câmara de descarga	$\overline{\dot{Q}}_{dc}$	$UA_{dc-wall} (T_{dc} - T_{cil,w})$
Filtro de descarga	$\overline{\dot{Q}}_{dm,w}$	$UA_{ie-dm} (T_{ie} - T_{dm,w})$
Tubo de descarga	$\overline{\dot{Q}}_{dt,w}$	$UA_{dt-ie} (T_{ie} - T_{dt,w})$
Óleo	\dot{Q}_b	$UA_{sh-oil} (T_{sh} - T_{oil})$
Motor	\dot{Q}_{mot}	$UA_{ie-mot} (T_{ie} - T_{mot})$
Ambiente interno	$(1 - \varphi) \dot{m}_{sl} (h_{sl} - h_{ie}) + \dot{m}_l (h_{cil} - h_{ie})$	$UA_{ie-sm} (T_{sm,w} - T_{ie}) + UA_{ie-wall} (T_{cil,w} - T_{ie}) + UA_{ie-dm} (T_{dm,w} - T_{ie}) + UA_{dt-ie} (T_{dt,w} - T_{ie}) + UA_{ie-mot} (T_{mot} - T_{ie}) + UA_{ie-sh} (T_{sh} - T_{ie})$
Carcaça	-	$UA_{sh-oil} (T_{oil} - T_{sh}) + UA_{ie-sh} (T_{ie} - T_{sh}) + UA_{sh-amb} (T_{amb} - T_{sh})$

3.2.1 Câmara de compressão

Em relação ao volume de controle formado pela câmara de compressão, o modelo térmico é usado para obter as temperaturas da parede do cilindro e da placa de válvula. Assim, a troca de calor que não é modelada por meio das condutâncias globais, é inserida na câmara de compressão a partir do termo fonte, ou seja:

$$\Xi_w = \overline{\dot{Q}_{pc}} + \overline{\dot{Q}_{cil,w}} = \overline{\dot{Q}_{pc}} + \overline{\hbar(t) A_w(t) [T_{w,cil} - T_{gas}]} \quad (3.32)$$

$$\Xi_{placa} = \overline{\dot{Q}_{placa,w}} = \overline{\hbar(t) A_{placa}(t) [T_{w,placa} - T_{gas}]} \quad (3.33)$$

sendo $T_{w,cil}$ e $T_{w,placa}$ as temperaturas na parede do cilindro e da placa de válvula, respectivamente e T_{gas} a temperatura instantânea do gás na câmara de compressão, enquanto A_w e A_{placa} são as áreas de troca de calor do cilindro e da placa de válvula (Figura 3.10). O calor dissipado na folga pistão-cilindro, \dot{Q}_{pc} , é modelado de acordo com o modelo apresentado no Apêndice B. Já o coeficiente de transferência convectiva de calor, \hbar , é calculado com o emprego da correlação de Disconzi (2011):

$$Nu(t) = \frac{\hbar(t) D_{cil}}{k(t)} = a \cdot Re(t)^b Pr(t)^c \quad (3.34)$$

sendo Nu , Re e Pr , os coeficientes adimensionais de Nusselt, Reynolds e Prandtl, respectivamente, e k é a condutividade térmica do gás no cilindro de compressão. Disconzi (2011) dividiu o ciclo de compressão em quatro diferentes processos: sucção, compressão, descarga e expansão, e definiu diferentes expressões para o número de Reynolds em cada um deles, ajustando as constantes empíricas a , b e c para os valores apresentados na Tabela 3.2.

A velocidade média do pistão, \bar{V}_p , e a velocidade característica na sucção e descarga, \bar{V}_c , são necessárias para o cálculo do número de Reynolds, como mostra a Tabela 3.2. A primeira é estimada através do modelo de mecanismo utilizado, discutido no início do capítulo. Já \bar{V}_c é calculada de acordo com a seguinte equação:

$$\bar{V}_c = \frac{4\dot{m}}{\rho\pi D_{cil}^2} \quad (3.35)$$

sendo \dot{m} a vazão mássica que passa pela respectiva válvula do processo.

Tabela 3.2 – Expressões para o número de Reynolds e valores das constantes empíricas utilizadas na correlação de Disconzi (2011).

Processo	Número de Reynolds	Constantes empíricas
Sucção	$Re = \rho D_{cil} (\bar{V}_p + \bar{V}_p^{-0.4} \bar{V}_c^{1.4}) / \mu$	$a = 0,08; b = 0,9; c = 0,6$
Compressão	$Re = \rho D_{cil} \bar{V}_p / \mu$	$a = 0,08; b = 0,8; c = 0,6$
Descarga	$Re = \rho D_{cil} (\bar{V}_p + \bar{V}_p^{0.8} \bar{V}_c^{0.2}) / \mu$	$a = 0,08; b = 0,8; c = 0,6$
Expansão	$Re = \rho D_{cil} \bar{V}_p / \mu$	$a = 0,12; b = 0,9; c = 0,6$

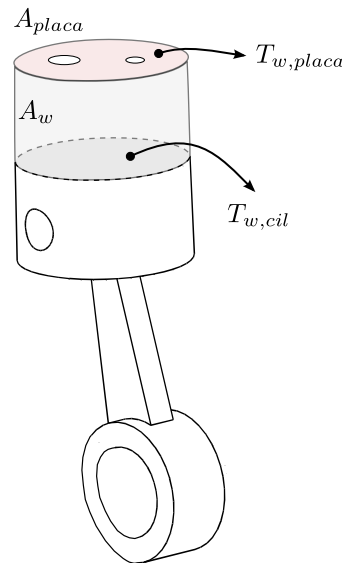


Figura 3.10 – Área de troca de calor no cilindro e na placa de válvulas.

3.2.2 Câmara de descarga

O volume de controle formado pela câmara de descarga é também utilizado no modelo de simulação do escoamento, sendo que a temperatura média do gás no seu interior é obtida a partir das equações de conservação discutidas na Seção 3.1.4. Contudo, a obtenção dessa temperatura requer avaliar a transferência de calor entre o gás na câmara e a placa de válvula a partir de uma condutância global. Dessa forma, surge uma não linearidade no modelo, uma vez a temperatura média da câmara (que não será uma incógnita do sistema de equações do modelo térmico) é dependente dessa transferência de calor, que, por sua vez, necessita da temperatura tanto da câmara de descarga, quanto da placa de válvula resolvida pelo modelo térmico. Portanto, ao final da simulação de cada ciclo de compressão, a temperatura da câmara de descarga no modelo térmico é atualizada com o valor obtido do modelo de escoamento no ciclo anterior, até a convergência ser alcançada.

3.2.3 Tubo de descarga e filtros

No tubo de descarga e nos filtros acústicos, também se atribui uma troca de calor convectiva ao Ξ , com o coeficiente de convecção sendo estimado pela correlação de Colburn, vide Equação (3.24). Uma vez que o modelo dos filtros é discretizado, a transferência de calor é calculada para cada volume da malha apresentada na Seção 3.1.4. Como o passo de tempo do modelo térmico é diferente do passo de tempo usado na solução do ciclo de compressão, o modelo térmico adota valores médios de troca de calor obtidos a cada ciclo de compressão.

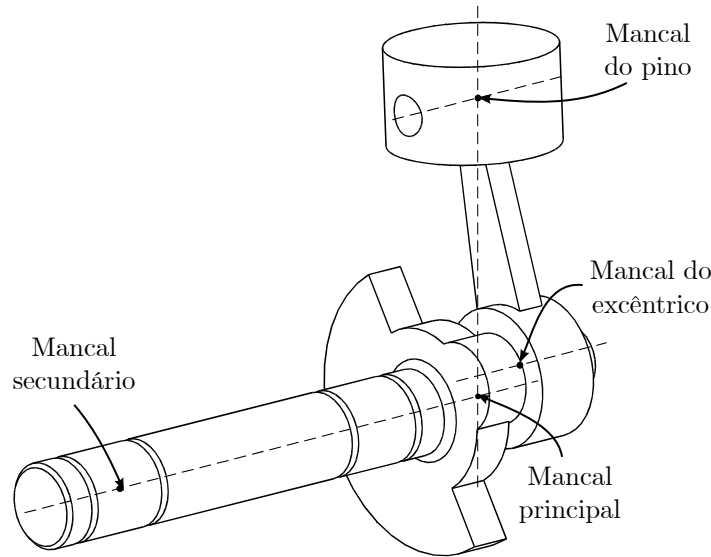


Figura 3.11 – Mancais de um compressor alternativo biela-manivela.

3.2.4 Óleo

Além da dissipação de calor na folga pistão-cilindro, compressores alternativos do tipo biela-manivela apresentam ainda pelo menos outros quatro mancais: mancal principal e secundário do eixo, mancal do excêntrico e mancal do pino do pistão. Óleo é introduzido entre as superfícies desses mancais de modo a impedir o contato sólido, reduzindo o atrito e, conseqüentemente, perdas mecânicas. Dessa forma, o óleo absorve calor originado pelo atrito viscoso nos mancais e, assim, o termo Ξ para o volume de controle que representa o óleo representa a soma da energia dissipada em cada um dos mancais apresentados na Figura 3.11. A avaliação do calor em cada mancal é realizada através de um modelo numérico apresentado no Apêndice B.

$$\Xi_{oil} = \dot{Q}_{oil,principal} + \dot{Q}_{oil,secundário} + \dot{Q}_{oil,excêntrico} + \dot{Q}_{oil,pino} \quad (3.36)$$

3.2.5 Motor

Como a investigação do motor elétrico não é parte desta dissertação, as perdas elétricas são calculadas a partir de curvas de eficiência fornecidas pelo fabricante, permitindo avaliar a dissipação de potência elétrica na forma de calor através da seguinte equação:

$$\Xi_{mot} = \dot{Q}_{mot} = \dot{W}_{ele} - \dot{W}_{mec} = \frac{\dot{W}_{mec}}{\eta_{ele}} - \dot{W}_{mec} \quad (3.37)$$

onde η_{ele} é a eficiência do motor elétrico, \dot{W}_{ele} a potência elétrica fornecida pelo motor e \dot{W}_{mec} a potência mecânica consumida pelo compressor, a qual é a soma da potência indicada, \dot{W}_{ind} , obtida do diagrama $p - \forall$, e as potências dissipadas nos mancais radiais, \dot{Q}_{oil} , e na folga pistão-cilindro, \dot{Q}_{pc} .

3.2.6 Ambiente interno e carcaça

A fim de reduzir a propagação de ruído, separar o óleo lubrificante do fluido refrigerante, evitar golpe de líquido na partida do compressor e refrigerar o motor, o fluido refrigerante é fornecido ao compressor através de um sistema de sucção indireta, no qual há um espaçamento entre o passador de sucção através da carcaça e a entrada do filtro de sucção, conforme ilustra a (Figura 3.12). Desse modo, a pulsação de pressão do escoamento pulsante originado pelo movimento da válvula de sucção é também atenuada pelo volume de gás contido no interior da carcaça, não se propagando ao passador de sucção.

Para modelar essa condição de escoamento no espaçamento entre passador de sucção e entrada do filtro de sucção, define-se um fator de mistura, φ , que indica a parcela de fluido refrigerante que, ao entrar no compressor, escoar diretamente para o filtro de sucção. Esse fator pode ser obtido através de um balanço de energia na entrada do filtro de sucção (Figura 3.12), resultando a seguinte relação:

$$\varphi = \frac{h_{se} - h_{ie}}{h_{sl} - h_{ie}} \quad (3.38)$$

onde h_{sl} , h_{ie} e h_{se} indicam as entalpias específicas do gás no passador de sucção, ambiente interno e na entrada do filtro de sucção, respectivamente, e que são obtidas a partir de medições de temperaturas em cada um desses componentes e da pressão no passador de sucção.

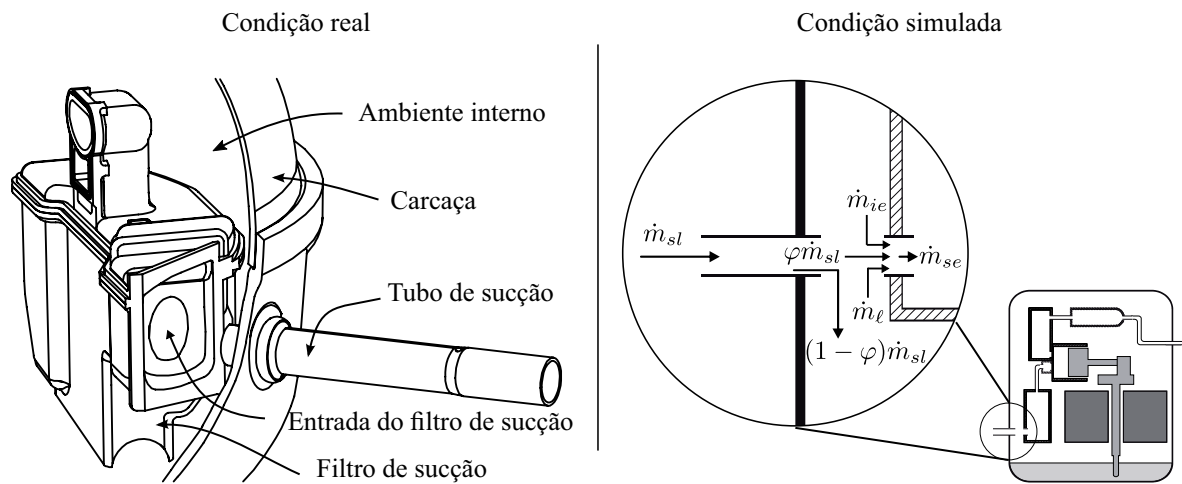


Figura 3.12 – Ilustração do esquema real e simulado de sucção indireta do compressor alternativo..

Desse modo, durante um ciclo de compressão, o volume de controle que representa o ambiente interno fornece energia ao gás que escoar em direção ao filtro de sucção, sendo modelado Ξ pela seguinte equação:

$$\Xi_{ie} = (1 - \varphi) \dot{m}_{sl} (h_{sl} - h_{ie}) + \dot{m}_l (h_{cil} - h_{ie}) \quad (3.39)$$

Por fim, nenhuma troca de calor extra é considerada no volume de controle que representa a carcaça metálica. Assim, a temperatura da carcaça é determinada considerando apenas as transferências de calor entre os ambientes interno e externo, definidas pelas condutâncias globais.

3.3 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO

As seções anteriores descreveram a formulação matemática integral utilizada para modelar o ciclo de compressão, bem como o perfil térmico do compressor alternativo. De maneira geral, o modelo de simulação formado por esses dois modelos acoplados foi resolvido utilizando um procedimento explícito, representado pelo método de Runge-Kutta de 5ª ordem. Assim, a massa, a temperatura e a pressão de cada volume de controle são obtidos para cada passo de tempo, Δt , com as seguintes expressões:

$$m = m^{old} + \left(\frac{dm}{dt} \right)^{old} \Delta t \quad (3.40)$$

$$T = T^{old} + \left(\frac{dT}{dt} \right)^{old} \Delta t \quad (3.41)$$

$$p = p^{old} + \left(\frac{dp}{dt} \right)^{old} \Delta t \quad (3.42)$$

em que o subscrito *old* indica o valor da propriedade no passo de tempo anterior. Neste trabalho a determinação do passo de tempo foi realizada a partir do número de Courant, a fim de mantê-lo sempre abaixo de 0,7.

Previamente ao início das simulações, realiza-se a leitura dos dados de entrada do compressor e do ciclo de operação, conforme indica a Tabela 3.3, necessários para a solução numérica das equações discutidas neste capítulo.

Tabela 3.3 – Variáveis de entrada dos modelo de simulação.

Componentes	Variáveis
Condição de operação	Temperatura de evaporação, condensação, ambiente externo e rotação do compressor
Filtros	Diâmetro e comprimento dos tubos, volume das câmaras que compõe os filtros e fator de mistura da sucção indireta
Mecanismo de compressão	Comprimentos da biela e manivela, excentricidade do eixo e diâmetro do pistão
Cilindro de compressão	Diâmetro do cilindro e volume morto
Motor	Curva de eficiência
Óleo	Viscosidade em função da temperatura
Válvulas	Rigidez, massa, coeficiente de amortecimento, áreas efetivas, módulo de elasticidade, diâmetro e número de orifícios, folga mínima e espessura da palheta
Perfil térmico	Condutâncias globais

Após a leitura dos dados de entrada, a simulação é então iniciada com $t = 0$ e $\theta = 0^\circ$. Para o primeiro ciclo de compressão, os valores de p , T e m são iniciados

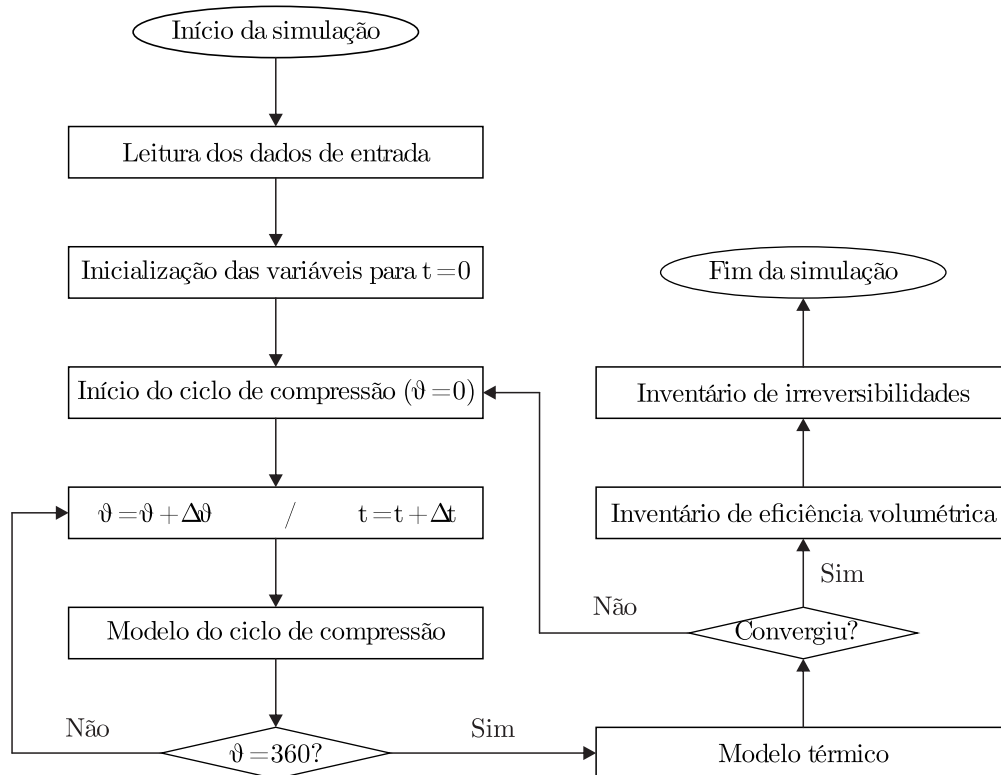


Figura 3.13 – Fluxograma do algoritmo de solução do modelo.

arbitrariamente. Ao final da simulação do primeiro ciclo iterativo ($\theta = 360^\circ$), o modelo térmico é então resolvido. Deve-se salientar que a escala de tempo do modelo térmico é maior que a escala de tempo do ciclo de compressão, de modo que as equações de cada ciclo de compressão são resolvidas assumindo temperaturas constantes. Dessa forma, os ciclos seguintes são simulados considerando o último estado termodinâmico do ciclo anterior como condição inicial. As simulações se repetem desse modo até que não haja mais diferenças significativas entre os valores das propriedades previstas para dois ciclos subsequentes, atingindo a condição de regime cíclico permanente. Neste trabalho, adotou-se o critério de convergência de 0,2% para a diferença entre pressão e massa de um ciclo para o outro e uma variação de $0,01^\circ\text{C}$ para a temperatura.

Por fim, em uma etapa de pós-processamento, os resultados numéricos permitem calcular variáveis médias de interesse, tais como os inventários de irreversibilidades e ineficiências volumétricas do compressor. O fluxograma do procedimento de solução do modelo de simulação utilizado neste trabalho é fornecido na Figura 3.13. O trajeto do escoamento de fluido refrigerante nos diversos volumes de controle do compressor, bem como a rede térmica associada ao modelo de simulação do perfil térmico é apresentado na Figura 3.14.

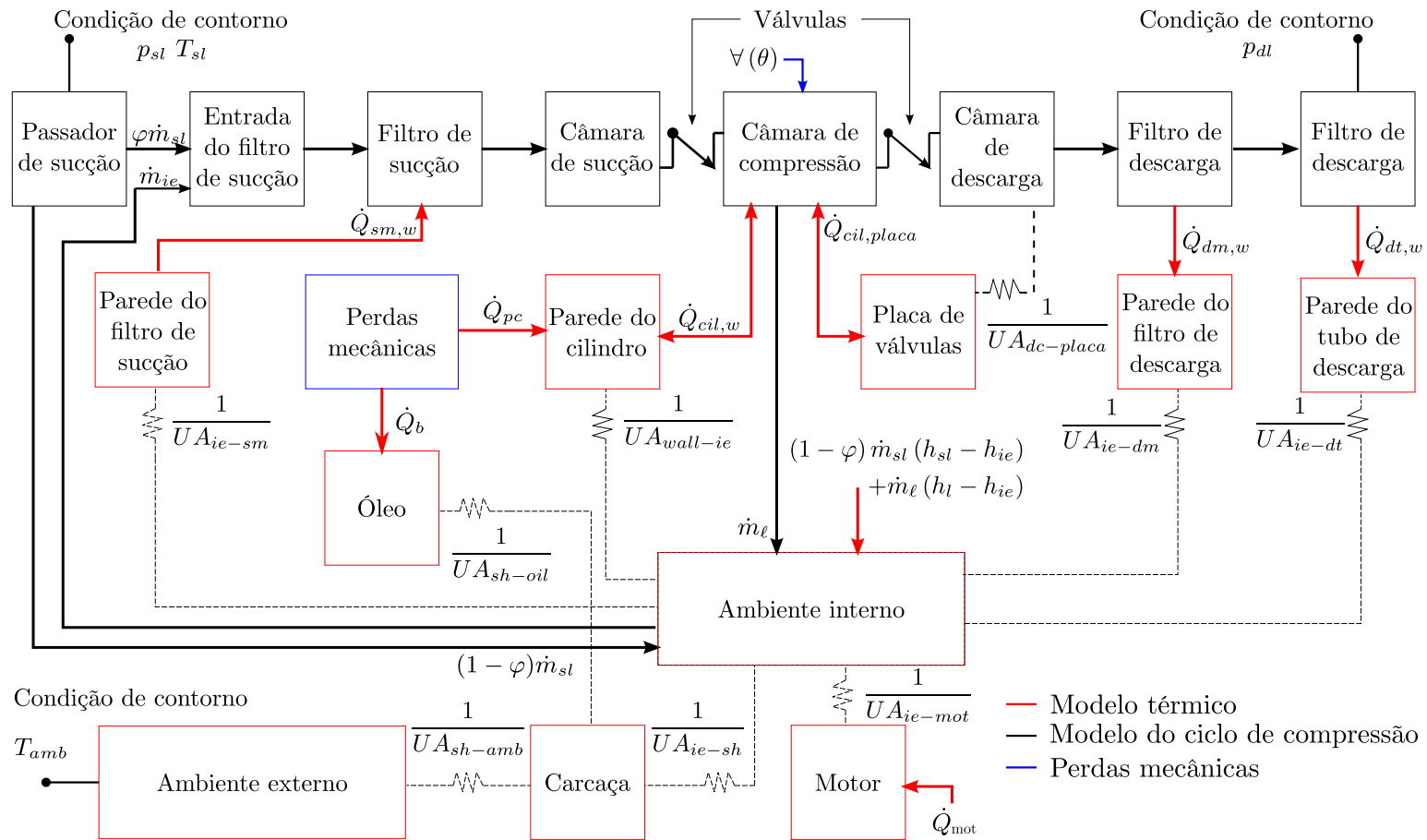


Figura 3.14 – Caminho do escoamento de fluido refrigerante e malha térmica em volumes de controle utilizados nesse trabalho.

4 INVENTÁRIO DE INEFICIÊNCIAS DE UM COMPRESSOR

Parte fundamental da compreensão do desempenho de compressores alternativos, os inventários de ineficiências fornecem também informações essenciais nas otimizações. De acordo com Rasmussen e Jakobsen (2000), as ineficiências de compressores podem ser divididas em energéticas e volumétricas. Desse modo, o presente trabalho objetiva a análise do desempenho de um compressor de refrigeração doméstica a partir de duas metodologias. A primeira, baseada no trabalho de Santos (2021), visa o detalhamento de ineficiências volumétricas e é detalhada na Seção 4.1. A segunda metodologia, baseada em análise exergetica proposta por Araujo (2021), objetiva a estratificação de ineficiências energéticas e é apresentada na Seção 4.2.

4.1 INVENTÁRIO DE INEFICIÊNCIAS VOLUMÉTRICAS

Preliminarmente, a fim de caracterizar as perdas de vazão que podem ocorrer durante um ciclo é necessário estabelecer um compressor ideal com o intuito de servir como referência nas análises de um compressor real. Assim, a estimativa da vazão mássica ideal em um compressor leva em conta as seguintes hipóteses:

- i. Não há transferências de calor e perda de carga no sistema de sucção.
- ii. Os processos de sucção e descarga são isobáricos e sem refluxos nas válvulas.
- iii. Não há vazamentos na câmara de compressão.
- iv. Não há escorregamento no motor.
- v. Não há volume residual.

A partir dessas hipóteses, a vazão mássica de um compressor ideal pode ser escrita como:

$$\dot{m}_{th} = \frac{N_{th} \rho_{sl} \nabla_{sw}}{60} \quad (4.1)$$

onde N_{th} representa a velocidade de rotação nominal o motor, ρ_{sl} a densidade no passador de sucção e ∇_{sw} o volume total varrido pelo pistão.

Sendo assim, com a definição de uma referência, é possível estimar a eficiência volumétrica do compressor em estudo, Equação (4.2), a qual representa o quanto da capacidade ideal o compressor fornece de fato ao sistema.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} = \frac{\dot{m}_{th} - \sum_i \Delta \dot{m}_i}{\dot{m}_{th}} = 1 - \sum_i \Delta \eta_{vi} \quad (4.2)$$

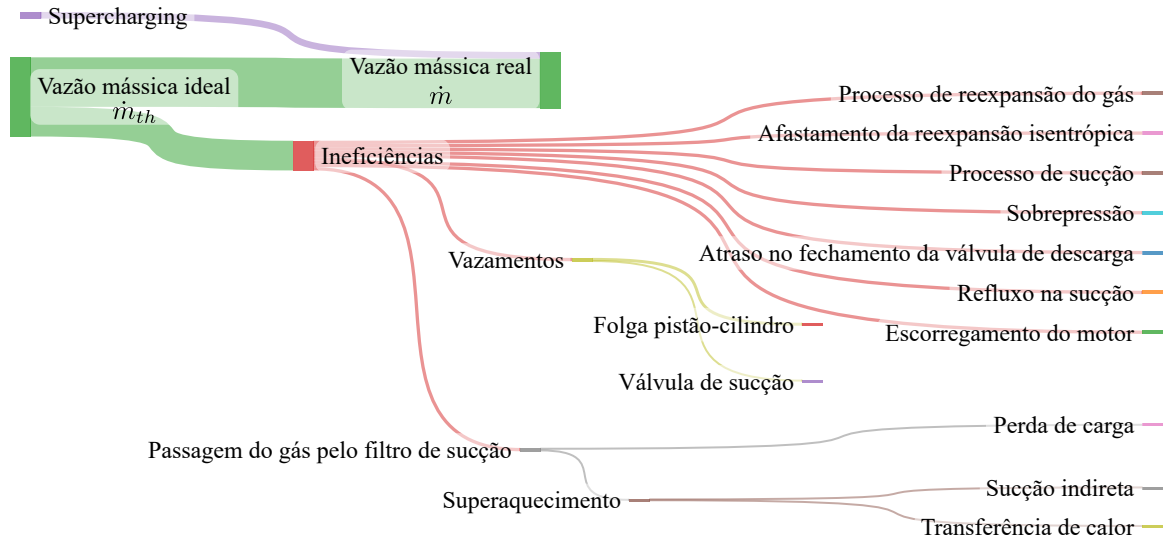


Figura 4.1 – Perdas de vazão mássica em um compressor alternativo.

(a) Escorregamento do motor

Como mencionado no Capítulo 2, a velocidade de rotação real do eixo do motor (N) do compressor alternativo é sempre menor do que sua velocidade nominal de operação. Essa variação na velocidade é ocasionada pelos diferentes níveis de carregamento transferidos ao eixo pelos mancais e pelo carregamento da pressão na câmara de compressão sobre o pistão. A quantidade de massa que o compressor deixa de fornecer ao sistema por conta desse fenômeno pode ser calculada como:

$$\Delta m_f = \frac{N}{N_{th}} m_{th} \quad (4.3)$$

(b) Filtro de sucção

Consoante ao descrito no Capítulo 2, compressores alternativos empregam filtros acústicos, a fim de atenuar ruído e vibrações associados ao escoamento pulsante originado pelo movimento da válvula de sucção. Ainda que necessário, o uso desses filtros reduz a vazão do compressor devido à perda de carga e à transferência de calor através das suas paredes para o fluido refrigerante que escoar no interior. Ambos esses fenômenos reduzem a densidade do fluido refrigerante e, por consequência, a massa de gás que poderia preencher a câmara de compressão.

A massa de fluido refrigerante que o compressor deixa de admitir devido à passagem de gás pelo filtro de sucção, Δm_{sm} , pode ser avaliada pela diferença entre as densidades do fluido refrigerante no passador de sucção, ρ_{sl} , e na câmara de sucção, $\bar{\rho}_{sc}$:

$$\Delta m_{sm} = (\rho_{sl} - \bar{\rho}_{sc}) \forall_{sw} \quad (4.4)$$

A parcela de massa de fluido refrigerante que o compressor deixa de admitir referente à perda de carga pode ser avaliada com a hipótese de que não há transferências de calor no filtro de sucção. Assim, a temperatura média do fluido refrigerante no ciclo de compressão não varia no filtro de sucção. Dessa forma, essa parcela pode ser determinada da seguinte expressão:

$$\Delta m_{hl} = (\rho_{s'} - \bar{\rho}_{sc}) \forall_{sw} \quad (4.5)$$

onde $\rho_{s'}$ indica a densidade em função da temperatura média do fluido refrigerante à entrada do orifício de sucção, \bar{T}_{sc} , e da pressão no passador de sucção, p_{sl} .

Por outro lado, a massa que o compressor deixa de admitir decorrente da transferência de calor é avaliada com a hipótese de que não há perda de carga no escoamento ao longo do filtro de sucção. Assim, as pressões médias na câmara de sucção e no passador de sucção são iguais, enquanto as temperaturas são diferentes devido à transferência de calor. Portanto, essa parcela da massa que não é admitida é obtida por:

$$\Delta m_{ht} = (\rho_{sl} - \rho_{s'}) \forall_{sw} \quad (4.6)$$

Pode-se também dividir a ineficiência volumétrica referente à transferência de calor em duas parcelas: (i) admissão de gás com maior temperatura do interior da carcaça no caso de sucção indireta, conforme discutido na Seção 3.2.6; (ii) troca de calor entre a parede do filtro de sucção e o gás no seu interior. A primeira parcela, relacionada à sucção indireta, pode ser avaliada pela variação da densidade do fluido entre o passador de sucção e a entrada do filtro de sucção. Por sua vez, a segunda parcela, associada à transferência de calor entre a parede do filtro e o fluido no seu interior, é calculada pela diferença entre as densidades do fluido na entrada e na saída do filtro. Portanto, a quantidade de massa que deixa de ser admitida na câmara de compressão é estimada de:

$$\Delta m_{ht} = \Delta m_{ht,1} + \Delta m_{ht,2} = (\rho_{sl} - \rho_{se'}) \forall_{sw} + (\rho_{se'} - \rho_{s'}) \forall_{sw} \quad (4.7)$$

(c) Reexpansão do gás real

A fim de acomodar a válvula de sucção e o orifício de descarga, bem como para evitar o impacto do pistão com a placa de válvulas, há sempre a imposição de um volume residual, também denominado volume morto, que reduz a eficiência volumétrica. Essa ineficiência ocorre pelo fato que ao final do processo de descarga uma parcela de gás residual ainda se encontra na câmara de compressão em alta densidade e pressão. Então,

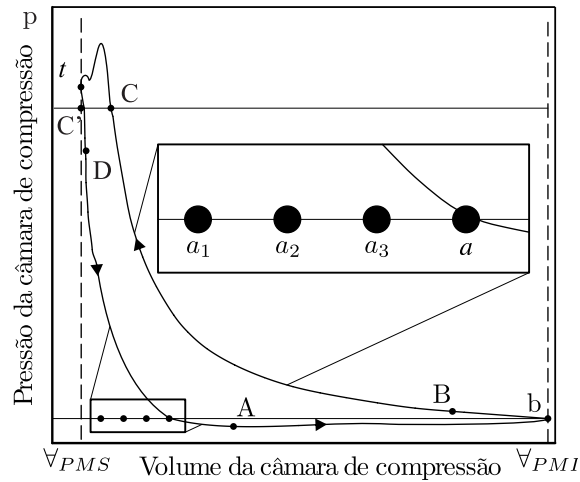


Figura 4.2 – Diagrama $p - V$ de ciclo real de compressão. Ênfase nos pontos que representam as expansões do gás.

esse gás deve ser reexpandido até que a pressão do gás na câmara compressão seja menor que a pressão de sucção para que o processo de sucção seja iniciado. Em função disso, parte do volume varrido pelo pistão acaba não sendo preenchido com gás da câmara de sucção, diminuindo a admissão de fluido refrigerante.

Para quantificar esse efeito, assume-se expansão isentrópica desde o ponto C' até o ponto a_1 conforme mostra a Figura 4.2. Para a determinação de C' admite-se uma descarga isobárica a partir do ponto C , referente à pressão na linha de descarga do compressor.

Desse modo, o estado termodinâmico em C' é determinado a partir do ponto C , permitindo avaliar o estado termodinâmico em a_1 , cujas propriedades possibilitam estimar o volume que deve ser deslocado pelo pistão para alcançar esse estado seguindo um expansão isentrópica, ou seja:

$$V_{a_1} = \frac{m_{th,pms}}{\rho_{a_1}} \quad (4.8)$$

onde $m_{th,pms}$ indica a massa contida no volume morto da câmara de compressão formado no momento que o pistão alcança o ponto morto superior, estimada como:

$$m_{th,pms} = \rho_{sl} V_m \quad (4.9)$$

Assim, a massa de gás que deixa de ser admitida devido a reexpansão do gás real é dada por:

$$\Delta m_{exp} = \rho_{sc} (V_{a_1} - V_m) \quad (4.10)$$

(d) Sobrepressão na descarga

Devido à restrição ao escoamento do gás na válvula de descarga, associada ao orifício de passagem, à dinâmica da palheta e pulsações de pressão na câmara de descarga,

o processo de descarga não é isobárico, mas sim com uma diferença de pressão que pode se manter até mesmo quando o pistão atinge o ponto morto superior. Isso aumenta a pressão do início da reexpansão do gás no volume morto e, por consequência, retarda o início do processo de sucção e, por conseguinte, o período disponível para a admissão de fluido refrigerante.

Para estimar o efeito desse fenômeno na eficiência volumétrica, deve-se conhecer as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante no ponto morto superior no ciclo de compressão real, representado pelo ponto t na Figura 4.2. Assume-se então uma expansão isentrópica até o estado termodinâmico a_2 identificado na Figura 4.2, de modo que o volume ao final desse processo pode ser estimado por:

$$\forall_{a_2} = \frac{m_{pms}}{\rho_{a_2}} \quad (4.11)$$

sendo m_{pms} a massa de fluido contida na câmara de compressão no ponto t do ciclo real. Assim, a massa não admitida devido à sobrepressão na descarga pode ser escrita como:

$$\Delta m_{sp} = \rho_{sc} (\forall_{a_2} - \forall_{a_1}) \quad (4.12)$$

(e) Atraso no fechamento da válvula de descarga

O atraso no fechamento da válvula de descarga, decorrente da dinâmica da palheta e da pulsação de pressão na câmara de descarga, podendo ter efeito negativo ou positivo na eficiência volumétrica do compressor. O fenômeno é negativo quando parte da massa descarregada volta para a câmara de compressão através do refluxo do escoamento. Por outro lado, devido à inércia do escoamento e pulsação de pressão adequada na câmara de descarga, mais massa pode ser fornecida ao sistema após o pistão ter alcançado no ponto morto superior. A Figura 4.3 ilustra como esse fenômeno pode ser positivo ou negativo para a eficiência volumétrica, bem como auxilia a entender a influência dos demais fenômenos discutidos nesta seção, ao comparar os ciclos real e ideal de compressão em um diagrama massa-ângulo de manivela ($m - \theta$).

Para quantificar o efeito do atraso da válvula com refluxo sobre a eficiência volumétrica, assume-se expansão isentrópica do gás na câmara de compressão a partir do ponto D. De modo similar ao realizado anteriormente, estima-se o estado termodinâmico final do processo a_3 identificado na Figura 4.2 e, assim, calcula-se o volume da câmara de compressão \forall_{a_3} nesse ponto:

$$\forall_{a_3} = \frac{m_D}{\rho_{a_3}} \quad (4.13)$$

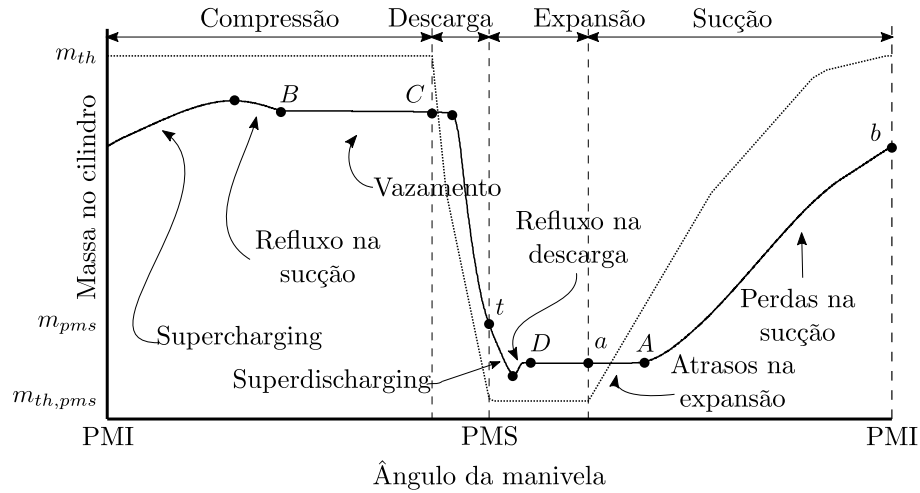


Figura 4.3 – Diagrama $m - \theta$ ilustrando fenômenos que afetam a eficiência volumétrica.

sendo m_D a massa contida na câmara de compressão quando a válvula de descarga se fecha com atraso no ponto D . Dessa forma, a quantidade de massa não admitida na câmara de compressão devido ao atraso no fechamento da válvula de descarga pode ser estimada de:

$$\Delta m_{sdh} = \rho_{sc} (\nabla_{a_3} - \nabla_{a_2}) \quad (4.14)$$

(f) Afastamento da reexpansão isentrópica

Em um ciclo de compressão real, todos os processos ocorrem com transferência de calor e vazamentos. Assim, por exemplo, a reexpansão do gás residual contido no volume morto na presença dessas irreversibilidades torna o processo não isentrópico. Além disso, a temperatura do fluido varia entre valores maiores e menores que a temperatura da parede da câmara de compressão, com a transferência de calor líquida podendo ser tanto positiva quanto negativa.

Para calcular o efeito da transferência de calor e vazamento, assume-se o processo de expansão real a partir do ponto D , identificado na Figura 4.2, até o ponto a , ao invés de terminar em a_3 . Portanto, pode-se estimar a redução de massa admitida na câmara de compressão devido a essa reexpansão não isentrópica através da seguinte equação:

$$\Delta m_{ari} = \rho_{sc} (\nabla_a - \nabla_{a_3}) \quad (4.15)$$

(g) Vazamentos

Como discutido na Seção 3.1.5, compressores alternativos possuem folgas através das quais ocorrem vazamentos que reduzem a vazão mássica, pois uma parcela da massa de fluido admitida pela válvula de sucção é perdida ao vazar.

A estimativa dessas perdas é simples, bastando integrar ao longo de um ciclo completo de compressão a vazão mássica perdida por vazamento, calculada com os modelos discutidos na Seção 3.1.5, de modo que:

$$\Delta m_\ell = \int_0^{1/f} (\dot{m}_\ell + \dot{m}_{suc,\ell}) dt \quad (4.16)$$

em que $1/f$ indica o período do ciclo de compressão. Naturalmente, o vazamento pela válvula não é considerado durante o período em que está aberta durante o processo de sucção.

(h) Perdas na admissão

Além da perda de carga, a válvula de sucção gera também pulsações de pressão na câmara de sucção, alterando as propriedades termodinâmicas do fluido, entre elas a densidade ρ_{sc} . Assim, esse fenômeno afeta a quantidade de gás admitida e, como consequência, a eficiência volumétrica do compressor. Além disso, pode haver também um atraso na abertura da válvula devido à inércia e eventual força de adesão pela presença de óleo entre palheta e assento, reduzindo a eficiência volumétrica. Finalmente, transferência de calor também ocorre durante o processo de sucção, reduzindo a densidade do gás na câmara de compressão.

Para mensurar o quanto esse fenômeno afeta o fornecimento de massa ao sistema, é realizado procedimento similar ao feito na seção anterior, conforme mostra a equação:

$$\Delta m_{suc} = \rho_{sc} (\nabla_b - \nabla_a) - \int_{t_a}^{t_b} \dot{m}_{suc} dt \quad (4.17)$$

onde t_a e t_b indicam, respectivamente, os instantes de tempo referentes ao final do processo de expansão e de quando o pistão atinge o ponto morto inferior.

No período entre t_b e o instante de tempo em que a válvula de sucção se fecha t_B , a vazão mássica admitida é referenciada como *supercharging*. Após a passagem do pistão pelo ponto morto inferior, o volume da câmara de compressão começa a diminuir e a válvula pode estar ainda aberta devido à sua dinâmica. Em função da inércia do escoamento de fluido refrigerante, não é possível inverter o seu sentido instantaneamente e massa pode continuar sendo admitida na câmara de compressão, aumentando a eficiência volumétrica do compressor. A contribuição desse fenômeno na massa fornecida pelo compressor é estimada, por sua vez, com a seguinte equação:

$$\Delta m_{sch} = - \int_{t_b}^{t_B} \dot{m}_{suc} dt \quad (4.18)$$

em que t_B indica o instante de tempo em que a válvula de sucção é fechada, indicada pelo ponto B na Figura 4.2. O sinal negativo na Equação (4.18) denota que o fenômeno de *supercharging* aumenta a eficiência volumétrica, aumentando a vazão do compressor. Por outro lado, se o escoamento for desacelerado e mudar o seu sentido antes do fechamento

da válvula, o atraso no fechamento da válvula de sucção reduzirá a eficiência volumétrica devido ao refluxo de fluido refrigerante. A redução da massa admitida pela câmara de compressão ao longo de um ciclo devido ao refluxo é dada por:

$$\Delta m_b = \int_0^T m_{b,suc} dt \quad (4.19)$$

4.2 INVENTÁRIO DE IRREVERSIBILIDADES

A segunda lei da termodinâmica permite a avaliação de ineficiências energéticas a partir da destruição de exergia (irreversibilidade ou geração de entropia). A exergia de um sistema corresponde ao máximo trabalho útil que pode ser obtido ao permitir que o sistema entre em equilíbrio com o estado morto. A segunda lei estabelece que exergia é preservada em processos reversíveis e destruída em processos reais. Assim como a energia, a exergia pode ser transferida entre sistemas através de interações na forma de calor, trabalho e transporte de massa. Sendo assim, a eficiência exergética (η_{exe}) de um sistema é definida como a razão entre a mínima potência requerida (potência reversível, \dot{W}_{rev}) e a potência real fornecida (\dot{W}_{ele}) para alterar o estado termodinâmico de um fluido, ou seja:

$$\eta_{exe} = \frac{\dot{W}_{rev}}{\dot{W}_{ele}} \quad (4.20)$$

A eficiência exergética pode ainda ser escrita em função da destruição de exergia total ($\dot{\psi}_d$), a qual pode ser fracionada em diversas irreversibilidades associadas a diferentes processos que ocorrem durante um ciclo de compressão. Dessa forma, a eficiência exergética de um compressor pode ser obtida somando as ineficiências oriundas de diferentes irreversibilidades, conforme:

$$\eta_{exe} = \frac{\dot{W} - \dot{\psi}_d}{\dot{W}} = 1 - \sum_{i=1} \Delta \eta_{exe i} \quad (4.21)$$

onde o subíndice i denota uma irreversibilidade genérica.

A fim de estratificar as taxas de destruição de exergia que tornam o consumo de energia do compressor alternativo maior que o consumo energético de um compressor reversível, deve-se primeiramente identificar as irreversibilidades que ocorrem no compressor, as quais podem ser divididos em:

- i. Perda de carga em válvulas devido a reduções acentuadas da área de passagem do escoamento.
- ii. Mistura de porções de fluido refrigerante com estados termodinâmicos diferentes.
- iii. Perda de carga no escoamento através de filtros de sucção e descarga.
- iv. Transferência de calor associada a uma diferença finita de temperatura.

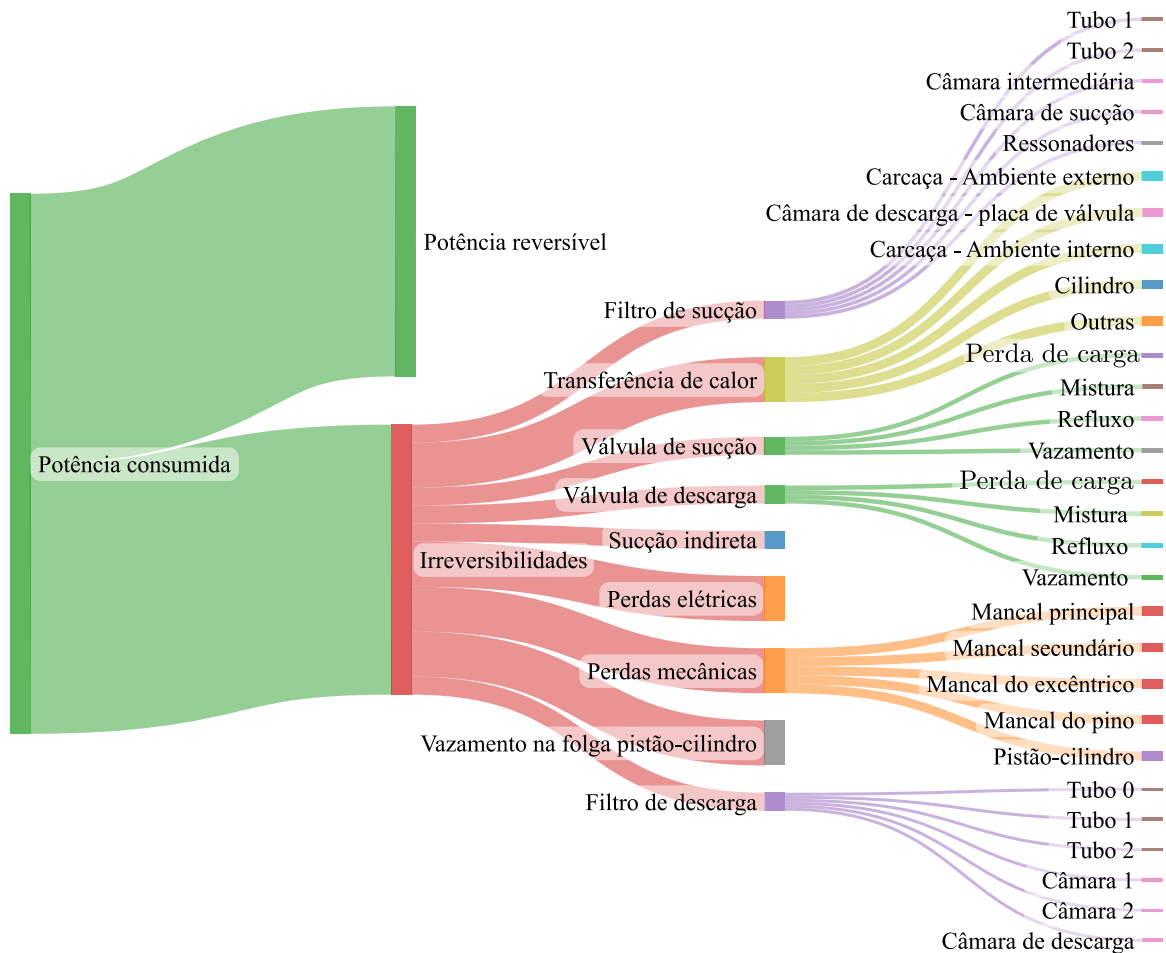


Figura 4.4 – Fracionamento da potência consumida pelo compressor.

- v. Dissipação de potência elétrica, principalmente por efeito Joule.
- vi. Atrito nos diferentes mancais que compõe o mecanismo de acionamento do compressor.

Desse modo, a potência fornecida ao compressor pode ser desmembrada entre a potência reversível necessária para executar os diferentes processos termodinâmicos e a potência consumida por irreversibilidades e que reduzem a eficiência exergética do compressor. Essas irreversibilidades podem ser fracionadas nos diversos componentes do compressor, conforme apresenta a Figura 4.4. Nesta seção, os mecanismos de irreversibilidade são discutidos e modelados a fim de quantificar as irreversibilidades do compressor. Todas as taxas de destruição de exergia (irreversibilidade) podem ser calculadas a partir da geração de entropia, \dot{S}_{ger} , e da temperatura do estado morto, T_{amb} , com a utilização da relação de Gouy-Stodola:

$$\dot{I} = T_{amb}\dot{S}_{ger} \quad (4.22)$$

(a) Perda de carga em válvulas

Ao passar por válvulas, o escoamento sofre uma redução significativa na área de passagem, havendo conversão de energia mecânica em energia térmica e, assim, geração de entropia. Assumindo o escoamento isentálpico, isso é, sem transferência de calor durante o estrangulamento, a geração de entropia é função apenas da variação de entropia do fluido:

$$\dot{S}_{ger} = \dot{m}(s' - s) \quad (4.23)$$

sendo s e s' a entropia a montante e a jusante da válvula, respectivamente. A determinação de s' é obtida a partir da pressão à montante e da entalpia à jusante do orifício da válvula.

Dessa forma, a destruição de exergia associada à perda de carga em válvulas pode ser quantificada conforme:

$$\dot{I}_{hl} = T_{amb} \dot{m}(s' - s) \quad (4.24)$$

A irreversibilidade devido ao escoamento em expansões e contrações nos filtros de sucção e descarga podem ser quantificados utilizando essa mesma equação.

(b) Mistura de porções de fluidos

Ao entrar nas câmaras, fluido refrigerante com um potencial exergético maior se mistura com fluido da mesma espécie, mas com temperatura e pressão distintas, gerando entropia. Esse fenômeno ocorre também na sucção indireta de compressores, quando fluido refrigerante ao sair do passador de sucção se mistura com o fluido contido no ambiente interno da carcaça.

Por exemplo, no escoamento em válvulas e vazamento em folgas, fluido à temperatura T_i atravessa a fronteira de um sistema à temperatura T_s , ocasionando transferência de calor entre as duas porções de fluido, e, conseqüentemente, variação de entropia nos dois subsistemas, o constituído pelo fluido entrante ($\Delta\dot{S}_1$) e o do volume coletor ($\Delta\dot{S}_2$). A partir de um balanço de entropia no supersistema (junção dos dois subsistemas) é possível obter a entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger} = \Delta\dot{S}_1 + \Delta\dot{S}_2 \quad (4.25)$$

Uma vez que a massa entrando é muito menor que a massa do volume coletor, assume-se que a mistura entra em equilíbrio sem alterar as propriedades originais do volume coletor, de modo que a variação de entropia do fluido entrante pode ser obtida a partir da sua entropia antes de ocorrer a mistura (s_i) e a entropia do volume coletor (s_s):

$$\Delta\dot{S}_1 = \dot{m}_i(s_s - s_i) \quad (4.26)$$

Já a variação de entropia no volume coletor é obtida a partir da taxa de transferência de calor cedida (ou recebida) pelo fluido no volume coletor, que por sua vez, é calculada pela variação da entalpia do fluido entrante:

$$\Delta\dot{S}_2 = \dot{m}_i \frac{(h_i - h_s)}{T_s} \quad (4.27)$$

em que o subscrito i e s indicam as propriedades do fluido que entra e do fluido no volume coletor, respectivamente.

Dessa forma, a irreversibilidade devido à mistura de fluidos com diferentes potenciais termodinâmicos é obtida por:

$$\dot{I}_{mix} = T_{amb} \dot{m}_i \left(s_s - s_i + \frac{h_i - h_s}{T_s} \right) \quad (4.28)$$

Em relação à mistura de duas correntes de fluido em proporções semelhantes, mas com temperaturas diferentes (*e.g.* sucção indireta do compressor), a irreversibilidade associada pode ser quantificada com a seguinte expressão:

$$\dot{I}_{mix} = T_{amb} (\dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1) \quad (4.29)$$

onde o subscrito 1 e 2 indicam as correntes de escoamento que se misturam e entram em equilíbrio com propriedades representadas pelo subscrito 3.

(c) Perda de carga em tubos

O atrito viscoso em tubos converte energia mecânica do escoamento em energia térmica, reduzindo seu potencial exergético. Em compressores alternativos de refrigeração doméstica, os diâmetros dos tubos dos filtros acústicos de sucção e descarga são pequenos, ocasionando velocidades elevadas e, portanto, grande irreversibilidade. Para a determinação da taxa de destruição de exergia associada ao atrito viscoso em tubos, realiza-se um balanço de entropia em um escoamento em regime permanente no tubo. Na forma diferencial, esse balanço é dado pela seguinte expressão:

$$\dot{S}_{ger} = \dot{m} ds - \frac{\delta\dot{Q}_w}{T} \quad (4.30)$$

A partir da relação termodinâmica da entalpia, a variação de entropia pode ser relacionada com a perda de carga (dp) no tubo:

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{dp}{\rho T} \quad (4.31)$$

Escrevendo a transferência de calor da parede para o escoamento ($\delta\dot{Q}_w$) na Equação (4.30) em função da variação de entalpia do escoamento, a irreversibilidade devido à perda de carga em tubos pode ser representada por:

$$\dot{I}_{\text{visc}} = T_0 \frac{\dot{W}_{\text{visc}}}{T_i} \quad (4.32)$$

onde \dot{W}_{visc} representa a potência dissipada devido à perda de carga, a qual é escrita conforme:

$$\dot{W}_{\text{visc}} = \dot{m} \frac{\Delta p}{\rho} \quad (4.33)$$

(d) Transferência de calor

A transferência de calor devido à diferença finita de temperaturas representa uma redução no potencial de produção de trabalho útil e, conseqüentemente, destruição de exergia. No modelo de simulação utilizado neste trabalho, todas as trocas de calor detalhadas na Seção 3.2 representam geração de entropia que pode ser assim quantificada:

$$\dot{I}_{HT,i-j} = T_0 \dot{S}_{\text{ger}} = T_0 \dot{Q}_{i-j} \left(\frac{1}{T_j} - \frac{1}{T_i} \right) \quad (4.34)$$

em que i e j representam diferentes volumes e \dot{Q}_{i-j} simboliza a taxa de calor transferida do volume i para o volume j . Para troca de calor avaliada através de condutância global, a Equação (4.34) ainda pode ser representada por:

$$\dot{I}_{HT,i-j} = T_0 U A_{i-j} (T_i - T_j) \left(\frac{1}{T_j} - \frac{1}{T_i} \right) \quad (4.35)$$

(e) Dissipação elétrica e mecânica

Embora irreversibilidades elétrica e mecânica sejam originadas por mecanismos diferentes, ambas consistem na conversão de trabalho útil (potência elétrica e mecânica) em energia térmica (calor) que possui menor potencial exergético.

Ainda que as ineficiências mecânicas e elétricas possam ser caracterizadas diretamente como destruição de exergia, essas irreversibilidades são tratadas na forma de fonte de geração de calor, conforme descrito no Capítulo 3. Assim, para a irreversibilidade associada ao motor elétrico, assume-se o motor com temperatura T_{mot} e calcula-se a destruição de exergia instantânea de acordo com a relação de Guoy-Stodola:

$$\dot{I}_{\text{ele}} = T_0 \dot{S} = T_0 \frac{\dot{Q}_m}{T_{\text{mot}}} \quad (4.36)$$

As irreversibilidades mecânicas são calculadas de forma similar, mas divididas em duas parcelas: uma delas referente à folga pistão-cilindro (\dot{I}_{pc}) e a outra associada aos

mancais radiais ($\sum \dot{I}_j$). Desse modo, a destruição de exergia instantânea pode ser escrita como:

$$\dot{I}_{mec} = \dot{I}_{pc} + \dot{I}_{oil} = T_0 \left(\frac{\dot{Q}_{pc}}{T_{cil,w}} + \frac{\dot{Q}_{oil}}{T_{oil}} \right) \quad (4.37)$$

Deve ser mencionado que a irreversibilidade associada ao mancal de escora utilizado em compressores alternativos não foi incluída no cômputo da destruição da exergia devido a dificuldades em sua modelagem. No entanto, a irreversibilidade nesse mancal é reconhecidamente pequena quando comparada às irreversibilidades dos demais mancais (POSCH, 2017).

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Parte essencial da simulação de compressores é a validação dos resultados do modelo numérico. Portanto, antes de abordar os resultados propriamente ditos, a Seção 5.1 apresenta detalhes dessa validação. Por sua vez, as Seções 5.2 e 5.3 apresentam os resultados e análises relativos às ineficiências volumétrica e exérgica do compressor operando em uma faixa de velocidade de 1800 a 6300 rpm em duas condições de operação, caracterizadas pelas temperaturas de evaporação e condensação. Finalmente, os principais aspectos que influenciam a vazão mássica e a potência consumida são discutidos na Seção 5.4. O objetivo principal é identificar os pontos críticos no projeto de compressor, avaliando também o quão influente a velocidade de operação é sobre as ineficiências.

5.1 VALIDAÇÃO NUMÉRICA

A validação do modelo numérico foi realizada a partir da comparação entre resultados numéricos e medições realizadas em bancada calorimétrica sob condições de operação controladas e indicadas na Tabela 5.1. O compressor alternativo de velocidade variável usado nos testes opera com o isobutano (R-600a) como fluido refrigerante, possui duas válvulas de sucção e duas de descarga e apresenta um volume aspirado de 6,52 cm³.

Tabela 5.1 – Condições de teste utilizadas para validação do modelo numérico.

Condição de teste	Temperaturas [°C]				Rotação [rpm]
	Evaporação	Condensação	Passador de sucção	Ambiente externo	
A	-23,3	54,4	32,2	32,2	1800-6300
B	-25,0	40,0	32,2	32,2	1800-6300

A medição da pressão no interior do cilindro é realizada o ciclo de compressão, mas requer alguns cuidados, conforme apontado por Pereira (2006). Isso ocorre por não ser possível alojar o transdutor de pressão na parede do cilindro sem afetar as medições, haja vista as dimensões geométricas reduzidas dos compressores usados em refrigeração doméstica. Assim, deve-se usinar um canal através da parede do cilindro a fim de conectá-lo com o transdutor. Devido à presença desse canal, pode haver uma diferença significativa entre a pressão medida e a pressão efetiva no interior da câmara de compressão. Essa diferença pode ser ainda maior quando o pistão está próximo do ponto morto superior e obstrui mesmo que parcialmente a entrada do canal. Deve-se mencionar também o incremento do volume morto do cilindro, uma vez que gás fica também retido no canal no final do processo de descarga.

A fim de analisar o seu efeito sobre a medição da pressão no cilindro, o canal foi incluído ao modelo de simulação, conforme ilustrado na Figura 5.1. O canal é discretizado de maneira similar ao realizado para os tubos dos filtros acústicos, conforme explicado no Capítulo 3. Embora possam também afetar a medição da pressão, a presença de óleo

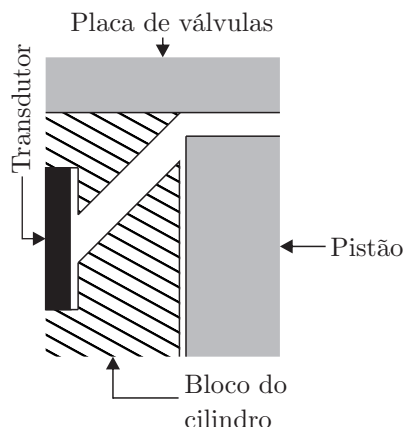


Figura 5.1 – Representação esquemática da região do canal do transdutor de pressão. Adaptada de Pereira (2006)

lubrificante no canal e a obstrução parcial na entrada do canal imposta pelo pistão foram desprezadas para efeito de simplificação do modelo.

A Figura 5.2 apresenta resultados numéricos para a pressão no cilindro e na parede transdutor e comparados com as medições nos processos de sucção (coluna da esquerda) e de descarga (coluna da direita) para três velocidades de rotação (2800, 4500 e 6300 rpm) na condição de operação A. Comparações entre as medições e os resultados numéricos também foram realizadas para a condição de operação B, contudo, por apresentarem as mesmas observações para a condição de operação A, não são aqui exibidas. Os resultados mostram que o modelo consegue prever a pressão no cilindro durante o ciclo de compressão nas três velocidades. As diferenças observadas nos processos de sucção e descarga se devem em parte ao modelo simplificado de válvula, bem a incertezas quanto à força de adesão do óleo sobre o assento e às áreas efetivas de força e escoamento. Os resultados numéricos também mostram uma clara discordância entre a pressão na parede do transdutor e a pressão no cilindro, reforçando a influência da posição do transdutor sobre as medições.

As pulsações de pressão nos filtros acústicos são importantes na determinação das irreversibilidades associadas ao escoamento. A Figura 5.3 apresenta os resultados numéricos e experimentais da pressão nas câmaras de sucção e descarga em função do ângulo da manivela, mostrando que, apesar de suas simplificações, o modelo é capaz de prever as pressões em ambas as câmaras. Contudo, para as velocidades de 2800 e 4500 rpm, os valores médios de pressão previstos pelo modelo na câmara de descarga são inferiores aos observados experimentalmente.

Assim como para a pressão no interior do cilindro, as diferenças entre os resultados numéricos e experimentais de pressão nas câmaras de sucção e descarga podem também ser em parte devidas ao alojamento dos transdutores de pressão nas câmaras. Além disso, diversas simplificações são impostas na modelagem dos filtros acústicos e da dinâmica das válvulas que afetam a pulsação de pressão prevista pelo modelo. Dentre essas simplificações, destacam-se a não modelação da geometria completa dos filtros e dos movimentos

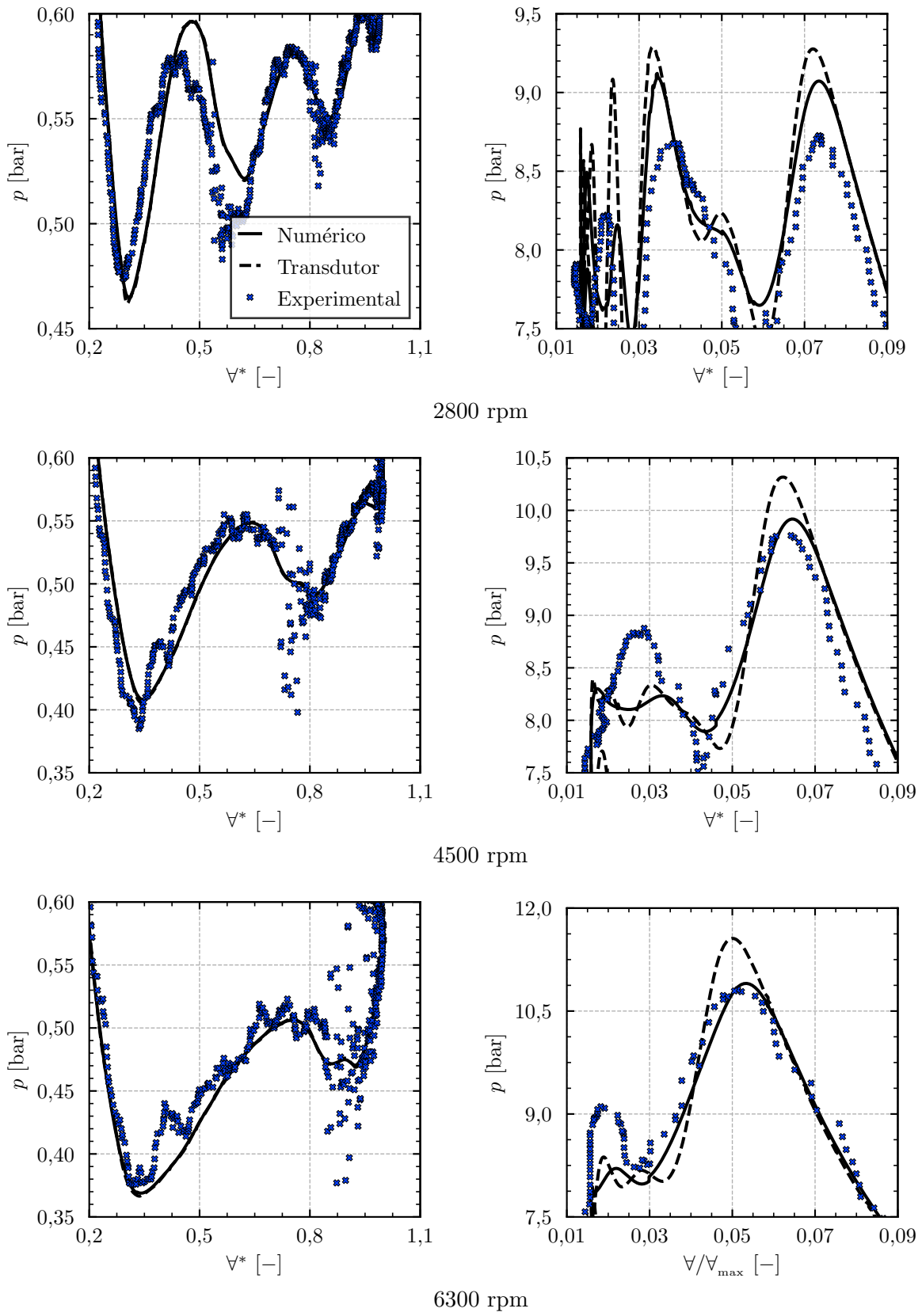


Figura 5.2 – Comparação entre diagramas p – V numérico e experimentais para diferentes rotações na condição de teste A.

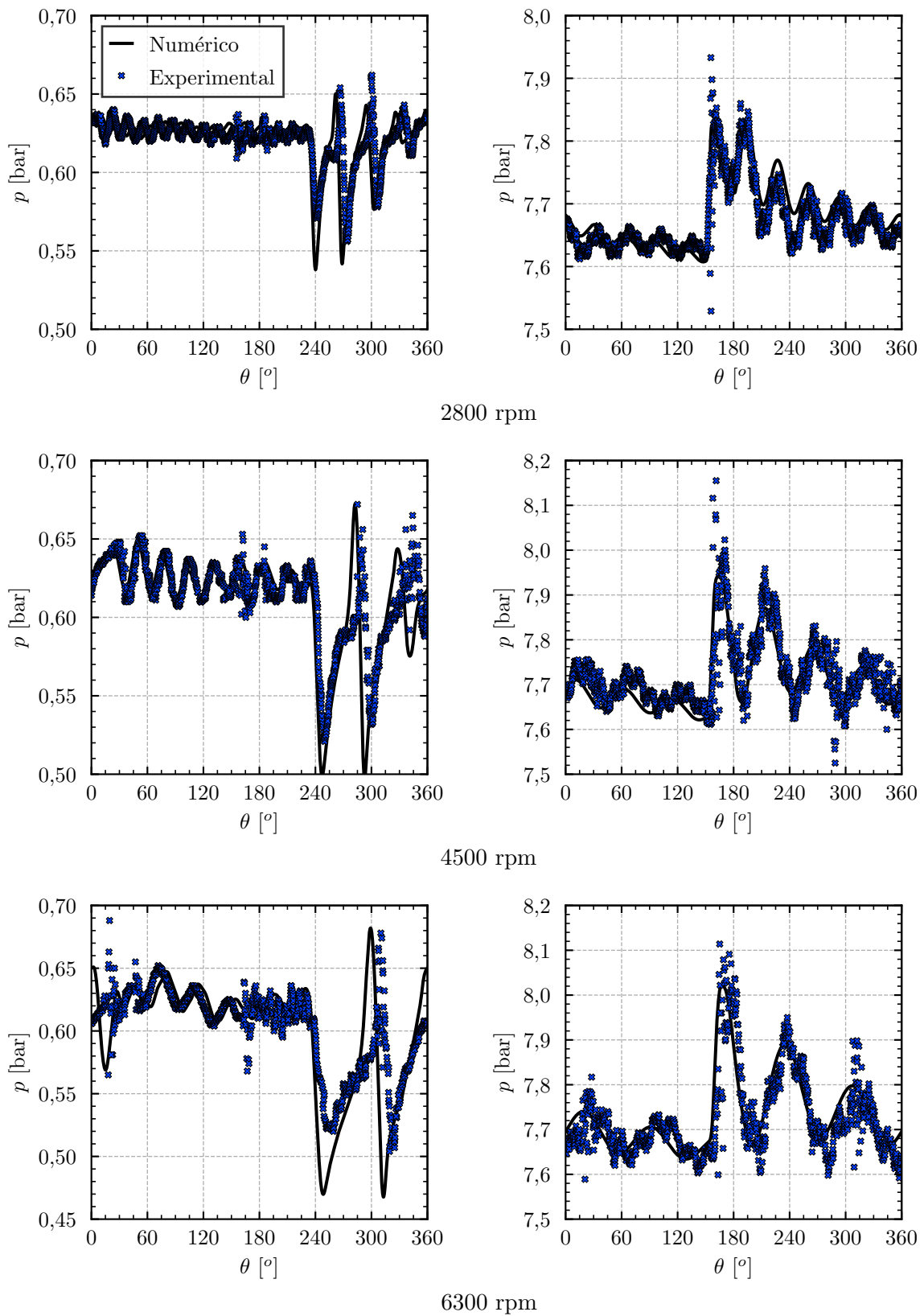


Figura 5.3 – Comparação entre pulsações nas câmaras de sucção (à esq.) e descarga (à dir.) na condição de teste A.

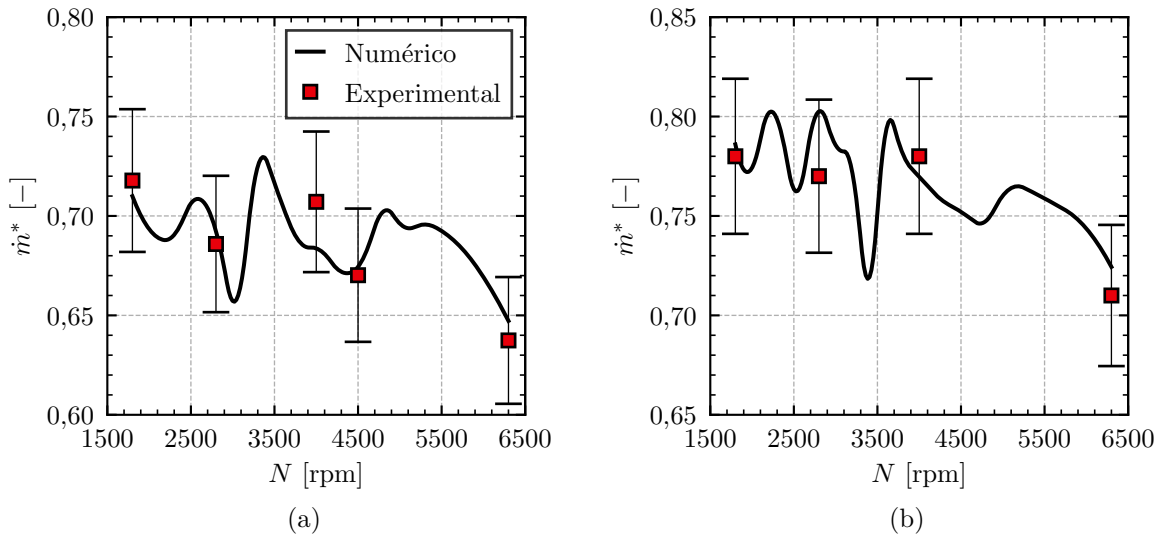


Figura 5.4 – Vazões mássica experimental e preditas pelo modelo numérico. (a) Condição A. (b) Condição B.

rotacionais e torcionais da palheta da válvula.

Apesar das diferenças observadas entre os resultados numéricos e experimentais, o modelo de simulação consegue prever razoavelmente bem as variações de pressão nas câmaras de sucção, de descarga e de compressão em função da velocidade de operação. Por outro lado, a previsão correta do diagrama $p - \forall$ e da pulsação de pressão nos filtros de sucção e descarga não é suficiente para a análise completa do desempenho do compressor, sendo também necessário avaliar a vazão, a potência consumida e a distribuição de temperaturas do compressor. Nesse sentido, a Figura 5.4 mostra os comparativos entre os valores previstos e medidos da vazão mássica, adimensionalizada em relação a vazão mássica teórica, para diferentes velocidades de rotação e duas condições de operação, A e B, conforme indicadas na Tabela 5.1. Considerando que a incerteza dos dados experimentais reportada pelo fabricante é aproximadamente $\pm 5\%$ do valor, observa-se boa concordância entre os valores previstos e medidos, com as diferenças ficando dentro do intervalo de incerteza das medições.

A Tabela 5.2 apresenta resultados numéricos e experimentais da potência elétrica, indicando também a incerteza de $\pm 5\%$ do valor medido. Conforme pode ser observado, há uma ótima concordância entre os resultados em ambas as condições de operação, com o modelo prevendo valores dentro da faixa de incerteza em todas as velocidades de rotação.

Por fim, a Tabela 5.3 apresenta temperaturas medidas e previstas numericamente na câmara de sucção, T_{sc} , na câmara de descarga, T_{dc} , na parede do cilindro, $T_{w,cil}$, e na carcaça do compressor, T_{sh} . As condutâncias globais, detalhadas na Seção 3.2, foram calibradas na condição de teste A para as velocidades de 2800 a 6300 rpm. A partir dessas condutâncias, o modelo de simulação foi utilizado para prever as temperaturas do compressor na condição de teste B em 2200, 2800 e 6300 rpm. Novamente, observa-se que o modelo consegue prever as temperaturas em diferentes condições de operação. Contudo,

Tabela 5.2 – Resultados numéricos e experimentais para potência elétrica.

Rotação [rpm]	Potência elétrica [W]		Diferença [%]
	Medição	Previsão	
Condição de teste A			
1800	39,0 ± 2,0	39,3	0,8
2800	57,0 ± 2,9	57,9	1,6
4000	85,0 ± 4,2	84,0	-1,2
4500	94,0 ± 4,7	95,5	2,1
6300	133,0 ± 6,7	131,3	-1,3
Condição de teste B			
1800	31,0 ± 1,6	32,1	3,5
2800	49,0 ± 2,5	51,0	4,1
4000	73,0 ± 3,7	74,4	1,9
6300	118,0 ± 5,9	120,0	1,7

Tabela 5.3 – Resultados numéricos e experimentais para temperaturas em partes do compressor

Localização	Temperatura [$^{\circ}C$]		Diferença [$^{\circ}C$]
	Medição	Previsão	
N = 2200 rpm			
Câmara de sucção (T_{sc})	49,3	48,5	0,8
Carcaça (T_{sh})	49,1	49,0	0,1
Parede do cilindro ($T_{w,cil}$)	76,9	79,3	-2,4
Câmara de descarga (T_{dc})	87,7	88,7	-1,0
N = 2800 rpm			
Câmara de sucção (T_{sc})	49,7	49,7	0,0
Carcaça (T_{sh})	50,3	51,4	-1,1
Parede do cilindro ($T_{w,cil}$)	80,4	80,2	0,2
Câmara de descarga (T_{dc})	92,6	91,3	1,3
N = 6300 rpm			
Câmara de sucção (T_{sc})	61,5	63,2	-1,7
Carcaça (T_{sh})	56,0	56,6	-0,6
Parede do cilindro ($T_{w,cil}$)	89,2	87,3	1,9
Câmara de descarga (T_{dc})	108,4	106,4	2,0

é importante salientar que no caso da temperatura trata-se de condições de operação similares, sendo difícil garantir a qualidade da calibração em condições com diferentes pressões de evaporação.

A partir dos resultados apresentados nesta seção, considera-se que o modelo de simulação desenvolvido é adequado para prever as tendências de variação da vazão de massa e da eficiência energética do compressor.

5.2 INEFICIÊNCIAS VOLUMÉTRICAS

A Figura 5.5 apresenta a relação entre a eficiência volumétrica e a velocidade de rotação do compressor, considerando as condições de operação *LBP* e *MBP* caracterizadas na Tabela 5.4. Observa-se uma variação não monotônica da eficiência na faixa de velocidade de rotação analisada (1800 a 6500 rpm) em as ambas as condições de operação. Esse variação oscilatória da eficiência volumétrica foi também observada por Nagata *et al.* (2010) e Tao *et al.* (2018). Posterior ao último pico de eficiência, o aumento da velocidade

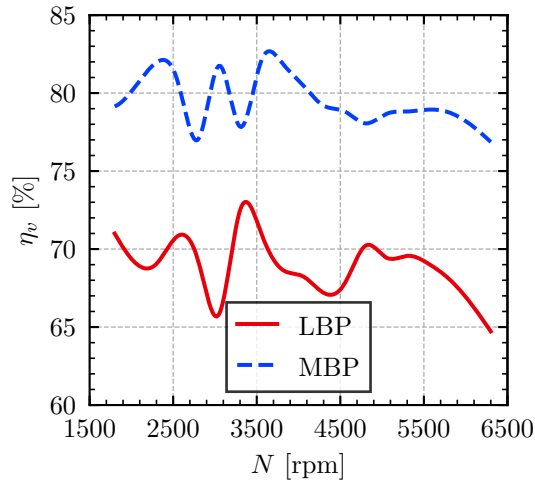


Figura 5.5 – Eficiência volumétrica

de rotação demonstra praticamente apenas reduzir a eficiência volumétrica do compressor em ambas as condições de operação.

Tabela 5.4 – Condições de teste utilizadas para a simulação do compressor

Condição	Temperatura °C			
	Evaporação	Condensação	Passador de sucção	Ambiente externo
<i>LBP</i>	-23,3	54,4	32,2	32,2
<i>MBP</i>	-6,7	54,4	35,0	35,0

O Capítulo 4 detalhou as diversas fontes de ineficiência volumétrica de compressores e, assim, quantificar cada uma dessas ineficiências permite compreender a variação da vazão de massa do compressor com a velocidade de rotação. A presente seção apresenta os resultados de ineficiência volumétrica das principais fontes nas duas condições de operação analisadas. A ineficiência devido ao escorregamento do motor não é analisada aqui, uma vez que a modelagem do motor elétrico não está dentro do escopo deste trabalho.

5.2.1 Filtro de sucção

A Figura 5.6 apresenta a ineficiência volumétrica devido ao escoamento do gás através do filtro de sucção em função da velocidade do compressor. Nota-se que a velocidade de rotação aumenta consideravelmente a ineficiência volumétrica em ambas as condições de operação, com maior redução na condição *LBP* em toda a faixa de velocidade analisada. A explicação desses resultados pode ser fornecida a partir de um fracionamento dessa ineficiência, conforme será mostrado ao longo desta seção.

A Figura 5.7 mostra a estratificação das ineficiências volumétricas do escoamento através do filtro de sucção associadas ao atrito viscoso (perda de carga), $\Delta\eta_{v,hl}$, e à transferência de calor (superaquecimento do gás), $\Delta\eta_{v,ht}$. Os resultados mostram que a maior parte da perda no filtro de sucção advém da transferência de calor em ambas as condições de operação (*LBP* e *MBP*). Contudo, à medida que a velocidade de rotação

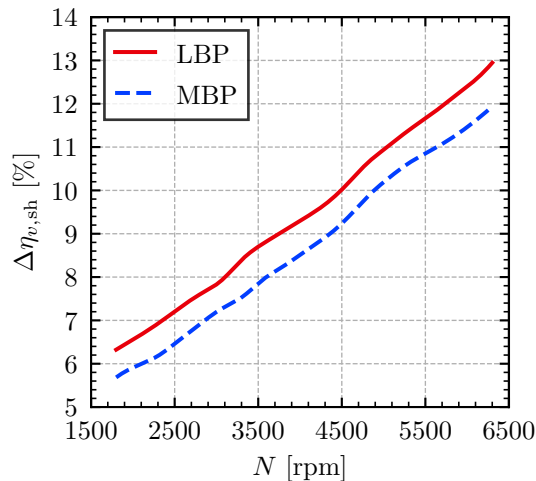


Figura 5.6 – Ineficiência volumétrica associada à passagem do gás pelo filtro de sucção.

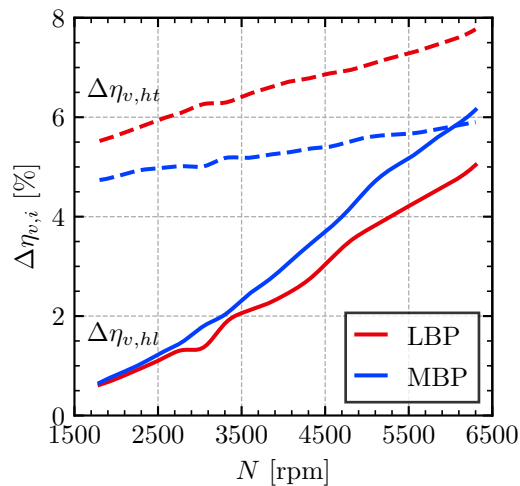


Figura 5.7 – Fracionamento da ineficiência volumétrica associada à passagem do gás pelo filtro de sucção.

aumenta, o aumento da parcela da perda de carga é mais expressivo, passando de 0,6% em 1800 rpm para 6,2% em 6300 rpm na condição *MBP*, e de 0,6% para 5,1% na condição *LBP*. Observa-se também que, a ineficiência volumétrica associada à perda de carga é sempre maior na condição *MBP*. Isso ocorre porque a vazão mássica é maior na condição *MBP* e sempre aumenta com a velocidade do compressor. Assim, a velocidade do fluido refrigerante no filtro também é maior, intensificando os efeitos viscosos e, por consequência, a perda de carga no escoamento. Por outro lado, a ineficiência associada à transferência de calor é menos influenciada pela velocidade de rotação e as maiores ineficiências ocorrem na condição *LBP*.

Conforme mostra a Figura 5.8, a ineficiência volumétrica referente à transferência de calor pode ser dividida em duas parcelas, uma delas associada à sucção indireta (Figura 5.8a) e outra à troca de calor entre a parede do filtro e o fluido refrigerante (Figura 5.8b). Os resultados indicam que a maior ineficiência se deve à sucção indireta que origina a mistura de porções de gás com diferentes temperaturas provenientes do

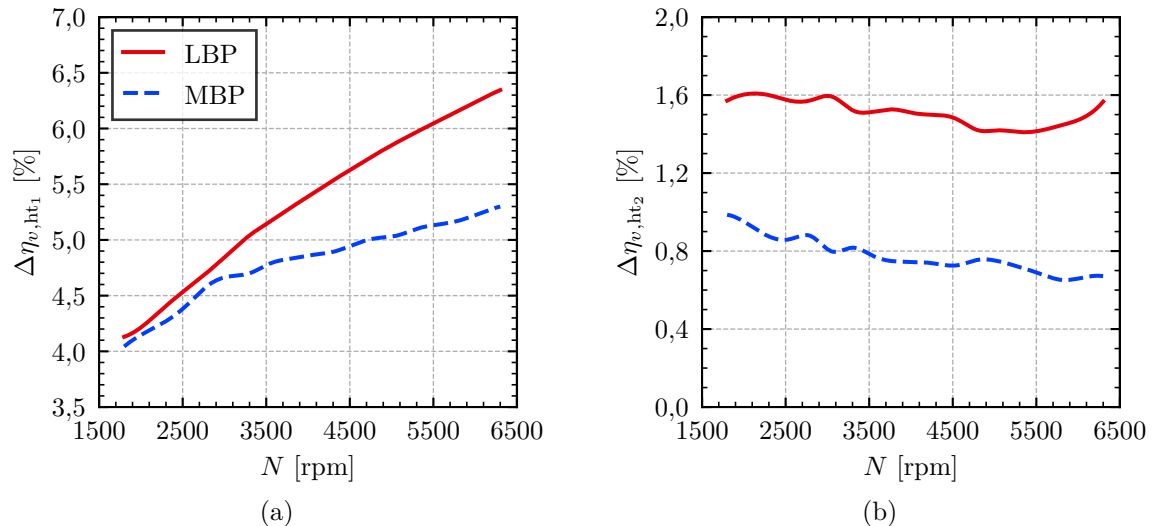


Figura 5.8 – Fracionamento ineficiência associada à transferência de calor no filtro de sucção devido à sucção indireta (a) e interação parede-escoamento (b).

passador de sucção e do ambiente interno do compressor. Além disso, observa-se que essa ineficiência é intensificada à medida que a velocidade de rotação aumenta, atingindo 6,4% de ineficiência na condição *LBP* e 5,2% na condição *MBP* na velocidade de 6300 rpm. Por outro lado, a ineficiência originada pela transferência de calor no filtro de sucção é bem menor e pouco sensível à velocidade do compressor, sendo também maior na condição *LBP*. Isso ocorre porque, embora o coeficiente de transferência convectiva de calor aumente com a velocidade de rotação, esse aumento não é suficiente para compensar o aumento da capacidade térmica do fluido devido às maiores vazões mássicas. Desse modo, a diferença entre as temperaturas do fluido refrigerante na saída e na entrada no filtro de sucção é diminuída à medida que a velocidade de operação aumenta.

5.2.2 Vazamentos

Conforme discutido no Capítulo 3, compressores alternativos apresentam folgas indesejáveis do ponto de vista termodinâmico. A Figura 5.9 apresenta as perdas devido aos vazamentos que ocorrem nos compressores de refrigeração na folga pistão-cilindro (Figura 5.9a) e palheta-assento da válvula de sucção (Figura 5.9b). A Figura 5.9a mostra que a ineficiência devido à folga pistão-cilindro é maior na condição *LBP*, quando comparada à condição *MBP*. Isso ocorre pelo fato da diferença entre as pressões no interior do cilindro e na carcaça ser a principal força motriz do vazamento, sendo muito maior na condição *LBP*. O vazamento na folga palheta-assento da válvula de sucção se mostra irrelevante em todas as velocidades de rotação analisadas, alcançando um valor máximo de apenas 0,08% de ineficiência volumétrica.

Percebe-se também que as ineficiências originadas pelo vazamento são mais significativas em baixas velocidades, conforme também observado na revisão bibliográfica (LIU, 1993; KRUEGER; SCHWARZ, 1994). De fato, a vazão mássica do vazamento é pratica-

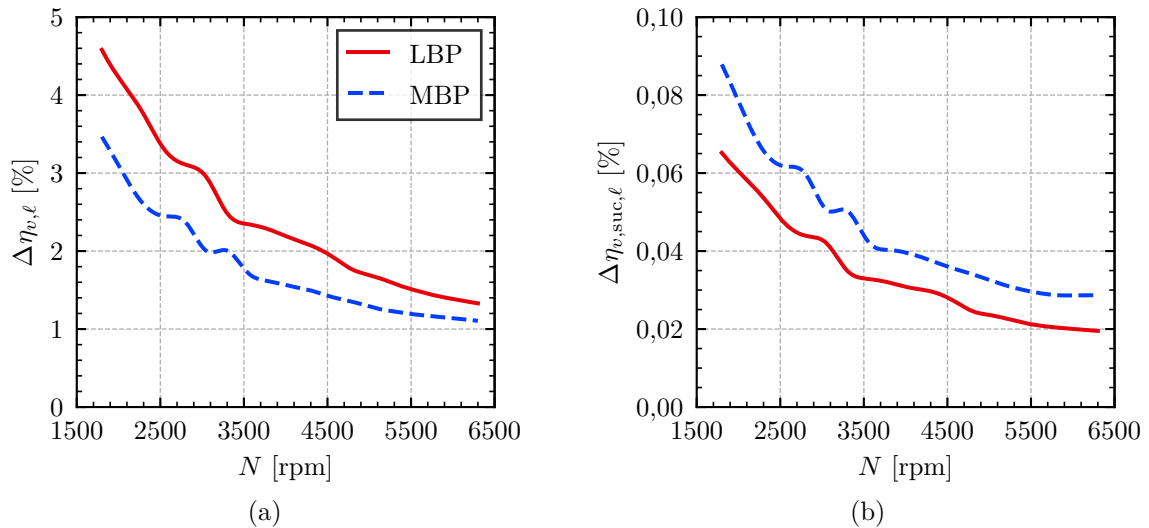


Figura 5.9 – Ineficiência volumétrica associada aos vazamentos na folga pistão-cilindro (a) e palheta-assento da sucção (b)

mente independente da velocidade de rotação, sendo função apenas da dimensão da folga pistão-cilindro e do diferencial de pressão imposto pela condição de operação. Uma vez que a vazão mássica teórica ideal aumenta com a velocidade de rotação, a influência dessa ineficiência sobre a vazão mássica do compressor decai, conforme mostram a Figura 5.9a e Figura 5.9b.

5.2.3 Processo de reexpansão

A Figura 5.10 apresenta a ineficiência volumétrica do compressor relacionada ao processo de reexpansão do gás real desde a pressão de condensação, p_c , até a pressão de evaporação, p_e . Conforme discutido no Capítulo 4, compressores alternativos apresentam um volume residual para fins de confiabilidade e, assim, ao final do processo de descarga, o gás residual no volume morto deve ser expandido. Portanto, esse efeito aumenta com a razão de pressão, símbolo, e isso explica porque essa ineficiência é mais crítica na condição *LBP*.

Os resultados indicam pouca influência da velocidade de rotação sobre essa ineficiência, com um decréscimo de 0,8% para a condição *LBP*, e de 0,4% para a condição *MBP*, quando a velocidade varia de 1800 a 6300 rpm.

5.2.4 Afastamento da reexpansão isentrópica

Pelo fato de ocorrer na presença de transferência de calor e vazamentos, a reexpansão do gás residual no volume morto não é um processo isentrópico. A Figura 5.11 mostra a variação da ineficiência volumétrica associada a esses fenômenos durante o processo de reexpansão em função da velocidade de rotação. Os resultados indicam que essa ineficiência apresenta valores negativos em todo o intervalo de velocidade analisado para ambas as condições de operação do compressor. Desse modo, levando em conta apenas

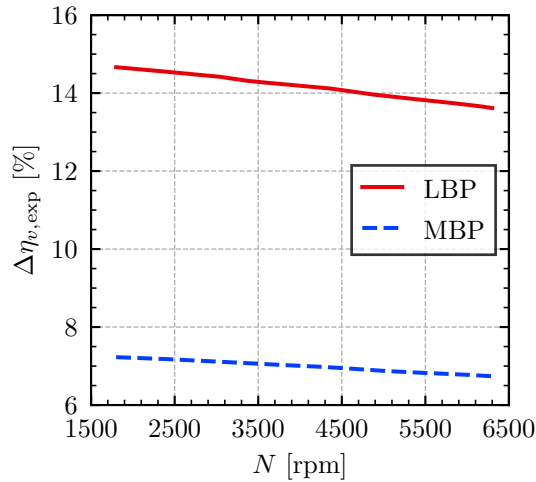


Figura 5.10 – Ineficiência associada à reexpansão isentrópica do gás.

esse efeito, mais massa poderia ser admitida ao compressor do que no caso ideal descrito na Seção 4.1. Assim, embora vazamentos sejam críticos para a eficiência volumétrica em baixas velocidades de rotação, conforme analisado na Seção 5.2.2, o vazamento de fluido refrigerante da câmara de compressão atua na redução da pressão no interior do cilindro, tornando mais curto o período do processo de reexpansão e, assim, mais longo o período do processo de sucção.

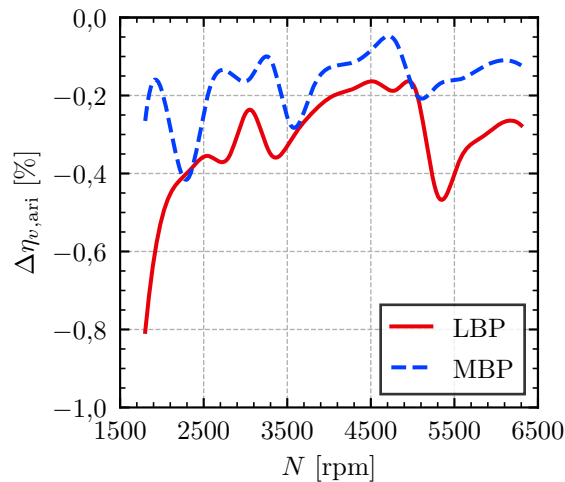


Figura 5.11 – Ineficiência volumétrica associada ao afastamento da condição de reexpansão isentrópica do gás

A Figura 5.12 mostra as ineficiências por vazamento, $\Delta\eta_{v,\ell}$, e pelo afastamento da condição de reexpansão isentrópica, $\Delta\eta_{v,ari}$, bem como a soma dessas duas parcelas em função da razão entre o vazamento no período de reexpansão e o vazamento total ao longo do ciclo de compressão ($\dot{m}_{\ell,exp}/\dot{m}_{\ell,total}$). Assim, $\dot{m}_{\ell,exp}/\dot{m}_{\ell,total} = 0,2$ representa que 20% do vazamento total ocorreu durante a reexpansão. Ambas as ineficiências foram normalizadas em relação à ineficiência pelo vazamento ao longo de todo o ciclo. Além disso, esse resultado foi obtido para o caso hipotético de ciclo de compressão adiabático, de modo que apenas o vazamento afeta a ineficiência pelo afastamento da reexpansão

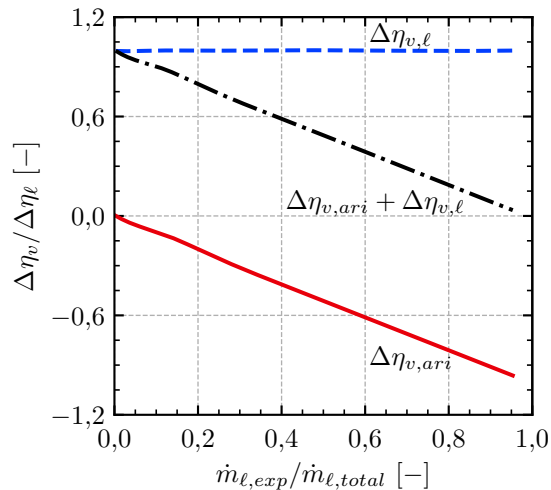


Figura 5.12 – Ineficiência associada ao vazamento e afastamento da reexpansão isentrópica em função da razão de vazamento que ocorre durante a expansão.

isentrópica.

Os resultados mostram que para o caso em que não há vazamento durante a reexpansão ($\dot{m}_{l,exp}/\dot{m}_{l,total} = 0$) a variação da eficiência volumétrica é nula, ou seja, como não há vazamento, não há afastamento da condição de reexpansão isentrópica. Por outro lado, caso todo o vazamento ocorresse durante a reexpansão ($\dot{m}_{l,exp}/\dot{m}_{l,total} = 1$) resultaria uma ineficiência volumétrica negativa máxima, ou seja, um aumento de eficiência. Desse modo, observa-se que a ineficiência volumétrica originada pelo vazamento durante a reexpansão é atenuada por uma reexpansão mais rápida do que a reexpansão isentrópica. Entende-se assim que o efeito do vazamento sobre a eficiência volumétrica do compressor deve ser avaliado em conjunto com o seu efeito no afastamento de um processo de reexpansão isentrópica.

5.2.5 Processo de sucção

Idealmente, o processo de sucção de compressores alternativos deveria ser isobárico. Todavia, no processo real, o fluido refrigerante é admitido através de válvulas que impõem restrições ao escoamento, originando perda de carga e, conseqüentemente, o processo de sucção não é isobárico e ocorre com pressão menor que a pressão na câmara de sucção.

A Figura 5.13 apresenta as ineficiências do processo de sucção para as condições de operação *LBP* e *MBP* em função da velocidade do compressor. Observa-se que as ineficiências do processo de sucção para a condição *LBP* são maiores do que aquelas da condição *MBP*. Esse aspecto pode ser explicado pelo fato de que o processo de sucção na condição *LBP* é mais curto, originando níveis de velocidades maiores e, assim, maior perda de carga.

Deve ser observado que a ineficiência na condição *MBP* se torna maior do que aquela na condição *LBP* nas maiores velocidades de operação do compressor. Esse aspecto está relacionado à dinâmica da palheta que afeta o movimento da válvula, podendo aumentar

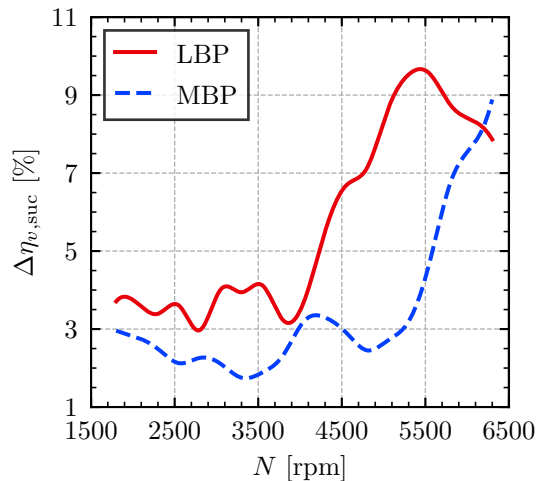


Figura 5.13 – Ineficiência volumétrica associada ao processo de sucção.

a restrição ao escoamento.

5.2.6 Supercharging e refluxo na sucção

Em virtude da dinâmica da palheta e das pulsações de pressão nas câmaras de sucção e descarga, válvulas geralmente apresentam atrasos no seu fechamento em relação ao compressor ideal. Esse atraso pode ser tanto maléfico quanto benéfico ao desempenho volumétrico do compressor. Por exemplo, caso durante esse atraso o fluido refrigerante escoe no sentido contrário, ou seja, do cilindro para a câmara de sucção, haverá uma redução na vazão do compressor uma vez que parte da massa de fluido que havia sido admitido volta à câmara de sucção por refluxo. Por outro lado, se durante o atraso no fechamento da válvula o fluido refrigerante continue escoando por inércia da câmara de sucção para o cilindro, haverá uma entrada adicional de massa (denominada *supercharging*), aumentando a eficiência volumétrica do compressor

A Figura 5.14a apresenta resultados de ineficiência volumétrica devido ao efeito de *supercharging* em função da velocidade de rotação. Os valores negativos de ineficiência representam aumento de vazão mássica em comparação a um compressor ideal sem atraso no fechamento da válvula. Conforme supracitado, o efeito de *supercharging* é causado pela inércia do escoamento, mas é também afetado pelas pulsações de pressão na câmara de sucção. Os resultados da ineficiência devido ao *supercharging* mostram oscilações em função da variação na velocidade de rotação, mas com grande aumento na vazão de massa (ineficiências negativas) nas maiores velocidades de rotação. Isso ocorre porque a velocidade do fluido refrigerante na válvula aumenta com a velocidade do compressor, aumentando a inércia do escoamento e, conseqüentemente, maximizando o *supercharging*. Percebe-se também uma tendência de ganho de eficiência maior na condição *LBP* em comparação à condição *MBP*. A razão de pressão é maior na condição *LBP* e, assim, o período do processo de expansão é mais longo, reduzindo o período disponível para o processo de sucção. Dessa forma, para uma mesma velocidade de rotação, a velocidade do

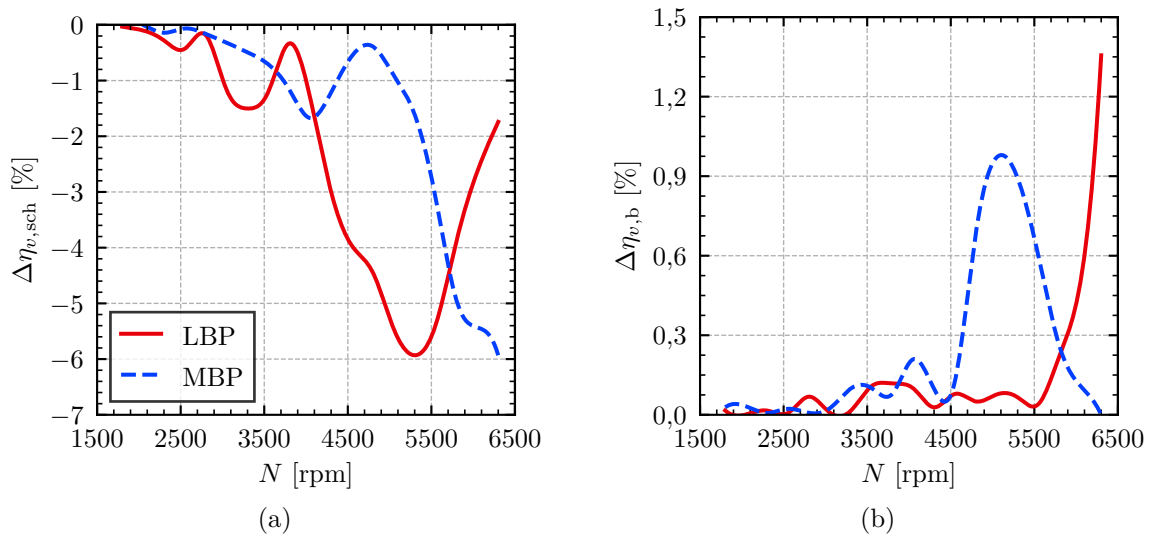


Figura 5.14 – Ineficiência volumétrica associada ao supercharging (a) e ao refluxo na sucção (b)

gás na válvula é maior na condição *LBP* em comparação à *MBP*, aumentando o efeito de *supercharging* devido à maior inércia do escoamento.

Contudo, se o intervalo de tempo necessário para o escoamento na válvula desacelerar e inverter o seu sentido for menor que o tempo necessário para o fechamento da válvula, refluxo ocorre. A Figura 5.14b mostra que o impacto do refluxo na eficiência volumétrica do compressor é irrisório até a velocidade de 3800 rpm. Após essa velocidade, a ineficiência na condição *MBP* aumenta e apresenta um pico de ineficiência de 1% na velocidade aproximada de 5100 rpm. Na condição *LBP*, o refluxo é desprezível até a velocidade de rotação de 5500 rpm, aumentando então de forma abrupta e alcançando o valor de 1,4%.

Tao *et al.* (2018) afirmam que se a última oscilação da palheta iniciar no momento em que o pistão alcança o ponto morto inferior, o máximo atraso ocorre e, consequentemente, máximo refluxo. Sendo assim, o máximo refluxo ocorreria se houvesse também uma inversão do sinal da diferença de pressão quando o pistão alcançasse o ponto morto inferior. No entanto, os autores não consideraram em suas análises a possibilidade de *supercharging*. Devido ao escoamento pulsante no filtro acústico, a pressão na câmara de sucção pode estar maior que a da câmara de compressão quando o pistão atinge o ponto morto inferior, de modo que a válvula ainda estaria respondendo à essa diferença de pressão, admitindo gás para o interior da câmara de compressão. Além disso, conforme mencionado na Seção 5.1, o compressor em estudo apresenta duas válvulas de sucção com características dinâmicas distintas (frequência natural e rigidez). Dessa forma, essas válvulas não apresentam tempos de atrasos iguais, de modo que a velocidade de rotação que origina o máximo refluxo em uma não seja necessariamente a velocidade associada à outra. A Figura 5.15 apresenta as ineficiências devido ao refluxo nas duas válvulas de sucção na condição *MBP*. Os resultados mostram que o refluxo máximo para a válvula 1 ocorre em 3800 rpm e em 4800 rpm para a válvula 2. Sendo assim, o emprego de mais de uma válvula permite que o refluxo no processo de sucção seja minimizado ajustando as

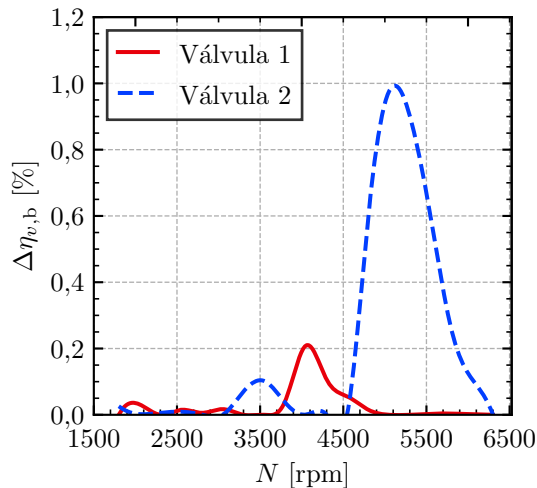


Figura 5.15 – Refluxo em cada uma das válvulas de sucção para condição MBP.

suas dinâmicas para diferentes velocidades de operação do compressor.

5.2.7 Sobrepressão e atraso no fechamento da válvula de descarga

A Figura 5.16a apresenta as ineficiências devido à sobrepressão durante a descarga. A válvula de descarga apresenta elevado *flutter* e, assim, a pressão no cilindro apresenta diversos picos de sobrepressão no processo de descarga. Como consequência adicional, a ineficiência oscila consideravelmente, sem haver uma tendência aparente com a velocidade de rotação. Além disso, verificam-se valores negativos e positivos de ineficiência, indicando que a pressão da câmara de compressão quando o pistão atinge o ponto morto superior pode estar tanto acima da pressão de condensação, tornando o processo de expansão mais longo, quanto abaixo, acarretando um processo de expansão mais curto.

A Figura 5.16b apresenta o efeito do atraso no fechamento da válvula de descarga sobre a ineficiência volumétrica, podendo ser positivo (*superdischarging*) ou negativo (refluxo). Na faixa de velocidade de rotação analisada, o atraso se mostrou positivo apenas para as velocidades de 3050 rpm na condição *LBP* e 3550 rpm para a condição *MBP*. A maior propensão de gerar efeito negativo ocorre porque, diferentemente do observado no *supercharging*, o processo de expansão é mais rápido que o processo de compressão. Ao passar pelo ponto morto superior, o pistão inverte o sentido do seu movimento, aumentando o volume da câmara rapidamente e, assim, reduzindo a pressão do fluido refrigerante também de forma rápida. Essa queda de pressão ocasiona uma forte desaceleração do escoamento na região do orifício de descarga, invertendo o sentido do escoamento mais rapidamente que a resposta da válvula. Isso dificulta a presença de *superdischarging* e favorece o refluxo. Além do mais, assim como o observado na sucção, a ineficiência associada ao atraso da válvula de descarga oscila com a velocidade de rotação, apresentando dois picos de máximo local para a condição *MBP* (2800 e 3300 rpm) e três picos para a condição *LBP* (2050, 3050 e 4800 rpm). Esses picos de ineficiências fazem com que a eficiência volumétrica global do compressor apresente também oscilações, conforme apresentado na

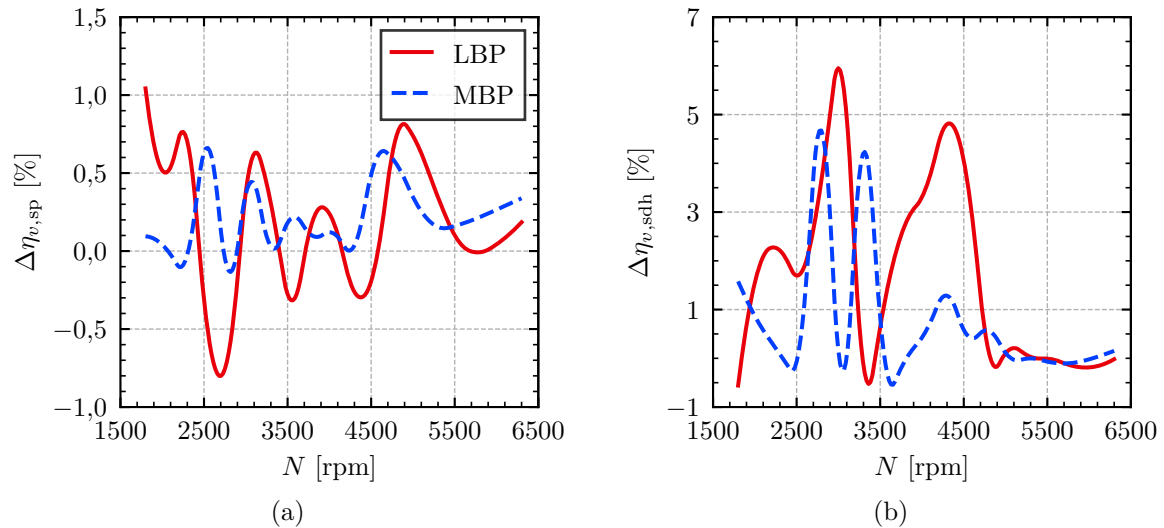


Figura 5.16 – Ineficiência volumétrica associada à sobrepressão (a) e ao atraso no fechamento da válvula de descarga (b)

Figura 5.5. Esses resultados estão em concordância com observações realizadas por Nagata *et al.* (2010) e Tao *et al.* (2018), embora esses autores não tenham considerado a influência de um limitador de abertura da palheta na análise e que acaba influenciando a dinâmica e a oscilação da palheta.

5.3 IRREVERSIBILIDADES

A Figura 5.17 apresenta a relação entre a eficiência exergética e a velocidade de rotação do compressor, indicando maior eficiência para a condição *MBP* em comparação à condição *LBP*. Além disso, observa-se que há uma faixa de velocidades de rotação de maior eficiência em ambas as condições de operação. Assim como realizado para a eficiência volumétrica, apresenta-se a seguir o detalhamento das ineficiências através do procedimento de estratificação explicado no Capítulo 4. Nesse sentido, as próximas seções quantificam e analisam as ineficiências de cada uma das irreversibilidades presentes na operação do compressor. Além disso, o Apêndice D apresenta as irreversibilidades em três diferentes velocidades por meio do diagrama de Sankey, uma representação gráfica dos fluxos de exergia do compressor.

5.3.1 Transferência de calor

A Figura 5.18 apresenta ineficiências associadas à transferência de calor em diferentes velocidades de rotação. Percebe-se que as curvas apresentam tendências similares às daquelas da ineficiência volumétrica devido à transferência de calor no filtro de sucção (Figura 5.8), sendo no geral mais importantes para a condição *LBP* e decaindo com o aumento da velocidade de rotação para ambas as condições. A dependência em relação à velocidade de rotação está de acordo com o resultado para a denominada eficiência de

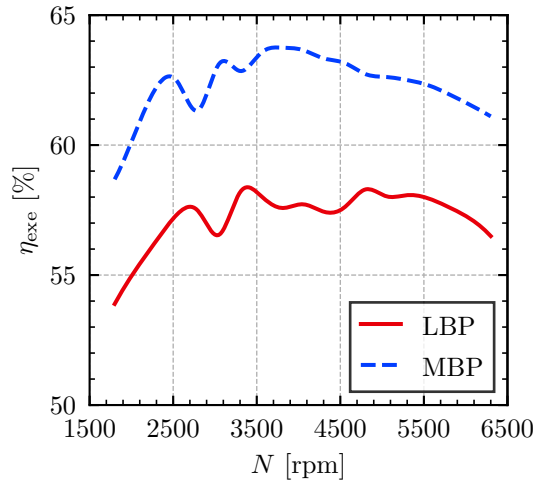


Figura 5.17 – Eficiência exergética.

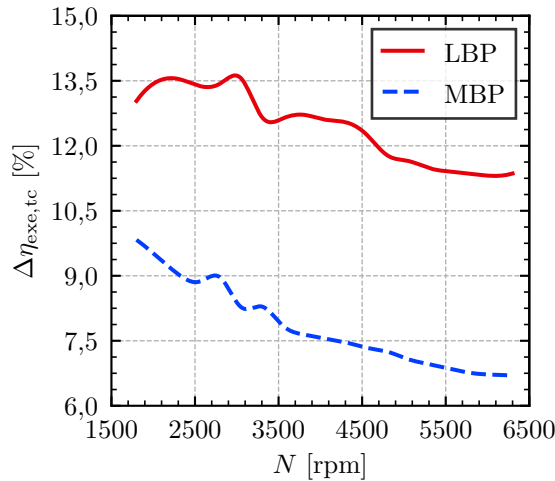


Figura 5.18 – Irreversibilidade associada à transferência de calor

compressão de Krueger e Schwarz (1994), apresentado na Figura 2.4a, embora os autores tenham atribuído essa tendência à troca de calor e ao vazamento de forma conjunta. Deve ser mencionado que Araujo (2021) observou maior importância da transferência de calor em baixas velocidades de rotação. Embora não tenha analisado compressores de velocidade variável, Jakobsen (1995) argumentou que o aumento da velocidade do escoamento em rotações mais elevadas reduz o efeito da irreversibilidade da troca de calor e aumenta aquela associada à perda de carga no escoamento. A vazão do bombeamento de óleo tende a aumentar com a velocidade de rotação do compressor, aumentando os coeficientes de transferência de calor e reduzindo assim a diferença entre as temperaturas dos componentes e, por consequência, a destruição de exergia.

A Figura 5.19 apresenta resultados da destruição de exergia associada à transferência de calor de acordo com o local em que ocorre: (a) entre a carcaça e o ambiente externo, (b) entre a carcaça e o ambiente interno, (c) entre a câmara de descarga e a placa de válvula, (d) entre o cilindro e fluido refrigerante tanto interno quanto externo, e (e) as transferências de calor pouco influentes no valor de exergia global ($\Delta\eta_{exe} < 1$).

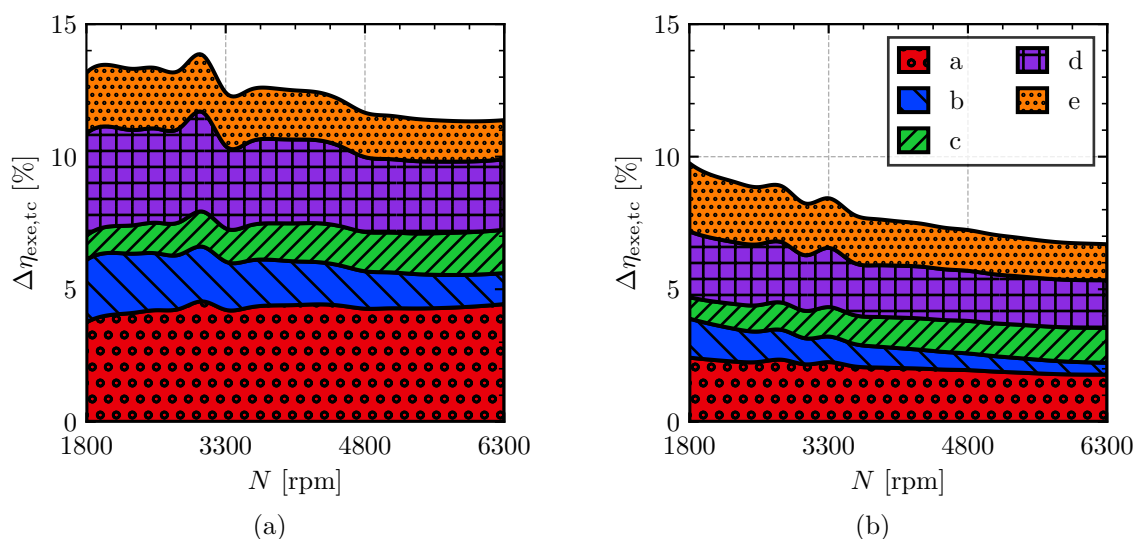


Figura 5.19 – Fracionamento da irreversibilidade associada à transferência de calor. (a) LBP; (b) MBP. Na legenda: (a) representa a transferência de calor entre a carcaça e o ambiente externo, (b) entre a carcaça e o ambiente interno, (c) entre a câmara de descarga e a placa de válvula, (d) entre o cilindro e fluido refrigerante tanto interno quanto externo, e (e) as transferências de calor pouco influentes no valor de exergia global

Percebe-se grande relevância das transferências de calor entre carcaça e ambiente externo e no cilindro em ambas as condições de operação (*LBP* e *MBP*), correspondendo a mais da metade da irreversibilidade total. Pode-se também observar um aumento local da irreversibilidade no cilindro próximo a velocidade de 3000 rpm, coincidente com o ponto de máximo refluxo na válvula de descarga e que aumenta a transferência de calor. Deve ser notado que, com exceção da transferência de calor entre a câmara de descarga e a placa de válvula, as irreversibilidades de todas as demais trocas de calor diminuem com o aumento da velocidade de rotação. Isso ocorre porque a diferença entre as temperaturas entre a câmara de descarga e a placa de válvula não se estabiliza com o aumento da velocidade de rotação, uma vez que a taxa de aumento da temperatura da câmara de descarga é maior que aquela da placa de válvula. Finalmente, deve ser destacado que a diferença de temperatura entre a carcaça e o ambiente externo também não se estabiliza com o aumento da velocidade, mas a irreversibilidade dessa troca de calor com a velocidade praticamente se mantém constante nas condições *LBP* e *MBP*.

5.3.2 Filtro de sucção

A Figura 5.20 apresenta a irreversibilidade associada ao filtro de sucção em função da velocidade de operação do compressor. Os resultados mostram tendências semelhantes às aquelas observadas para a ineficiência volumétrica devido à perda de carga no filtro de sucção (Figura 5.7). Observa-se que as ineficiências exergéticas são maiores na condição *MBP*, alcançando 3,9% na maior velocidade em comparação a 3,0% na condição *LBP*.

A Figura 5.21 apresenta a destruição de exergia no filtro de sucção de acordo

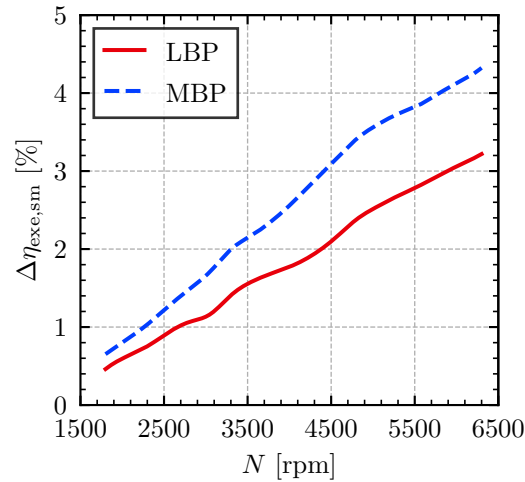


Figura 5.20 – Irreversibilidade associada ao filtro de sucção.

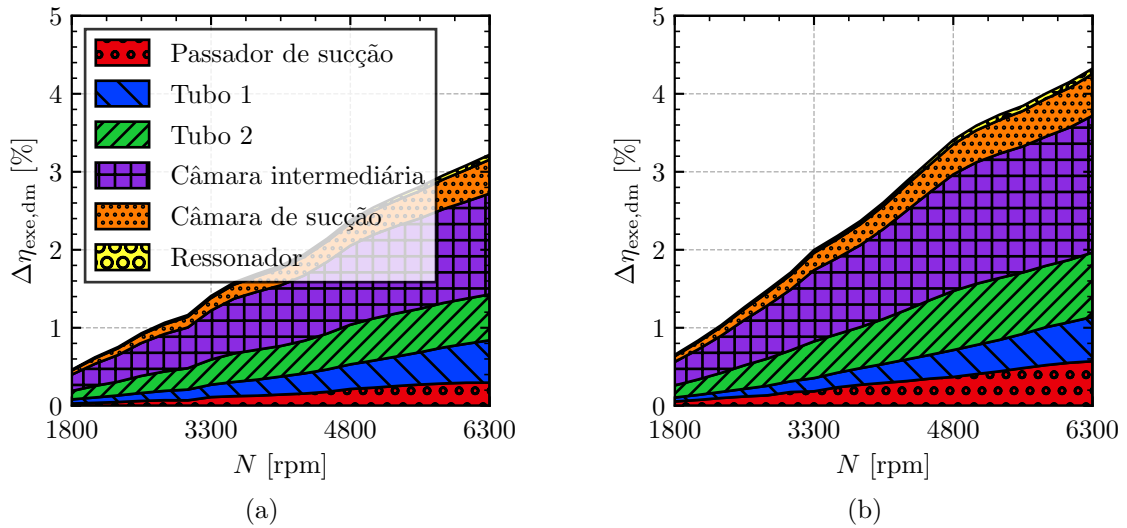


Figura 5.21 – Fracionamento da irreversibilidade associada ao filtro de sucção. (a) LBP; (b) MBP

com os componentes que a originam, seguindo a exposição realizada no Capítulo 3. Com exceção dos ressonadores de Helmholtz que se mostraram irrelevantes para a destruição de exergia, as irreversibilidades dos demais componentes são significativas e aumentam com a velocidade de rotação. A irreversibilidade devido ao atrito viscoso no tubo 1 e à expansão na câmara de sucção pouco se alteraram entre as condições de operação *LBP* e *MBP*, em função dos níveis próximos da velocidade nesses componentes (mais próximos da válvula), representada pelo número de Mach (Ma) na saída do filtro de sucção na Figura 5.22. Já para componentes mais distantes das válvulas (câmara intermediária, passador de sucção e tubo 2) é nítido que a irreversibilidade mostra-se maior para a condição *MBP*, o que auxilia no entendimento dos resultados das redução de vazão por perda de carga no filtro de sucção (Figura 5.7).

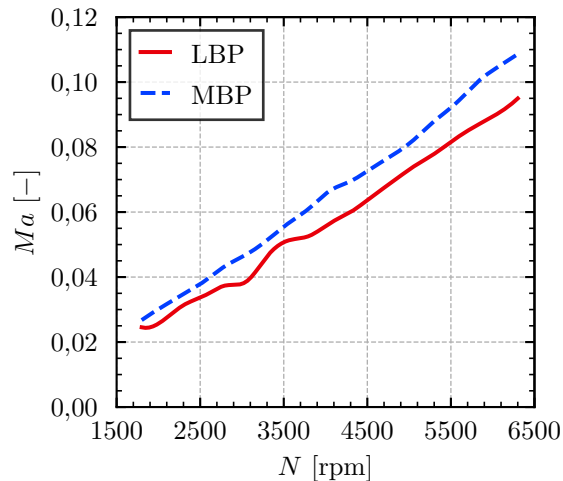


Figura 5.22 – Velocidade do fluido refrigerante na saída do filtro de sucção (tubo 1).

5.3.3 Válvula de sucção

Os resultados de irreversibilidade associada à válvula de sucção na Figura 5.23 mostram grande influência da velocidade de rotação sobre a destruição de exergia. Ao contrário do observado para a ineficiência volumétrica na válvula de sucção (Figura 5.13), a ineficiência exérgica não varia de forma oscilatória. Além disto, a condição de operação (*LBP* e *MBP*) não parece influenciar essa irreversibilidade, conforme mostra a Figura 5.23. O fato é que a dinâmica da válvula de sucção na condição *LBP* origina amplitudes menores de abertura (Figura 5.24), impondo assim maior restrição a passagem do escoamento e, assim, maior perda de carga. Por outro lado, apesar da restrição na condição *MBP* ser um pouco menor, o processo de sucção ocorre num período de tempo maior e isso tende a aumentar a perda de carga, tornando a irreversibilidade próxima daquela verificada na condição *LBP*.

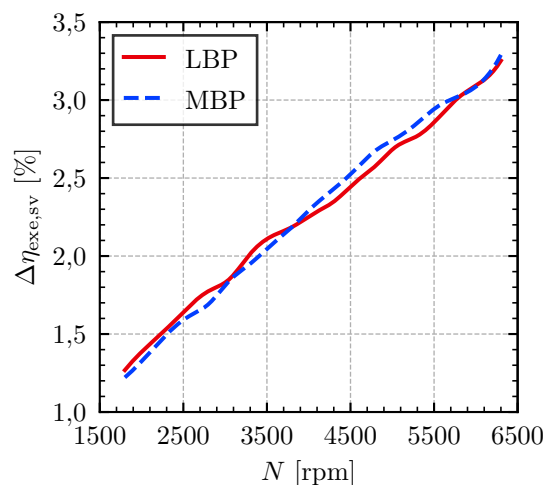


Figura 5.23 – Irreversibilidade associada à válvula de sucção.

A Figura 5.25 mostra as irreversibilidades na válvula de sucção associadas a quatro fenômenos: perda de carga, vazamento, mistura e refluxo. Como pode ser observado, a

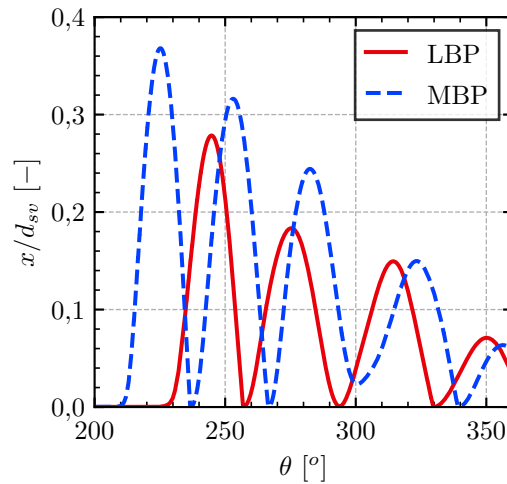


Figura 5.24 – Deslocamento da válvula de sucção para 2800 rpm.

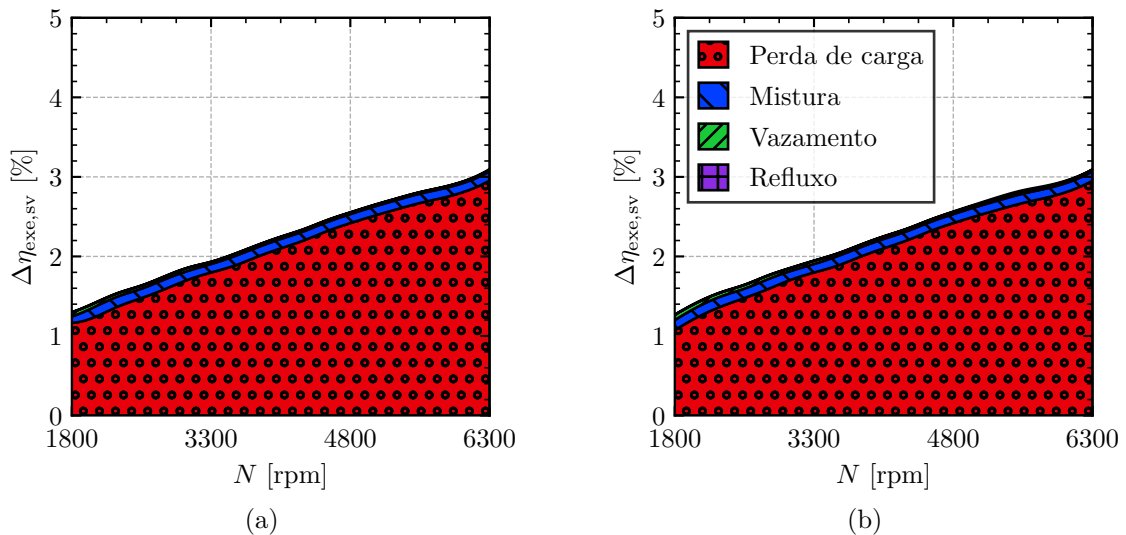


Figura 5.25 – Fracionamento da irreversibilidade associada à válvula de sucção. (a) LBP; (b) MBP

irreversibilidade causada pela perda de carga é muito maior que as demais irreversibilidades nas duas condições de operação e em todo o intervalo de velocidade de rotação analisado. Além disso, a irreversibilidade da perda de carga é também a mais afetada pela velocidade de rotação. Embora o refluxo tenha reduzido em até 1,5% a vazão mássica do compressor na condição *MBP*, a destruição de exergia associada a esse fenômeno, bem como ao vazamento na folga palheta-assento, mostram-se desprezíveis em ambas as condições de operação. Finalmente, embora maior que as irreversibilidades do refluxo e do vazamento, a mistura irreversível de escoamento é bem menos influente que a perda de carga sobre irreversibilidade total.

5.3.4 Válvula de descarga

Os resultados para a irreversibilidade na válvula de descarga são apresentados na Figura 5.26, e mostram que a maior irreversibilidade ocorre na condição *LBP* para

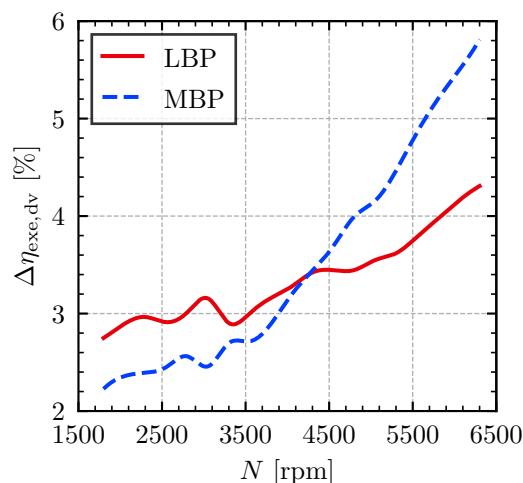


Figura 5.26 – Irreversibilidade associada à válvula de descarga.

velocidades menores que 4300 rpm. A partir dessa velocidade, a geração de entropia é maior na condição *MBP*, com a ineficiência exergética aumentando de 2,2% em 1600 rpm a 5,8% em 6300 rpm. Comparando as Figura 5.23 e Figura 5.26, percebe-se que a válvula de descarga reduz mais a eficiência exergética do compressor do que a válvula de sucção.

A fim de compreender os resultados da Figura 5.26, a Figura 5.27 mostra as irreversibilidades na válvula de descarga originadas por quatro fenômenos: perda de carga, vazamento, mistura e refluxo. Em comparação ao observado para a válvula de sucção, a irreversibilidade associada à mistura irreversível de fluidos é bem mais relevante para a válvula de descarga. Na condição *LBP* e velocidade de 1800 rpm, essa irreversibilidade reduz em aproximadamente 1,7% a eficiência exergética global do compressor. À medida que a velocidade aumenta na condição *LBP*, essa irreversibilidade diminui devido à redução da diferença entre as temperaturas dos fluidos que se misturam. Contudo, essa redução acaba não sendo linear com a velocidade, uma vez que a geração de entropia devido à mistura também é proporcional a vazão mássica (vide Equação (4.25)), a qual é intensificada com a velocidade de operação. Essa irreversibilidade é maior na condição *LBP* que na condição *MBP* porque, devido à sua maior razão de pressão, as temperaturas de descarga tendem a ser maiores do que a temperatura na câmara de descarga, gerando mais entropia ao se misturarem com o fluido na câmara de descarga.

A destruição de exergia devido à perda de carga foi novamente a mais afetada pela velocidade de rotação, com aumento mais pronunciado na condição *MBP*, passando de 1,6% em 1800 rpm para 4,9% em 6300 rpm. A irreversibilidade do vazamento na folga palheta-assento se mostra visível apenas em baixas velocidades de rotação na condição *LBP*, mas praticamente desprezível quando comparada às irreversibilidades da mistura e da perda de carga.

Embora o refluxo tenha reduzido em até 6% a vazão do compressor para a condição *LBP* (Figura 5.16), o seu efeito também é desprezível na eficiência exergética, com valor máximo de apenas 0,16%.

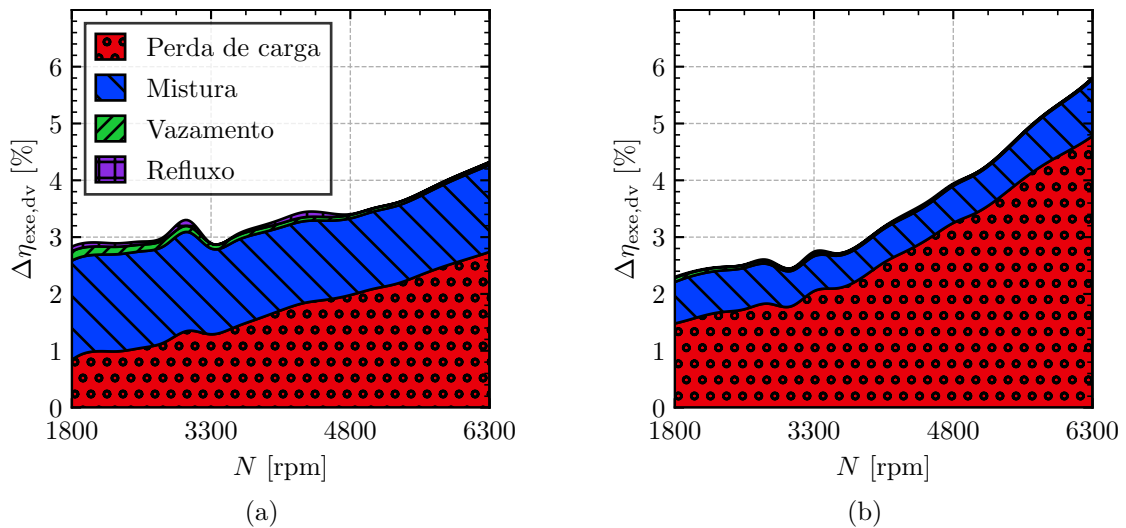


Figura 5.27 – Fracionamento da irreversibilidade associada à válvula de descarga. (a) LBP; (b) MBP

5.3.5 Filtro de descarga

A Figura 5.28 apresenta a irreversibilidade associada ao filtro de descarga em função da velocidade de operação do compressor. As irreversibilidades no filtro de descarga aumentam de forma expressiva com a velocidade do compressor, mas seus valores absolutos e taxa de aumento com a velocidade são menores que o observado para o filtro de sucção.

Menores irreversibilidades no filtro de descarga em comparação ao filtro de sucção foram também observadas por Pereira (2006), Diniz (2018) e Araujo (2021) em compressores alternativos de baixa capacidade. Já a menor taxa de aumento dessa ineficiência com a velocidade de rotação foi verificada por Bezerra-Júnior (2021).

Essa irreversibilidade é maior na condição *MBP* devido às maiores velocidades do escoamento no filtro de descarga (maiores vazões mássica com mesma densidade). Ainda, pode-se observar oscilações nos valores dessa irreversibilidade com a velocidade de rotação, as quais são associadas a mudanças na dinâmica da válvula.

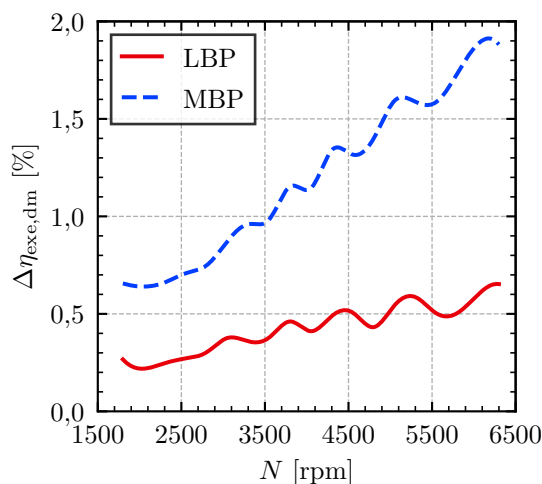


Figura 5.28 – Irreversibilidade associada ao filtro de descarga.

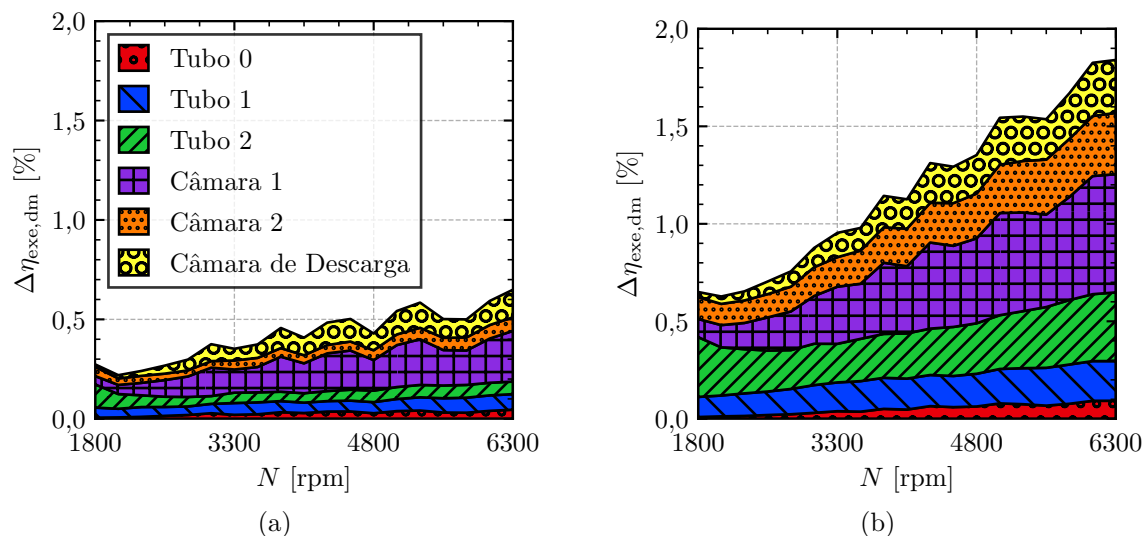


Figura 5.29 – Fracionamento da irreversibilidade associada ao filtro de descarga. (a) LBP; (b) MBP

A Figura 5.29 fraciona a geração de entropia no filtro de descarga de acordo com a contribuição de cada um dos seus principais componentes. Grande diferença é notada para a destruição de exergia nos tubos entre as duas condições de operação. Enquanto a irreversibilidade devido ao atrito viscoso nos tubos é pouco influente nos resultados para a condição *LBP*, para a condição *MBP* esse origina uma redução de aproximadamente 0,7% na eficiência exergética do compressor. Entretanto, ainda que considerável, essa irreversibilidade é bastante inferior àquela verificada para o filtro de sucção. De fato, apesar do diâmetro menor dos tubos nos filtros de descarga, a densidade muito mais elevada do fluido refrigerante na descarga origina níveis menores de velocidade comparado à sucção, reduzindo o atrito viscoso no escoamento.

A irreversibilidade mais afetada pela variação da velocidade do compressor ocorre na expansão brusca nas câmaras em ambas as condições de operação. As maiores velocidades do escoamento na condição *MBP* explicam a grande diferença observada entre as duas condições.

5.3.6 Vazamento na folga pistão-cilindro

A Figura 5.30 mostra que a irreversibilidade devido ao vazamento na folga pistão-cilindro diminui com o aumento da velocidade do compressor, de forma similar ao observado para a ineficiência volumétrica devido ao vazamento (Figura 5.9). Conforme esperado, essa irreversibilidade é maior para maiores diferenças de pressão entre as linhas de sucção e descarga, representada pela condição *LBP*, sendo mais crítico em baixas velocidades do compressor, conforme indicado também na literatura (LIU, 1993; KRUEGER; SCHWARZ, 1994).

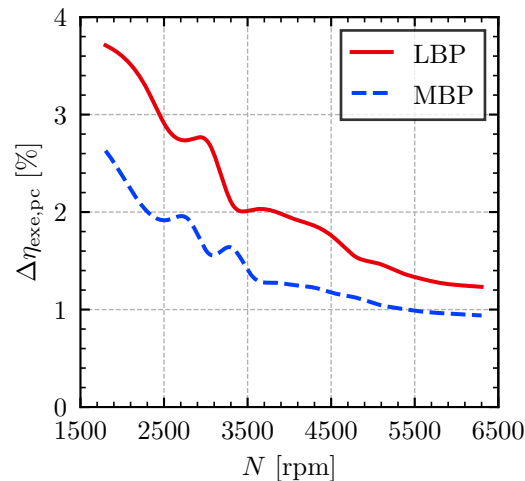


Figura 5.30 – Irreversibilidade associada ao vazamento na folga pistão-cilindro.

5.3.7 Sucção indireta

A Figura 5.31 mostra que a irreversibilidade associada à sucção indireta aumenta com a velocidade do compressor, similar ao observado para a eficiência volumétrica (Figura 5.8), uma vez que maiores quantidades de fluido refrigerante se misturam nessas situações. Contudo, a tendência em relação às condições de operação *LBP* e *MBP* é diferente daquela verificada para a ineficiência volumétrica, ou seja, as irreversibilidades se mostraram maiores na condição *MBP* em praticamente todo o intervalo de velocidade analisado. Novamente, esse fenômeno pode ser atribuído a quantidade de fluido refrigerante misturado irreversivelmente. Como a vazão é maior para a condição *MBP* em uma mesma velocidade de rotação (vide eficiência volumétrica na Figura 5.5), a irreversibilidade de mistura é maior. Além disso, essa irreversibilidade é também dependente da diferença entre as temperaturas do fluido refrigerante no filtro de sucção e no ambiente interno do compressor. Com o aumento da velocidade do compressor, as temperaturas do ambiente interno se aproximam nas duas condições de operação. Como a temperatura do passador sucção é maior para a condição *MBP* (vide Tabela 5.4), à medida que a velocidade de rotação aumenta, essa irreversibilidade tende aumentar mais para a condição *LBP*, conforme mostra a aproximação das curvas na Figura 5.31.

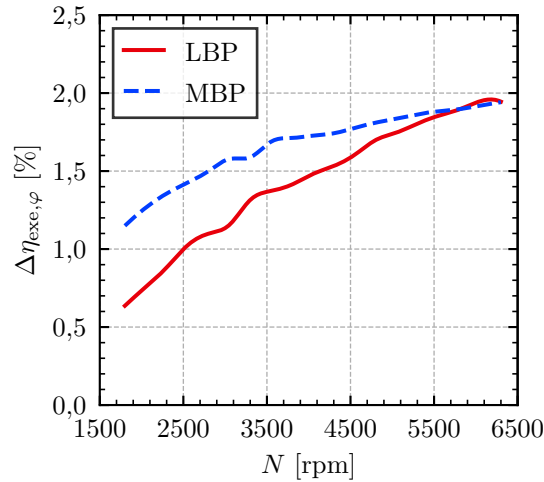


Figura 5.31 – Irreversibilidade associada à sucção indireta

5.3.8 Perdas mecânicas

A Figura 5.32 apresenta a irreversibilidade total associada às perdas mecânicas nos mancais do compressor. Em baixas velocidades, a viscosidade do óleo é maior devido a menor temperatura do óleo. À medida que a velocidade do compressor aumenta, a temperatura do óleo também aumenta, reduzindo a viscosidade e a perda mecânica. No entanto, em velocidades elevadas a viscosidade já não varia tanto com a temperatura, mas o atrito viscoso aumenta com a velocidade do compressor. De fato, os resultados mostram o aumento da irreversibilidade com a velocidade a partir de 2500 rpm para a condição *LBP* e a partir de 3500 rpm para a condição *MBP*. Isso está de acordo com as observações de Krueger e Schwarz (1994) e Posch *et al.* (2017), podendo destruir quase 7% da exergia fornecida ao compressor na condição *LBP*. Deve ser mencionado que a potência dissipada nos mancais em termos absolutos varia pouco quando se altera a condição *LBP* para *MBP*. No entanto, em termos percentuais, a irreversibilidade na condição *MBP* é menor em função da sua maior potência elétrica consumida

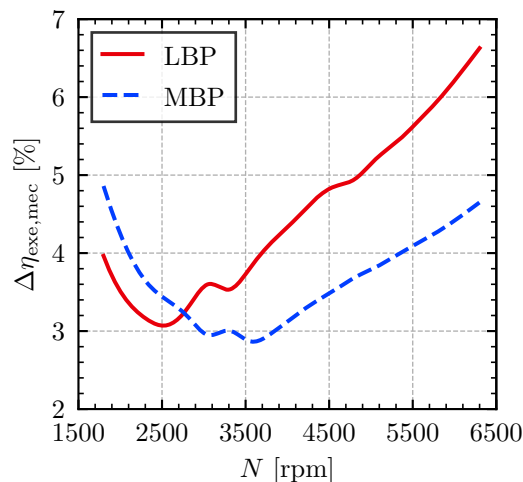


Figura 5.32 – Irreversibilidade associada às perdas mecânicas

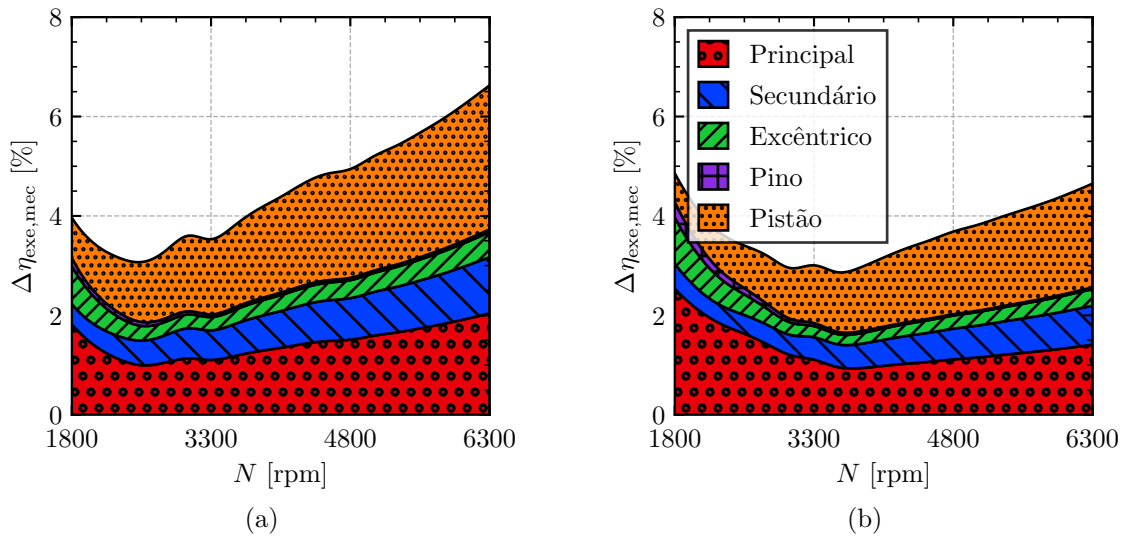


Figura 5.33 – Fracionamento da irreversibilidade associada a perdas mecânicas. (a) LBP; (b) MBP

A Figura 5.33 apresenta as contribuições dos diferentes mancais sobre as perdas mecânicas. Conforme observado, a folga pistão-cilindro é responsável pela maior parte das perdas, conforme também observado por Posch (2017). Devido às maiores forças de reação, a irreversibilidade no mancal principal é maior que a do mancal secundário em ambas as condições de operação, com as duas aumentando com a velocidade de rotação. As perdas no mancal do pino do pistão são desprezíveis em todo o intervalo de velocidade analisado. A irreversibilidade no mancal do excêntrico é bem menor que às irreversibilidades dos mancais do eixo e o pistão, não sendo muito alterada pela velocidade do compressor. Observa-se também que o aumento da viscosidade em função das menores temperaturas nas menores velocidades do compressor origina um aumento das irreversibilidades nos mancais principal e do excêntrico na condição *MBP*. Além disso, o desempenho dos mancais não é adequado em baixa velocidade, permitindo o contato entre as superfícies sólidas e aumentando assim ainda mais a potência consumida.

5.3.9 Perdas elétricas

A Figura 5.34 apresenta a irreversibilidade associada ao motor elétrico. Conforme observado, essa irreversibilidade é bastante relevante no balanço exergético do compressor, chegando a reduzir em mais de 19% a eficiência exergética. Além disso, os resultados mostram que essa irreversibilidade é maior em velocidades baixas, em função da curva característica potência-torque do motor adotado no presente estudo.

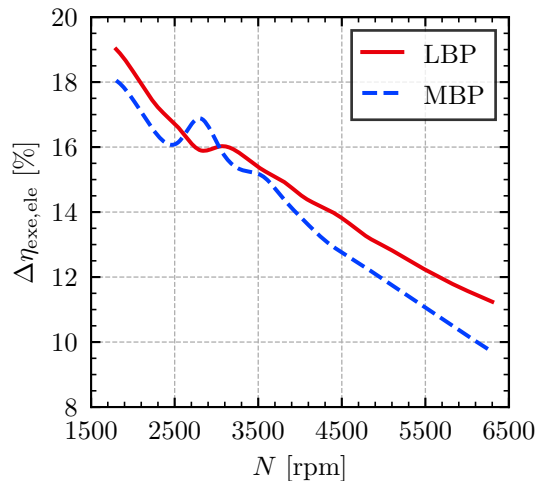


Figura 5.34 – Irreversibilidade associada às perdas elétricas

5.4 ESTUDOS PARAMÉTRICOS

Através de análises numéricas, esta seção busca identificar os parâmetros de projeto de compressores que afetam as suas principais fontes de ineficiências volumétricas e exérgicas. Atenção especial foi direcionada a parâmetros geométricos, tais como espessura das válvulas, diâmetro dos orifícios, posição do limitador de movimento da válvula, dimensões de tubos dos filtros acústicos, além da influência do tipo de sucção (direta ou indireta).

Essa análise paramétrica é realizada para 19 velocidades de rotação na condição de teste *LBP*, com o objetivo de demonstrar o potencial do modelo de simulação e do procedimento de estratificação de ineficiências no entendimento do desempenho do compressor para posterior melhoria de seu projeto.

5.4.1 Espessura das válvulas

Conforme mostrado nas seções anteriores, as válvulas de sucção e descarga afetam de forma significativa as eficiências volumétrica e exérgica de compressores. Quando abertas, a dinâmica das válvulas é governada pelo carregamento de pressão do escoamento e pela rigidez e frequência natural da palheta. Do ponto de vista energético, uma válvula mais rígida impõe uma abertura mais lenta da válvula, reduzindo as eficiências volumétrica e exérgica do compressor. Entretanto, não é possível reduzir a rigidez da palheta sem reduzir também a sua frequência natural, o que pode causar uma resposta mais lenta da palheta no seu fechamento, aumentando o refluxo na válvula. Dessa forma, pares de rigidez e frequência natural devem ser otimizados de modo a obter o melhor desempenho das válvulas. Uma forma de realizar essa otimização é através da variação da espessura da palheta.

De modo a simplificar a determinação do par rigidez-frequência natural para diferentes espessuras, a palheta é descrita pela teoria de deflexão de vigas. Dessa forma, assume-se a palheta como uma viga engastada com um carregamento concentrado atuando

na extremidade livre, de modo que sua rigidez pode ser obtida, de acordo com Meirovitch (1986), de:

$$K_V = \frac{E \cdot n \cdot b^3}{4L_{cg}^4} \quad (5.1)$$

onde n representa a largura da válvula e L_{cg} a distância entre o engaste e o centro geométrico do orifício da válvula.

Ainda de acordo com Meirovitch (1986), o primeiro modo de vibração (frequência natural) de uma viga engastada é:

$$\omega_V = (1,875)^2 \sqrt{\frac{E \cdot b^2}{12 \rho_V L_{cg}^4}} \quad (5.2)$$

onde L_V é o comprimento da válvula.

Sendo assim, considerando válvulas com diferentes espessuras, mas de mesmo material (ρ_V e Λ constantes), mesma largura e comprimento e com distância entre extremidade e centro geométrico do orifício constante, sua rigidez e frequência podem ser obtidas das seguintes expressões para uma válvula de referência:

$$K_V \approx K_{V,ref} \cdot \left(\frac{b}{b_{ref}}\right)^3 \quad (5.3)$$

$$\omega_V \approx \omega_{V,ref} \cdot \left(\frac{b}{b_{ref}}\right) \quad (5.4)$$

A Figura 5.35 mostra o deslocamento da válvula de descarga para diferentes espessuras e mesma velocidade do compressor. Os resultados mostram que quanto mais espessa a palheta, maior é a resistência para sua abertura, aumentando a sobrepressão no processo de descarga. Por outro lado, a válvula mais espessa fecha com maior rapidez devido à sua maior rigidez. Caso esse fechamento ocorra antes do pistão atingir o ponto morto superior, a palheta pode abrir novamente, conforme observado para a palheta com espessura de 0,203 mm, reduzindo a eficiência do compressor.

A Figura 5.36 apresenta as ineficiências exérgicas (a) e volumétricas (b) associadas ao processo de descarga para três espessuras da palheta da válvula. Como pode ser observado na Figura 5.36a, a abertura mais lenta que resultado do aumento da espessura da válvula aumenta a ineficiência exérgica em todo o intervalo de velocidades do compressor. Contudo, para rotações mais elevadas (> 5900 rpm), as curvas de irreversibilidades se tornam praticamente independentes da espessura da palheta. Isso ocorre porque nessas velocidades a palheta não apresenta *flutter* e a maior fonte de irreversibilidade passa a ser a área de passagem do escoamento que é limitada pela posição do batente, igual para as três espessuras de válvula.

Além disso, em função do aumento da frequência natural com o aumento da espessura, a palheta pode apresentar *flutter*, atrasando o fechamento da válvula, aumentando o

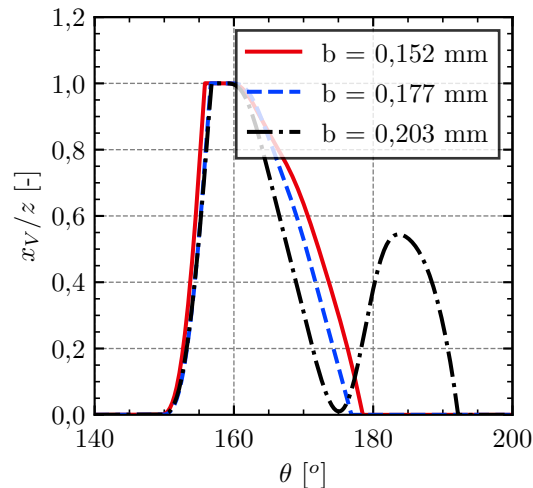


Figura 5.35 – Deslocamento da válvula de descarga do compressor na rotação de 5050 rpm.

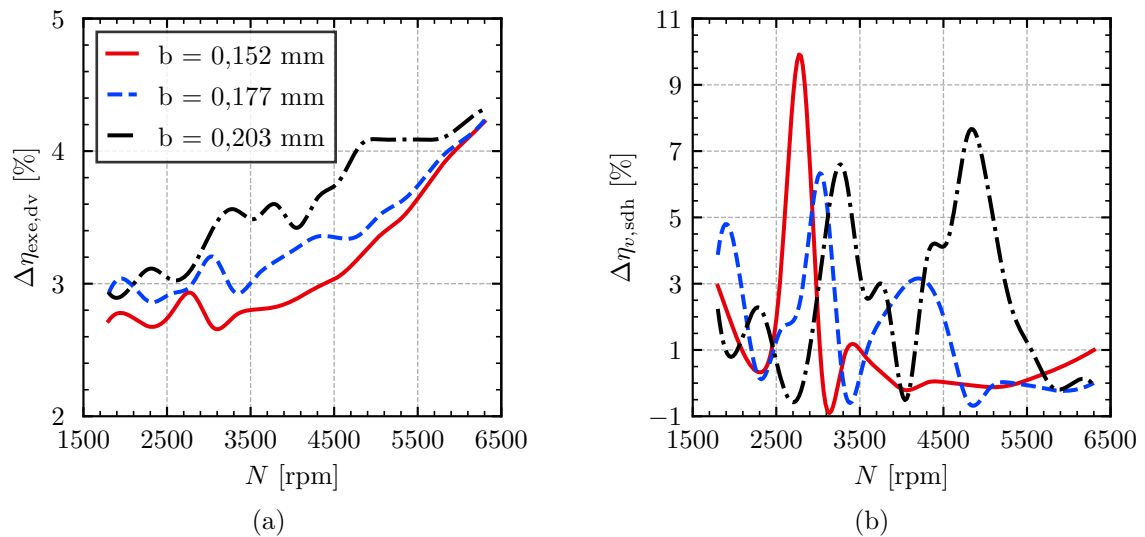


Figura 5.36 – Desempenho da válvula de descarga de acordo com a espessura da palheta: (a) Irreversibilidade; (b) Ineficiência volumétrica associada ao atraso no fechamento.

refluxo e aumentando a ineficiência volumétrica, conforme mostrado na Figura 5.36b para a faixa de velocidade entre 4000 e 5500 rpm. Esse resultado está de acordo com o estudo de Tao *et al.* (2018).

Considerando a válvula de sucção, a Figura 5.37 mostra as ineficiências volumétricas para três diferentes espessuras de palheta. Os resultados mostram que há relação direta entre as ineficiências e a espessura da palheta, com a palheta mais espessa originando a maior redução da vazão em toda a faixa de velocidade analisada e chegando a alcançar aproximadamente 15% de ineficiência.

A válvula de sucção com palheta mais fina apresenta a maior eficiência (Figura 5.37a), apesar de estar associada ao maior refluxo (Figura 5.37b). De fato, a palheta de menor espessura origina maior refluxo em praticamente todo o intervalo de velocidade do compressor analisado, apresentando picos de ineficiência em 2050, 2800 e 4050 rpm. Por sua vez, as duas palhetas mais espessas apenas geraram níveis consideráveis de refluxo

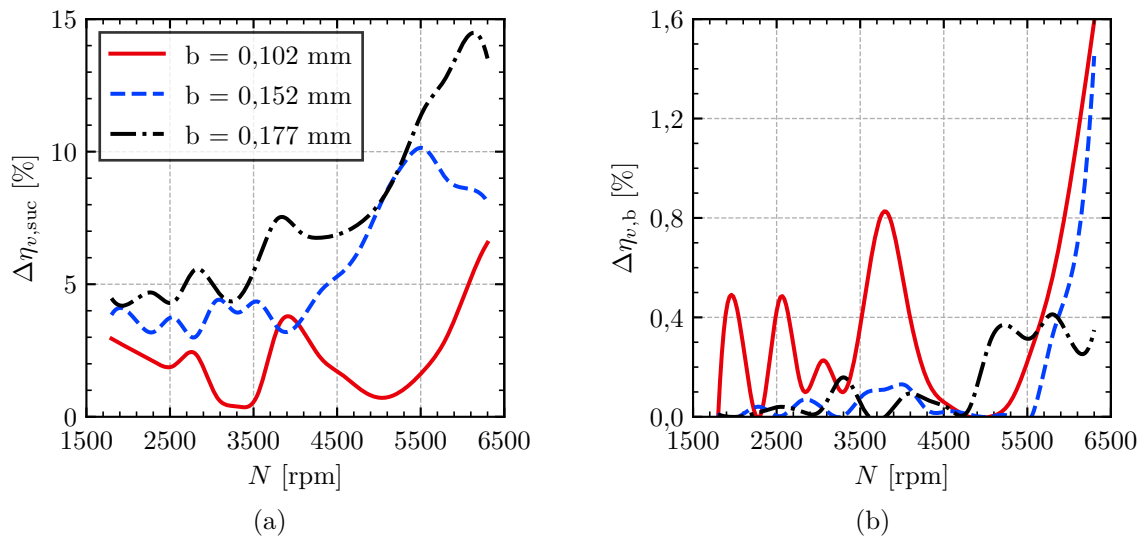


Figura 5.37 – Desempenho volumétrico da válvula de sucção de acordo com a espessura da palheta: (a) Processo de sucção; (b) Refluxo.

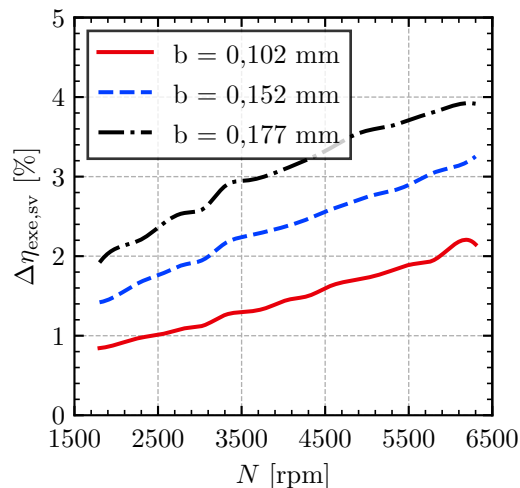


Figura 5.38 – Irreversibilidade da válvula de sucção de acordo com a espessura da palheta.

em rotações acima de 5000 rpm. Deve ser mencionado que o refluxo na válvula de sucção é bastante inferior àquele da válvula de descarga mesmo para a válvula mais fina.

Com referência à exergia, a Figura 5.38 apresenta a irreversibilidade para três espessuras de palheta da válvula de sucção, ficando claro que as maiores ineficiências são originadas por palhetas mais espessas. Ademais, embora a ineficiência aumente com a velocidade do compressor independente da espessura da palheta, a taxa de aumento em função da velocidade é maior para palhetas mais espessas. Apesar de alguma similaridade as ineficiências exergética e volumétrica no processo de sucção (Figura 5.37a), a variação da irreversibilidade não apresentou oscilações com o aumento da velocidade de rotação.

5.4.2 Razão entre áreas do orifício de sucção e descarga

As ineficiências volumétricas e exergéticas nos processos de sucção e descarga são afetadas por três componentes (PEREIRA, 2006): Do ponto de vista termodinâmico, o

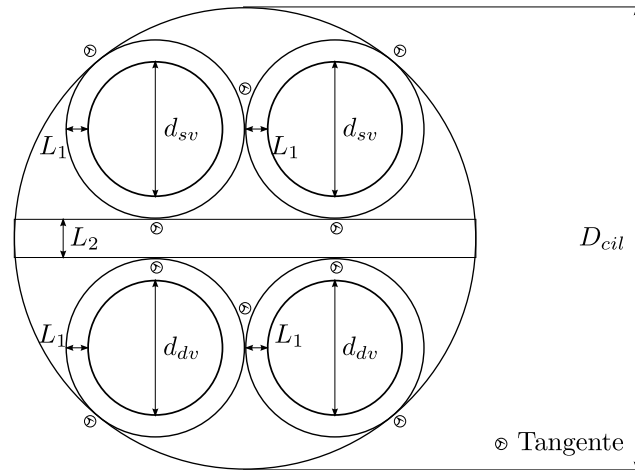


Figura 5.39 – Cabeçote do compressor com dimensões características.

diâmetro do orifício de passagem deveria ser o maior possível, reduzindo a perda de carga no escoamento. Entretanto, devido às dimensões reduzidas do cabeçote do compressor e à necessidade de acomodar ambos os sistemas de sucção e descarga, o aumento de um orifício implica na redução do espaço para acomodar o outro. A Figura 5.39 ilustra a disposição típica das válvulas no cabeçote de um compressor alternativo biela-manivela. Observa-se que os orifícios de sucção e descarga devem ser acomodados na área da seção transversal do cilindro. Além disso, espaçamentos de segurança denotados pela letra L devem ser assegurados independentemente dos diâmetros dos orifícios. A fim de compreender os efeitos da variação dos diâmetros do orifício de passagem sobre o desempenho do compressor, adota-se a variável \mathcal{R} , definida como a razão entre as áreas de sucção e descarga:

$$\mathcal{R} = \frac{d_{sv}^2}{d_{dv}^2} \quad (5.5)$$

Deve ser observado que ao aumentar o orifício da válvula de sucção, o orifício da válvula de descarga deve ser reduzido proporcionalmente de forma que as válvulas ocupem todo o espaço disponível junto ao cabeçote, mantendo as restrições impostas na Figura 5.39.

A Figura 5.40 apresenta as irreversibilidades associadas às válvulas de sucção (Figura 5.40a) e descarga (Figura 5.40b), de acordo com a variação de \mathcal{R} , mostrando que orifícios maiores diminuem a geração de entropia, melhorando o desempenho do compressor. No entanto, pode-se observar diferenças nos resultados para as duas válvulas. No caso da válvula de sucção, orifícios menores provocam maior irreversibilidade em todo o intervalo de velocidade. Em relação à válvula de descarga, verifica-se que o emprego de orifícios maiores pode gerar maior entropia em baixas velocidades, apresentando um padrão oscilatório devido sobretudo a refluxos elevados que ocorrem em orifícios maiores.

As ineficiências volumétricas, mostradas na Figura 5.41 em função de \mathcal{R} , indicam maiores perdas no processo de sucção valores menores de \mathcal{R} , devido ao aumento da perda

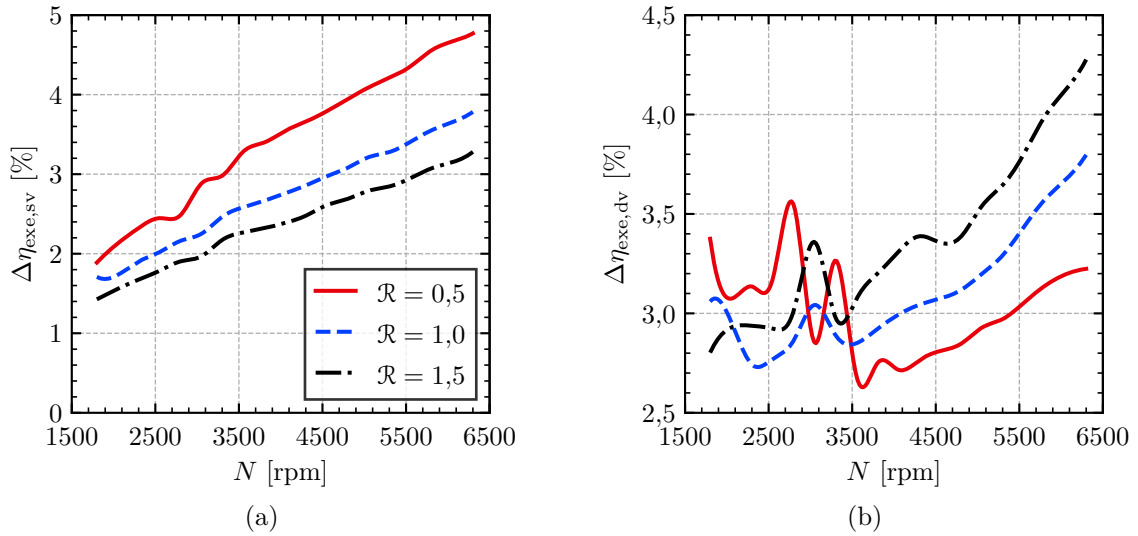


Figura 5.40 – Irreversibilidade da válvula de acordo com a razão de área: (a) Válvula de sucção; (b) Válvula de descarga.

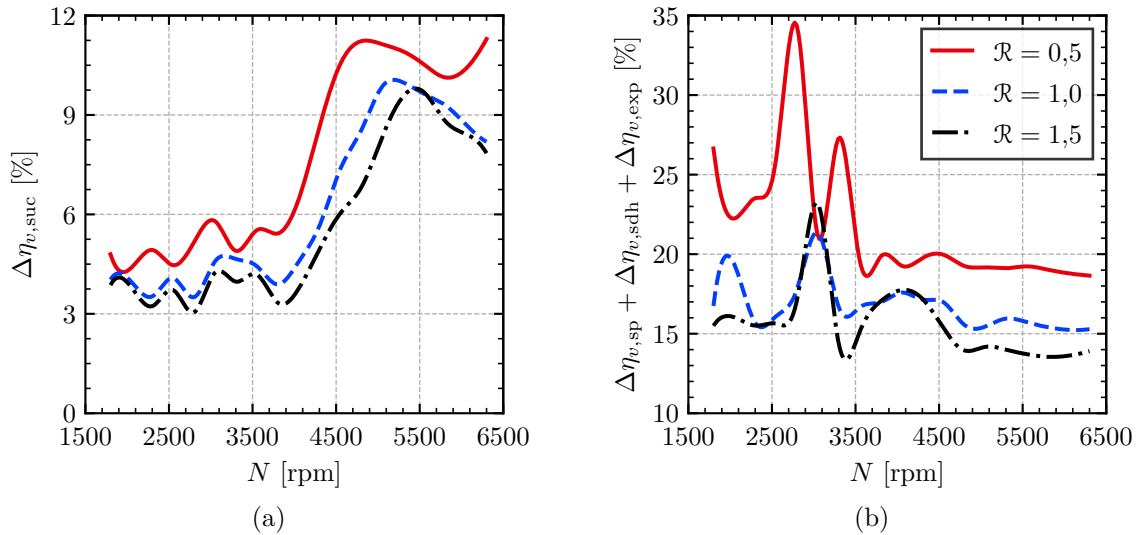


Figura 5.41 – Ineficiência volumétrica de acordo com a razão de área: (a) Processo de sucção; (b) Soma das ineficiências volumétrica associada ao atraso no fechamento, sobrepressão e reexpansão.

de carga com a redução da área do orifício de sucção (Figura 5.41a). A ineficiência na válvula de descarga (Figura 5.41b) representa a soma de ineficiências devido à refluxo pelo atraso no fechamento da válvula, perda de carga e aumento do volume residual com o aumento do diâmetro do orifício de descarga. De fato, além de aumentar o refluxo na válvula, orifícios de descarga maiores tendem também a reduzir a eficiência volumétrica devido ao processo de reexpansão do gás residual no volume do orifício.

5.4.3 Afastamento do batente

O limitador de movimento, ou batente, da válvula de descarga tem a função de evitar uma abertura excessiva da palheta que pode atrasar o seu fechamento e, conseqüentemente,

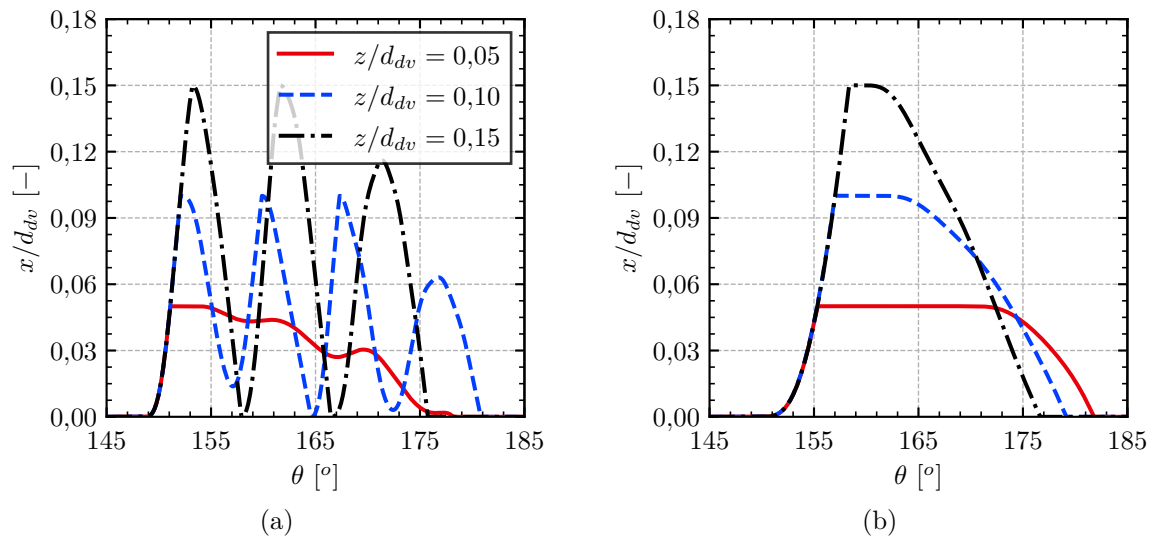


Figura 5.42 – Deslocamento da válvula de acordo com três afastamentos do batente. (a) 1800 rpm. (b) 6300 rpm

gerar refluxo. Entretanto, a utilização desse limitador pode gerar uma restrição adicional ao escoamento na válvula que aumenta a perda de carga, aumentando a irreversibilidade no processo de descarga.

A Figura 5.42 apresenta o deslocamento da válvula de descarga para duas velocidades de rotação (1800 e 6300 rpm) e três afastamentos z do batente. Os resultados mostram movimentos bem distintos nas duas velocidades. A Figura 5.42a, para a rotação de 1800 rpm, mostra que o batente mais próximo ($z/d_{dv} = 0,05$) conseguiu evitar múltiplas oscilações da válvula de descarga (*flutter*), mantendo a palheta aberta durante todo o período de descarga. O mesmo não ocorre com o emprego dos batentes mais afastados, com a palheta oscilando várias vezes e aumentando assim as ineficiências volumétrica e exergética do processo de descarga. Já para a rotação de 6300 rpm (Figura 5.42b), independente do afastamento do batente, a válvula não apresenta oscilações. Assim, o uso de um batente próximo ($z/d_{dv} = 0,05$) não tem relevância para eliminar oscilações da palheta, mas atua como maior restrição à passagem do escoamento, aumentando a perda de carga, e originando maior refluxo devido ao atraso no fechamento da válvula.

A Figura 5.43 mostra o diagrama $p - \forall$ do compressor sob as mesmas velocidades e afastamentos do batente consideradas anteriormente. Os resultados da Figura 5.43a, para a velocidade de 1800 rpm, mostram que por ter evitado oscilações no movimento da palheta, o batente mais próximo ($z/d_{dv} = 0,05$) permitiu que o processo de descarga ocorresse a uma pressão praticamente constante após o primeiro pico de sobrepressão. Apesar das oscilações, a pressão média no processo de descarga associada aos batentes mais afastados é praticamente igual àquela do batente mais próximo, indicando consumos similares de energia neste processo. Por outro lado, na velocidade máxima (Figura 5.43b), o batente mais próximo apenas impôs uma restrição e perda de carga adicional ao escoamento, uma vez que o *flutter* foi evitado com todos os batentes (Figura 5.42b).

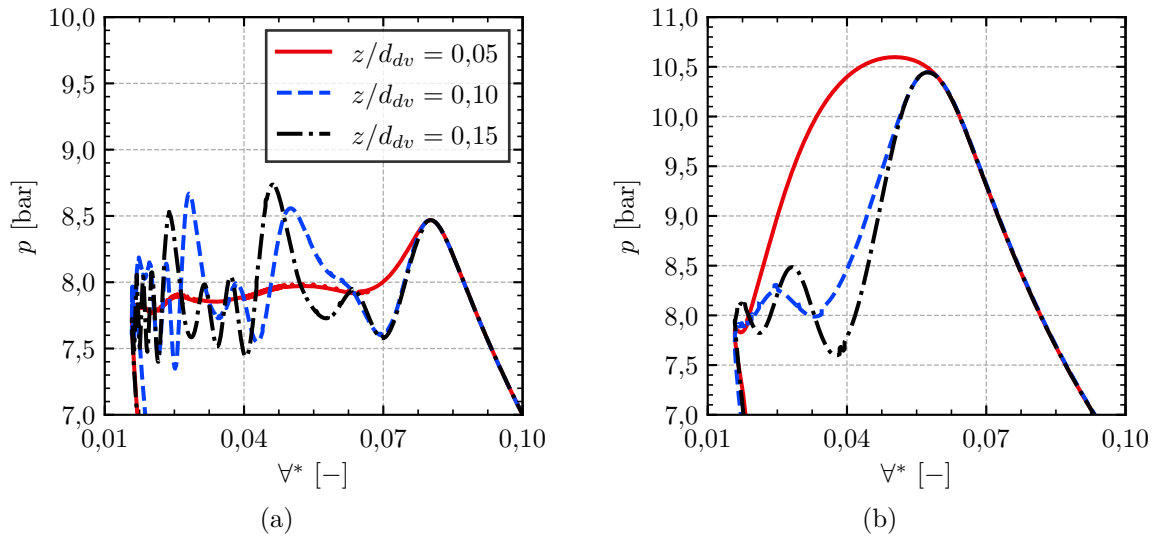


Figura 5.43 – Diagrama $p - V$ de acordo com três afastamentos do batente. (a) 1800 rpm. (b) 6300 rpm.

Por fim, a Figura 5.44 apresenta a irreversibilidade na válvula de descarga e ineficiência volumétrica devido ao atraso no fechamento da válvula e à sobrepressão, para velocidades entre 1800 e 6300 rpm. A Figura 5.44a mostra que até a velocidade de 2800 rpm houve pouca diferença entre as irreversibilidades dos três batentes. Contudo, há um acentuado aumento da irreversibilidade após 2800 rpm originada pelo batente mais próximo, chegando a alcançar até 6,8% de ineficiência. O batente com afastamento intermediário mostra o melhor desempenho, enquanto o batente mais afastado apresenta um desempenho intermediário que pode ser explicado com o auxílio das ineficiências volumétricas mostradas na Figura 5.44b. Os resultados dessa figura indicam ineficiências volumétricas de até 15% devido a refluxos elevados originados com o limitador mais afastado ($z/d_{dv} = 0,15$). No entanto, para velocidades acima de 5500 rpm a ineficiência volumétrica desse mesmo batente é inferior a 1% e menor que a ineficiência dos outros dois batentes. Além disso, o aumento expressivo da ineficiência volumétrica observada para $z/d_{dv} = 0,15$ entre 3500 e 4900 rpm origina também um aumento significativo da entropia na mesma faixa de velocidade. O batente mais curto ($z/d_{dv} = 0,05$) não apresenta variação oscilatória da irreversibilidade e das ineficiências volumétricas, demonstrando que o limite de abertura da válvula imposto pelo batente é efetivo em eliminar oscilações no movimento da palheta.

Os resultados apresentados nesta seção mostram que é possível identificar um afastamento ótimo do batente para a operação do compressor. Além disso, nota-se que seria ideal a imposição de um batente mais próximo para baixas velocidades, de modo a evitar *flutter* e, conseqüentemente, refluxo, sem a imposição de grande aumento de irreversibilidade, e um batente mais afastado à medida que a velocidade aumenta, já que as irreversibilidades tenderiam a apresentar grande aumento com um batente mais próximo.

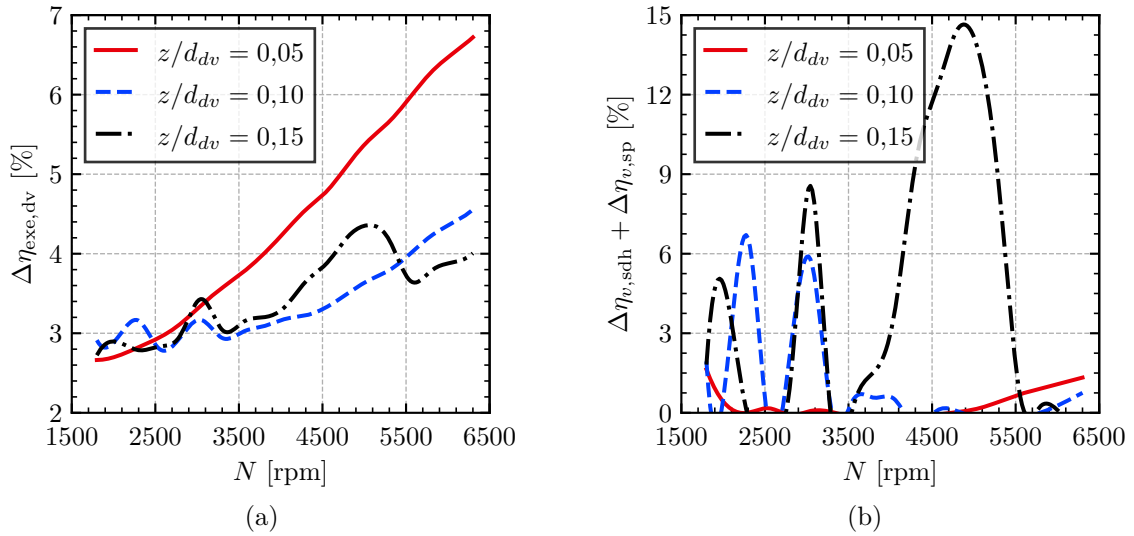


Figura 5.44 – Desempenho da válvula de descarga de acordo com o afastamento do batente: (a) Irreversibilidade; (b) Ineficiência volumétrica associada ao atraso no fechamento e à sobrepressão.

5.4.4 Dimensões do filtro de sucção

A pulsação de pressão no escoamento através do filtro de sucção influencia de forma significativa o desempenho do compressor. Por exemplo, sincronização da pulsação de pressão e a dinâmica da válvula pode maximizar o fenômeno de sobre-alimentação (*supercharging*), principalmente em velocidades de rotação elevadas (LIU, 1993).

A Figura 5.45 apresenta mapas das principais ineficiências volumétricas no processo de sucção com a variação do diâmetro ($D_{\text{sm,t1}}$) e o comprimento ($L_{\text{sm,t1}}$) do tubo 1 do filtro que é conectado à câmara de sucção, considerando a condição *LBP* e velocidade máxima do compressor. A Figura 5.45a mostra que o *supercharging* pode ser maximizado com a modificação das dimensões do tubo 1, alcançando um máximo de 7% na vazão quando a combinação de menor diâmetro e maior comprimento é adotada.

As maiores perdas por refluxo (Figura 5.45b) ocorrem em tubos longos e de maior diâmetro. Por outro lado, as perdas associadas ao processo de sucção (Figura 5.45c) e a perda de carga no filtro de sucção (Figura 5.45d) são maiores em tubos longos e menor diâmetro, a mesma configuração do tubo 1 que maximiza o *supercharging*, devido à maior perda de carga no escoamento. A Figura 5.45e mostra que as perdas por superaquecimento do gás na sucção, devido à transferência de calor no filtro, praticamente não são afetadas pela alteração nas dimensões do tubo 1. A variação máxima de 0,5% ocorre com o aumento do comprimento o que aumenta a área de troca de calor.

Finalmente, a Figura 5.45f apresenta a soma do aumento da eficiência por *supercharging* com as ineficiências dos demais fenômenos. Como observado, embora o *supercharging* possa ser maximizado com ajustes nas dimensões do tubo 1, essa geometria do tubo 1 aumenta as perdas de capacidade no filtro e na válvula de sucção. Assim, a máxima eficiência do processo de sucção não ocorre com as dimensões do tubo 1 otimizadas para

supercharging, mas sim com uma geometria de outras dimensões.

A Figura 5.46 apresenta as irreversibilidades associadas ao filtro de sucção (Figura 5.46a) e a válvula de sucção (Figura 5.46b) com a variação das dimensões do tubo 1. Conforme esperado, há maior influência das dimensões do tubo 1 sobre as perdas do filtro comparadas às perdas na válvula. Os resultados demonstram ainda que as tendências de aumento das irreversibilidades no filtro de sucção são semelhantes às tendências observadas para as ineficiências volumétricas por perda de carga (Figura 5.45d), uma vez que o mecanismo de irreversibilidade é também o atrito viscoso. Por outro lado, a irreversibilidade na válvula (Figura 5.46b) se mostra sensível apenas ao comprimento do tubo 1, em função de que a ausência de efeito do diâmetro do tubo 1 ser uma consequência da soma de dois efeitos opostos, ou seja, refluxo (Figura 5.45b) e processo de sucção (Figura 5.45c).

5.4.5 Sucção indireta

O sistema de sucção indireta cumpre a importante função acústica de atenuar as pulsações de pressão no passador de sucção, principalmente em velocidades elevadas (Figura 5.47). Por outro lado, conforme discutido na Seção 5.2, a sucção indireta origina maior superaquecimento do fluido refrigerante na sucção, reduzindo a eficiência volumétrica, e sendo uma fonte significativa de irreversibilidade (vide Figura 5.31).

Contudo, a redução do superaquecimento do gás com a adoção de um sistema de sucção direta não implica necessariamente em um aumento considerável na eficiência volumétrica. A fim de investigar esse aspecto, a Figura 5.48 apresenta a ineficiência volumétrica associada ao superaquecimento do fluido devido à sucção indireta ($\varphi = 1$) e a diferença entre as eficiências volumétricas totais que seriam obtidas considerando sucção direta ($\varphi = 0$) e indireta ($\varphi = 1$). Conforme observado, a diferença na eficiência volumétrica que seria obtida caso se adotasse o sistema de sucção direta ($\eta_{v,\varphi=0} - \eta_{v,\varphi=1}$) é bem menor do que a redução da ineficiência causada pela sucção indireta (η_{v,ht_1}). Enquanto o superaquecimento do fluido refrigerante devido à sucção indireta reduz em até 11% a vazão do compressor, o ganho de eficiência volumétrica que seria efetivamente obtido não é maior que 1,5% se levado em conta todos os outros efeitos, tais como reexpansão, vazamento, refluxo e perda de carga.

A dificuldade em alcançar esse ganho de eficiência volumétrica se deve a três motivos. O primeiro é o aumento da perda de carga no filtro de sucção devido a maior vazão do compressor. Além disso, por haver uma maior diferença entre a temperatura de entrada do fluido refrigerante no filtro de sucção e temperatura das paredes desse componente, há uma intensificação da troca de calor, acarretando maior superaquecimento do fluido refrigerante devido à troca de calor (η_{v,ht_2}). Por fim, as perdas no processo de sucção também são intensificadas com a redução da temperatura do fluido refrigerante na câmara de sucção, que resulta com a sucção direta. Assim, ao passar pela válvula, o gás entra em contato com as paredes e o gás no cilindro de compressão com uma diferença de

temperatura maior (Figura 5.49), reduzindo a eficiência volumétrica.

Os resultados da Figura 5.50 mostram que a eliminação da irreversibilidade da mistura de fluidos pela sucção indireta ($\Delta\eta_{exe,\varphi}$) pode ser convertida num aumento praticamente equivalente de eficiência exergética do compressor. Em velocidades baixas ($N < 2800\text{rpm}$) observa-se que a eficiência exergética no sistema de sucção direta é até maior que a irreversibilidade associada a um sistema de sucção indireta. Isto pode ser explicado pelo fato de que a eliminação da sucção indireta afeta outros mecanismos de irreversibilidades no processo de sucção, tais como a transferência de calor.

Pode-se assim afirmar que o desempenho termodinâmico de um compressor dotado de sucção indireta é inferior ao desempenho do mesmo compressor com sucção direta. Entretanto, a quantificação desse fenômeno não é simples, exigindo o detalhamento das diferentes fontes de ineficiência afetadas com essa modificação.

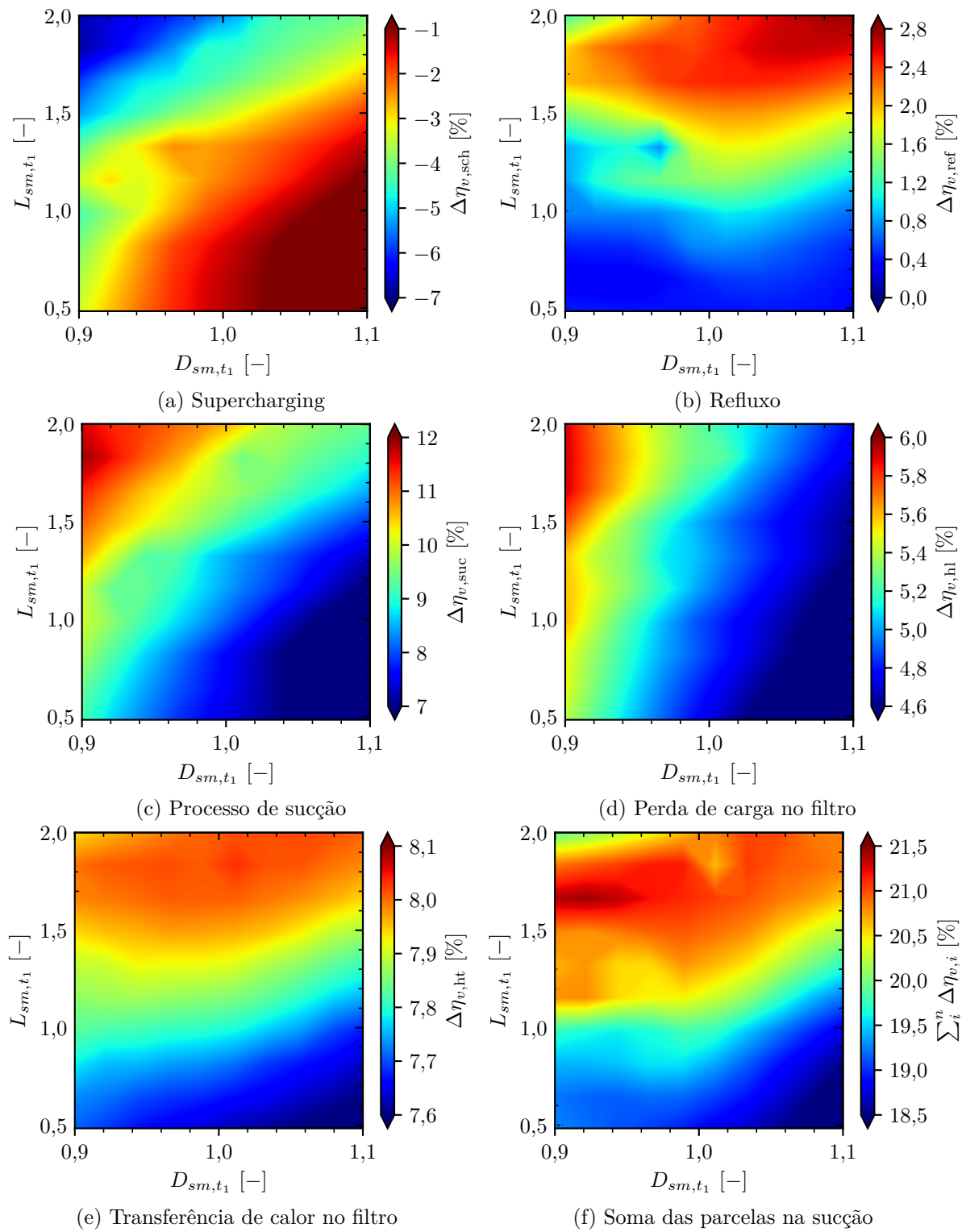


Figura 5.45 – Variação das ineficiências volumétricas em relação às dimensões do tubo 1 no filtro de sucção.

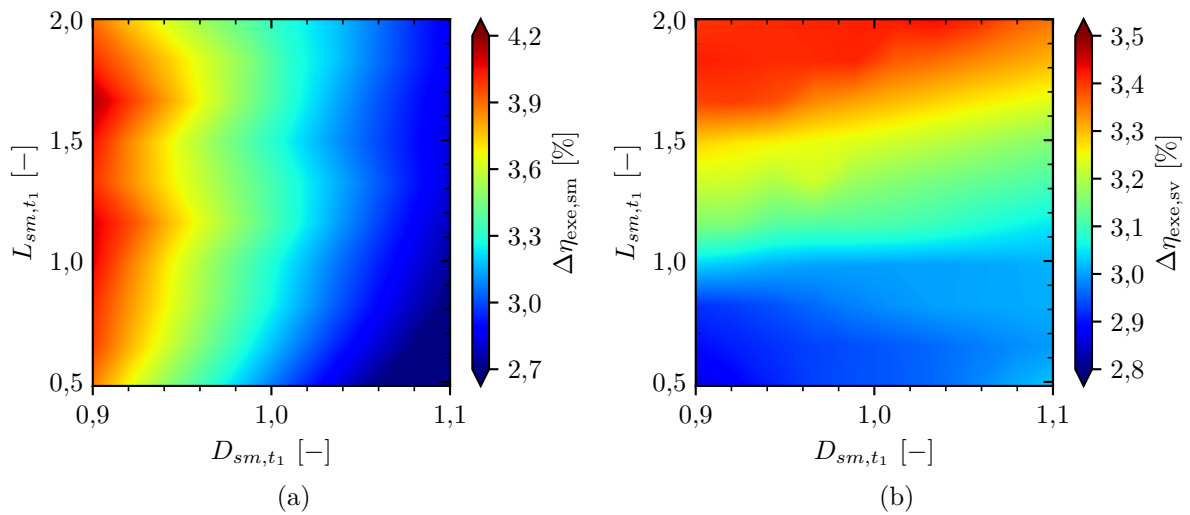


Figura 5.46 – Variação da irreversibilidade em relação às dimensões do tubo 1 no filtro de sucção. (a) Filtro de sucção; (b) Válvula de sucção.

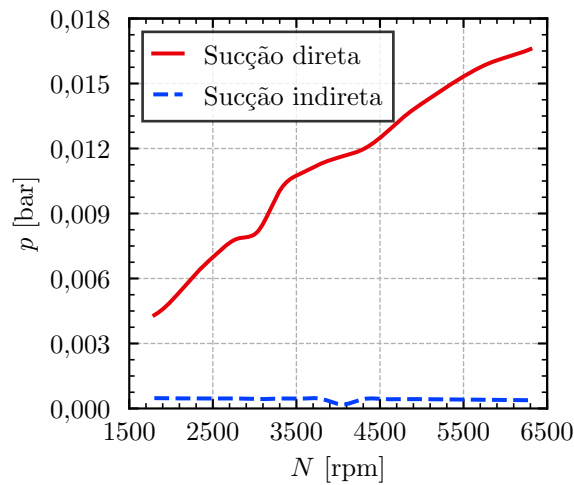


Figura 5.47 – Amplitude média da pulsação de pressão no passador de sucção para diferentes sistemas de sucção.

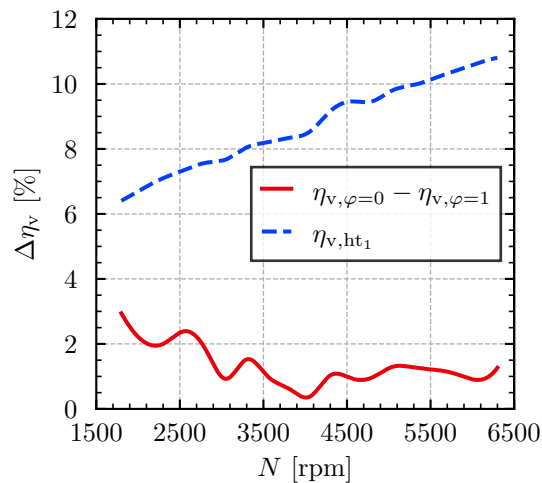


Figura 5.48 – Diferença das eficiências volumétricas assumindo sucção direta e indireta ($\eta_{v,\varphi=0} - \eta_{v,\varphi=1}$) e ineficiência associada a este fenômeno ($\eta_{v,ht1}$)

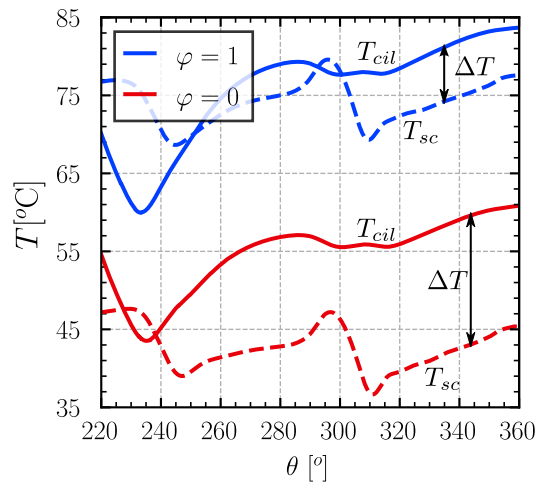


Figura 5.49 – Diferença de temperatura entre câmara de sucção e cilindro de compressão em 6300 rpm

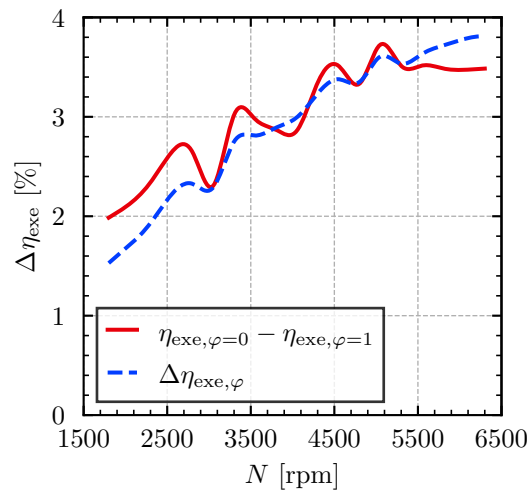


Figura 5.50 – Variação da eficiência exergética assumindo sucção direta e indireta e irreversibilidade associada a este fenômeno.

6 CONCLUSÕES

A grande maioria dos refrigeradores domésticos disponíveis no mercado são equipados com compressores herméticos alternativos que regulam as suas vazões através de chaveamento *on-off* (liga-desliga). Embora simples, e até certo ponto eficaz, essa não é a forma mais eficiente de controle visando a maior eficiência dos refrigeradores. Uma forma mais eficiente de controlar a vazão do compressor, e assim a capacidade do sistema de refrigeração, é a utilização de compressores de velocidade variável. No entanto, a eficiência desses compressores varia na faixa de velocidades de rotação em que opera e, portanto, a identificação das fontes de ineficiências é de suma importância para a sua otimização. O foco do presente estudo é justamente avaliar o desempenho termodinâmico de compressores em diferentes velocidades de operação.

Primeiramente, um modelo de simulação multifísico foi desenvolvido com o auxílio de um software comercial, a fim de analisar o desempenho de um compressor alternativo em diferentes velocidades. Na sequência, o modelo de simulação foi validado através de comparações de seus resultados com dados experimentais de parâmetros globais de desempenho do compressor. Finalmente, dois métodos desenvolvidos recentemente foram adotados para identificar e quantificar as diversas ineficiências volumétricas e irreversibilidades do compressor.

Este capítulo sintetiza as principais conclusões desse estudo, divididas em duas seções, a primeira relacionada às ineficiências volumétricas e a segunda considerando a geração de entropia. Ao final deste capítulo, apresentam-se sugestões para trabalhos futuros a fim de tornar o estudo ainda mais abrangente.

6.1 INEFICIÊNCIAS VOLUMÉTRICAS

As principais conclusões relacionadas as ineficiências volumétricas do compressor são:

- i. Embora a reexpansão do gás residual no volume morto seja responsável pela maior ineficiência volumétrica na condição *LBP*, e uma das mais relevantes ineficiências na condição *MBP*, essa ineficiência praticamente não varia com a velocidade de rotação do compressor.
- ii. As ineficiências devido a vazamentos são bastante relevantes em baixas velocidades do compressor, seguindo um decaimento exponencial com o aumento da velocidade e tendendo a um valor assintótico.
- iii. A ineficiência relacionada à perda de carga no filtro de sucção se mostrou bastante crítica em velocidades elevadas do compressor, devido ao aumento da velocidade do escoamento no interior dos tubos

- iv. Por outro lado, o superaquecimento na sucção se deve à sucção indireta adotada no compressor sob análise e à troca de calor entre a parede do filtro e o fluido refrigerante. Os resultados mostraram que apenas a sucção indireta é influenciada pela velocidade do compressor.
- v. Perdas relacionadas ao processo de sucção também são fortemente influenciadas pela velocidade do compressor, uma vez que o aumento da velocidade do escoamento gera maiores perdas de carga, reduzindo a densidade do fluido refrigerante admitido ao cilindro.
- vi. Observou-se que as ineficiências volumétricas associadas às válvulas oscilam à medida que a velocidade do compressor aumenta, devido à dinâmica das palhetas. Os resultados mostraram que as ineficiências podem ser reduzidas com o aumento do orifício de sucção e também reduzindo a espessura da palheta, permitindo a abertura mais rápida da válvula e assim menor restrição ao escoamento.
- vii. O atraso no fechamento das válvulas causa refluxo. Devido à dinâmica das palhetas do compressor sob análise, esse refluxo tende a ser maior em velocidades intermediárias do compressor. Assim, a eficiência volumétrica não é uma função monotônica da velocidade do compressor, apresentado uma característica oscilatória.
- viii. Ainda sobre refluxo, observou-se que a utilização de duas ou mais válvulas com características dinâmicas distintas permite reduzir o refluxo e o padrão oscilatório da ineficiência com a velocidade do compressor.
- ix. A mudança de parâmetros dinâmicos da válvula, como rigidez e frequência natural, não atenuou o comportamento oscilatório, tampouco reduziu os níveis de refluxo, apenas mudando a velocidade do compressor em que essa eficiência é máxima. Por outro lado, observou-se que a mudança da altura do batente na descarga permite reduzir o refluxo a praticamente zero.
- x. O fenômeno de *supercharging* se mostrou bastante benéfico para a eficiência do compressor operando em velocidades elevadas. Contudo, análises paramétricas do filtro de sucção mostram que o aumento do *supercharging* traz consigo o aumento de outras ineficiências no processo de sucção.
- xi. Finalmente, identificaram-se ineficiências volumétricas que se destacam em baixas velocidades do compressor e outras em altas velocidades, havendo uma velocidade intermediária em que a eficiência volumétrica é maximizada. Por outro lado, o refluxo confere um padrão oscilatório à eficiência volumétrica.

6.2 IRREVERSIBILIDADES

A partir das análises realizadas, as seguintes conclusões sobre as irreversibilidades do compressor podem ser destacadas:

- i. Perdas elétricas, transferência de calor e vazamentos são bastante críticos em baixas velocidades do compressor. De fato, a baixa eficiência do motor elétrico em baixas velocidades aumenta a temperatura do compressor durante um ciclo de compressão, intensificando as perdas por transferência de calor. Além disso, o óleo bombeado para lubrificação de peças móveis do compressor também auxilia no resfriamento de componentes quentes e rejeição do calor através da parede da carcaça. Assim, a baixa vazão de óleo em baixas velocidades do compressor reduz esses efeitos e aumenta a estratificação das temperaturas no compressor, aumentando a geração de entropia por transferência de calor.
- ii. As irreversibilidades relacionadas ao escoamento são comparáveis àquelas da transferência de calor, sendo intensificadas com o aumento da velocidade do compressor.
- iii. As irreversibilidades associadas às válvulas não apresentam o padrão oscilatório observado para as ineficiências volumétricas, sendo também notável a maior influência da válvula de descarga em relação à válvula de sucção sobre a eficiência exergética do compressor.
- iv. Ainda sobre a válvula de descarga, mudanças na espessura da palheta e na área do orifício mostraram-se pouco influentes na destruição de exergia, enquanto o afastamento do batente apresentou grande impacto na irreversibilidade no processo de descarga.
- v. A maior restrição originada pelo batente mais próximo na válvula de descarga resultou em queda na eficiência exergética em velocidades intermediárias e altas do compressor. Em velocidades baixas, essa queda não foi significativa pela eliminação do fluttering da palheta possibilitada pelo emprego do batente.
- vi. Por outro lado, a válvula de sucção não possui batente e a área do orifício e a espessura da palheta apresentaram influência semelhante na geração de entropia em todas as velocidades do compressor.
- vii. As irreversibilidades geradas pelo atrito nos mancais são mínimas em velocidades intermediárias. Isso ocorre porque a viscosidade do óleo é menor em velocidades baixas, devido às temperaturas mais baixas do compressor, aumentando o atrito viscoso, além de prejudicar a lubrificação hidrodinâmica com possível contato entre superfícies sólidas. Já nas velocidades elevadas do compressor, a velocidade e o atrito dos mancais também aumentam, intensificando as irreversibilidades.

- viii. O sistema de sucção indireta do compressor representa uma ineficiência significativa em velocidades elevadas. A mistura irreversível de fluidos da mesma espécie, mas com potenciais termodinâmicos distintos, representou uma queda de até 2% na eficiência exergética do compressor na velocidade mais elevada. Esse fenômeno pode ser ainda mais intensificado dependendo do fator de mistura alcançado pelo sistema de sucção indireta.

6.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho se concentrou em analisar as eficiências volumétricas e exergéticas de um compressor de velocidade variável. Ao longo das análises, identificaram-se os seguintes tópicos que poderiam ser explorados em trabalhos futuros:

i. **Análise de confiabilidade de compressores de velocidade variável**

As análises realizadas neste trabalho foram focadas na avaliação do desempenho termodinâmico do compressor de velocidade variável. Entretanto, não apenas as ineficiências podem ser limitantes do desempenho do compressor, mas também a confiabilidade sobretudo das válvulas que têm suas velocidades de impacto aumentadas com a velocidade do compressor.

ii. **Avaliação do efeito da velocidade do compressor sobre os coeficientes de amortecimento das válvulas**

Observou-se grande influência do coeficiente de amortecimento das válvulas sobre os resultados da vazão mássica do compressor, sobretudo na descarga. Dessa forma, entende-se que o estudo desses coeficientes poderia ser de grande auxílio na análise de compressores de velocidade variável.

iii. **Avaliação de novas tecnologias de válvulas**

Os resultados mostraram grande influência das válvulas no desempenho do compressor. Nesse contexto, Burgstaller *et al.* (2008) e Egger *et al.* (2019) apresentaram alternativas para melhoria do desempenho de válvulas em compressores de velocidade variável. Essas alternativas poderiam ser avaliadas com os modelos e os métodos de estratificação de ineficiências utilizados neste trabalho.

iv. **Análise do número de válvulas e orifícios no desempenho do compressor.**

Os resultados deste estudo mostraram que a utilização de duas ou mais válvulas de sucção e descarga pode atenuar o refluxo originado pela variação da velocidade do compressor. Além disso, observou-se que o afastamento do batente na válvula de descarga representa uma restrição ao escoamento maior que a do próprio orifício da válvula. Dessa forma, ao invés de usar dois orifícios grandes, seria oportuno investigar o efeito do emprego de três ou mais orifícios com áreas menores.

v. Avaliação do efeito do aumento da velocidade mantendo a vazão fixa

Um compressor de velocidade variável foi analisado neste trabalho visando conhecer as principais fontes de ineficiências. Contudo, cada velocidade analisada representa uma vazão diferente, uma vez que a dimensão do cilindro foi mantida constante. Sendo assim, seria também importante analisar compressores operando com diferentes velocidades, mas com dimensões diferentes para fornecer a mesma vazão. Isso permitiria o entendimento da influência não só da velocidade de operação, mas também da dimensão do compressor.

vi. Integração dos modelos de simulação do compressor e do sistema

Observou-se que o desempenho do compressor é bastante afetado pela velocidade de operação. O acoplamento do modelo de simulação do compressor com um modelo de simulação transiente do restante do sistema permitiria avaliar o quão mais eficiente um sistema operando com um compressor de velocidade variável é em relação a um sistema com um compressor com controle *on-off*. Além disso, a análise de um controle de capacidade contínuo em relação a um controle com algumas velocidades discretas seria de grande valia acadêmica e útil no desenvolvimento de novos produtos.

vii. Acoplamento do modelo de simulação com modelo para o motor elétrico

Todas as análises realizadas nesta dissertação não consideram a interação entre o motor e o ciclo de compressão. Um modelo para o motor poderia quantificar o efeito dessa interação sobre a eficiência do motor e, assim, sobre o perfil térmico do compressor. Além disso, o modelo permitiria avaliar o efeito do escorregamento do motor sobre o desempenho do compressor.

REFERÊNCIAS

ADAIR, R. P.; QVALE, E. B.; PEARSON, J. T. Instantaneous heat transfer to the cylinder wall in reciprocating compressors. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 1972. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.

AIGNER, R. **Internal Flow and Valve Dynamics in a Reciprocating Compressor**. Tese (Doutorado) — Technischen Universitat Wien, 2007.

ANNAND, W. J. D. Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines. In: **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**. [s.n.], 1963. v. 177, p. 973–996. ISSN 0020-3483. Disponível em: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/PIME_PROC_1963_177_069_02>.

ARAÚJO, I. M. **Levantamento de ineficiências energéticas de compressores alternativos a partir da segunda lei da termodinâmica**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2021.

BEZERRA-JÚNIOR, J. G. **Análise do desempenho termodinâmico de compressores alternativo e de pistão rolante para fins de miniaturização através do aumento da rotação**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2021.

BINNEBERG, P.; KRAUS, E.; QUACK, H. Reduction in power consumption of household refrigerators by using variable speed compressors. In: **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**. [s.n.], 2002. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/iracc/615>>.

BOOKER, J. F. Dynamically-loaded journal bearings: Numerical application of the mobility method. **Journal of Lubrication Technology**, v. 93, p. 168–174, 1 1971. ISSN 0022-2305. Disponível em: <<https://asmedigitalcollection.asme.org/tribology/article/93/1/168/419050/DynamicallyLoaded-Journal-Bearings-Numerical>>.

BRAGA, V. M.; DESCHAMPS, C. J. Numerical analysis of gas leakage in the piston-cylinder clearance of reciprocating compressors considering compressibility effects. In: **10th International Conference on Compressors and their Systems**. [S.l.]: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017. v. 232. ISSN 1757899X.

BROK, S. W.; TOUBER, S.; MEER, J. S. V. D. Modeling of cylinder heat transfer - large effort, little effect? In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 1980. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.

BURGSTALLER, A.; NAGY, D.; ALMBAUER, R.; LANG, W. Influence of the main parameters of the suction valve on the overall performance of a small hermetic reciprocating compressor. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 2008. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.

BUSAROV, S. S.; BUSAROV, I. S.; TITOV, D. S. Studies of the effect of leaks of the working chamber on the working process of long-stroke ultra-low-speed piston compressor and pump units. **Chemical and Petroleum Engineering**, Springer, v. 55, p. 480–485, 9 2019. ISSN 15738329.

COSTAGLIOLA, M. The theory of spring-loaded valves for reciprocating compressors. **Journal of Applied Mechanics**, v. 17, p. 415–420, 12 1950. ISSN 0021-8936.

COUTO, P. R. C. **Análise de mancais radiais hidrodinâmicos com aplicação em compressores herméticos de refrigeração**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

DESCHAMPS, C. J.; POSSAMAI, F. C.; PEREIRA, E. L. L. Numerical simulation of pulsating flow in suction mufflers. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 2002. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.

DINIZ, M. C. **Análise numérico-experimental de compressores alternativos em transientes periódicos típicos de refrigeradores domésticos**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2018.

DINIZ, M. C.; MELO, C.; DESCHAMPS, C. J. Experimental performance assessment of a hermetic reciprocating compressor operating in a household refrigerator under on-off cycling conditions. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 88, p. 587–598, 2018.

DISCONZI, F. P. **Análise numérica da transferência de calor no interior de cilindros de compressores alternativos de refrigeração doméstica**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.

DUR, L.; EGGER, A.; LANG, M.; ALMBAUER, R. Force assisted discharge valve for piston compressors. In: **Compressors 2021**. [S.l.]: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2021. v. 1180, p. 012019. ISSN 1757-8981.

EGGER, A.; ALMBAUER, R.; DUR, L.; HOPFGARTNER, J.; ZUBER, B.; STANGL, S. Experimental investigation of a mechanically assisted suction reed valve in a small hermetic reciprocating compressor. In: **International Conference on Compressors and their Systems**. [S.l.]: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019. v. 604. ISSN 1757899X.

EGGER, A.; ALMBAUER, R.; DUR, L.; HOPFGARTNER, J.; LANG, M. Multi-response optimization applied to a mechanically assisted reed valve of a hermetic reciprocating compressor. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier Ltd, v. 119, p. 119–130, 11 2020. ISSN 01407007.

EGGER, A.; ALMBAUER, R.; LANG, M.; ZAINER, C. Experimental investigation of an optimized mechanically assisted suction reed valve of a hermetic reciprocating compressor. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 2021. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.

ELSON, J.; SOEDEL, W. Simulation of the interaction of compressor valves with acoustic back pressures in long discharge lines. **Journal of Sound and Vibration**, v. 34, p. 211–220, 5 1974. ISSN 0022460X. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0022460X74803056>>.

FAGOTTI, F.; PRATA, A. T. A new correlation for instantaneous heat transfer between gas and cylinder in reciprocating compressors. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 1998. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.

FAGOTTI, F.; TODESCAT, M. L.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. Heat transfer modeling in reciprocating compressor. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 1994. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.

FERREIRA, R. T. da S.; LILIE, D. E. B. Evaluation of the leakage through the clearance between piston and cylinder in hermetic compressors. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 1984. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec/424/>>.

GRAMS, I. L. **Análise comparativa do desempenho termodinâmico de compressores alternativo e scroll aplicados à refrigeração comercial**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2019.

HABING, R. A. **Flow and plate motion in compressor valves**. Tese (Doutorado) — Universiteit Twente, 2005.

HOPFGARTNER, J.; POSCH, S.; ZUBER, B.; ALMBAUER, R.; KRISCHAN, K.; STANGL, S. Reduction of the suction losses through reed valves in hermetic reciprocating compressors using a magnet coil. In: **10th International Conference on Compressors and their Systems**. [S.l.]: IOP Conference Series: Material Science and Engineering, 2017. v. 232. ISSN 1757899X.

IIR. **The impact of the refrigeration sector on climate change. 35th Informatory note on refrigeration technologies**. [S.l.], 2017. Disponível em: <<http://bit.ly/IIRnote>>.

IIR. **The role of refrigeration in the global economy. 38th Informatory Note on Refrigeration Technologies**. [S.l.], 2019. Disponível em: <<https://iifir.org/en/fridoc/the-role-of-refrigeration-in-the-global-economy-2019-142028>>.

IIR. **The role of refrigeration in worldwide nutrition. 6th Informatory note on refrigeration and food**. [S.l.], 2020.

JAKOBSEN, A. **Energy Optimisation of Refrigeration Systems**. Tese (Doutorado) — Technical University of Denmark (DTU), 3 1995.

JAMES, S. J.; EVANS, J.; JAMES, C. A review of the performance of domestic refrigerators. **Journal of Food Engineering**, v. 87, p. 2–10, 7 2008. ISSN 02608774.

KIM, J. W.; LEE, J. Performance prediction for the design of a variable speed compressor. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 2000. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.

KRUEGER, M.; SCHWARZ, M. Experimental analysis of a variable-speed compressor. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 1994. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.

LAZZARIS, L. C. **Simulação numérica do desempenho termodinâmico de um compressor alternativo hermético de refrigeração com dupla sucção**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2021.

LINK, R.; DESCHAMPS, C. J. Numerical analysis of transient effects on effective flow and force areas of compressor valves. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 2010. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec/1996>>.

- LIU, R.; ZHOU, Z. Heat transfer between gas and cylinder wall of refrigerating reciprocating compressor. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 1984. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.
- LIU, Z. **Simulation of a variable speed compressor with special attention to supercharging effects**. Tese (Doutorado) — Purdue University, 1993.
- LOHN, S. K. **Análise de efeitos de amortecimento e transientes do escoamento sobre a dinâmica de válvulas do tipo palheta de compressores**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2016.
- LOHN, S. K.; PEREIRA, E. L. L.; CAMARA, H. F.; DESCHAMPS, C. J. Experimental investigation of damping coefficient for compressor reed valves. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 2016. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec/2432>>.
- MATOS, F. F. S.; PRATA, A. T.; DESCHAMPS, C. J. Numerical simulation of the dynamics of reed type valves. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 2002. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.
- MCGOVERN, J.; HARTE, S. An exergy method for compressor performance analysis. **International Journal of Refrigeration**, v. 18, p. 421–433, 7 1995. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/014070079598165H>>.
- MEIROVITCH, L. **Elements of vibration analysis**. New York: McGraw-Hill College, 1986. 560 p. ISBN 0070413428.
- MU, G.; WANG, F.; MI, X.; GAO, G. Dynamic modeling and analysis of compressor reed valve based on movement characteristics. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier Ltd, v. 150, p. 522–531, 3 2019. ISSN 13594311.
- NAGATA, S.; NOZAKI, T.; AKIZAWA, T. Analysis of dynamic behavior of suction valve using strain gauge in reciprocating compressor. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 2010. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.
- PANDEYA, P. N.; SOEDEL, W. A generalized approach towards compressor performance analysis. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 1978. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.
- PEREIRA, E. L.; DESCHAMPS, C. J. Influence of piston on effective areas of reed-type valves of small reciprocating compressors. **HVAC and R Research**, v. 17, p. 218–230, 4 2011. ISSN 10789669.
- PEREIRA, E. L. L. **Análise de sistemas de válvula automáticas de compressores alternativos**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.
- PEREZ-SEGARRA, C. D.; OLIVA, A.; ESCANES, F. Numerical study of the thermal and fluid dynamic behaviour of reciprocating compressors. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 1994. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.

PIZARRO-RECABARREN, R. A.; BARBOSA, J. R.; DESCHAMPS, C. J. Modeling the stiction effect in automatic compressor valves. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, p. 1916–1924, 11 2013. ISSN 01407007.

POSCH, S. **Thermodynamic Influence of the Lubrication Oil in Hermetic Reciprocating Compressors**. Tese (Doutorado) — Graz University of Technology, 2017.

POSCH, S.; HOPFGARTNER, J.; BERGER, E.; ZUBER, B.; ALMBAUER, R.; SCHOLLAUF, P. Comprehensive 3d-elastohydrodynamic simulation of hermetic compressor crank drive. In: **10th International Conference on Compressors and their Systems**. [S.l.]: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017. v. 232. ISSN 1757899X.

PÉREZ-SEGARRA, C. D.; RIGOLA, J.; SÒRIA, M.; OLIVA, A. Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, p. 579–593, 6 2005. ISSN 01407007.

QURESHI, T.; TASSOU, S. Variable-speed capacity control in refrigeration systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 16, p. 103–113, 2 1996. ISSN 13594311. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/135943119500051E>>.

RASMUSSEN, B. D.; JAKOBSEN, A. Review of compressor models and performance characterizing variables. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 2000. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.

RIBAS, F.; DESCHAMPS, C. J.; FAGOTTI, F.; MORRIESEN, A.; DUTRA, T. Thermal analysis of reciprocating compressors - a critical review. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 2008. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec/1907>>.

RUTCZYK, B.; SZCZYGIEL, I. Development of internal heat transfer correlations for the cylinders of reciprocating machines. **Energy**, Elsevier Ltd, v. 230, 9 2021. ISSN 03605442.

SANTOS, L. M. **Método para fracionamento de ineficiências volumétricas de compressores alternativos herméticos de refrigeração**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2021.

SERGHIDES, T. Estimate friction factor accurately. **Chemical engineering (New York, NY)**, v. 91, n. 5, p. 63–64, 1984.

SILVA, E.; DUTRA, T. An approach to detach the thermodynamic losses of a reciprocating compressor. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 2021. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.

SILVA, L.; DESCHAMPS, C. J. Modeling of gas leakage through compressor valves. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier Ltd, v. 53, p. 195–205, 5 2015. ISSN 01407007.

TAO, W.; GUO, Y.; HE, Z.; PENG, X. Investigation on the delayed closure of the suction valve in the refrigerator compressor by fsi modeling. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier Ltd, v. 91, p. 111–121, 7 2018. ISSN 01407007.

TODESCAT, M. L.; FAGOTTI, F.; PRATA, A. T.; FERREIRA, R. T. S. Thermal energy analysis in reciprocating hermetic compressors. In: **International Compressor Engineering Conference**. [s.n.], 1992. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.

USSYK, M. S. **Simulação numérica do desempenho de compressores herméticos alternativos**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 1984.

WANG, L.; LIU, G. B.; ZHAO, Y. Y.; LI, L. L. Performance comparison of capacity control methods for reciprocating compressors. In: **9th International Conference on Compressors and their Systems**. IOP Conference Series: Material Science and Engineering, 2015. v. 90. ISSN 1757-899X. Disponível em: <<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012029>>.

WANG, T.; HE, Z.; GUO, J.; PENG, X. Investigation of the thermodynamic process of the refrigerator compressor based on the $m-\theta$ diagram. **Energies**, MDPI, v. 10, 2017. ISSN 19961073.

ZUK, J. Analysis of face deformation effects on gas film seal performance. **ASLE Transactions**, v. 16, p. 267–275, 1973. ISSN 05698197.

APÊNDICE A – CALIBRAÇÃO DO FATOR DE AMORTECIMENTO DA VÁLVULA DE DESCARGA

Embora seja usado há muito tempo para a modelagem da dinâmica de válvulas de compressores, o coeficiente de amortecimento não tem recebido muita atenção na literatura. Lohn *et al.* (2016) observaram experimentalmente que valores comumente adotados para o coeficiente de amortecimento de válvulas em compressores de refrigeração é demasiadamente elevado, superestimando as perdas associadas às válvulas. Os autores propuseram uma correlação para avaliar o coeficiente de amortecimento considerando os amortecimentos do material, do engaste e devido ao fluido em torno da válvula, o qual se mostrou mais relevante. Essa correlação foi escrita em função da densidade do fluido refrigerante, ρ , em torno da palheta da válvula:

$$\xi = 4,785 \cdot 10^{-6} \rho^2 + 2,256 \cdot 10^{-3} \rho - 9,377 \cdot 10^{-4} \quad (\text{A.1})$$

Entretanto, o emprego da correlação de Lohn *et al.* (2016) no presente trabalho avaliar o fator de amortecimento resultou em níveis excessivos de refluxo nas maiores velocidades do compressor, ao contrário do que indicam os dados experimentais. De fato, essa correlação não considera a presença de óleo lubrificante na palheta que pode aumentar consideravelmente o amortecimento da válvula de descarga. Contudo, coeficientes de amortecimento muito elevados tipicamente utilizados na literatura (DINIZ *et al.*, 2018) tendem a suprimir o fenômeno do *fluttering* da válvula, eliminando o padrão oscilatório da eficiência volumétrica em função da velocidade do compressor, observado neste trabalho e em outros estudos (NAGATA *et al.*, 2010; TAO *et al.*, 2018). A Figura A.1 mostra resultados para a eficiência volumétrica previstos com o emprego da correlação de Lohn *et al.* (2016) e do fator de amortecimento utilizado por Diniz *et al.* (2018), comparados com dados experimentais.

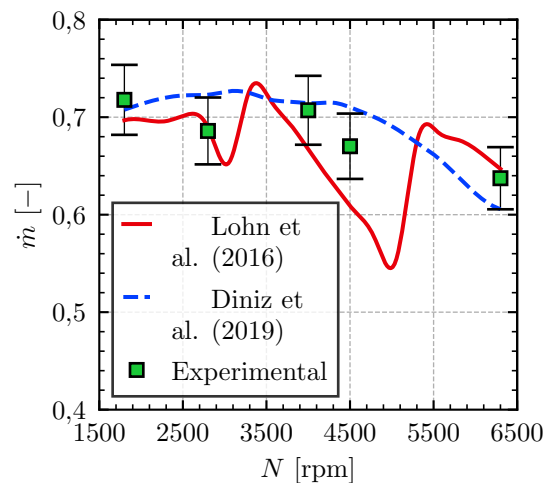


Figura A.1 – Comparativo entre eficiência volumétrica experimental e preditas numericamente com coeficientes de amortecimento de Lohn (2016) e Diniz (2018)

Tabela A.1 – Comparativo entre eficiência volumétrica experimental e preditas numericamente com diferentes coeficientes de amortecimento

Rotação	Eficiência volumétrica [%]			
	Experimental	Predita		
		$\xi = 0,03$	$\xi = 0,15$	$\xi = 0,20$
1800 rpm	71,78 ± 3,59	69,46	68,93	68,30
2800 rpm	68,59 ± 3,43	69,98	65,10	71,27
4000 rpm	70,71 ± 3,54	66,65	68,52	69,44
4500 rpm	67,02 ± 3,35	60,54	69,62	71,41
6300 rpm	63,74 ± 3,19	64,71	64,47	64,31

A Tabela A.1 apresenta resultados para eficiência volumétrica obtidos experimentalmente e com o modelo apresentado no Capítulo 3 adotando diferentes coeficientes de amortecimento para a válvula de descarga. Observa-se que o coeficiente de amortecimento tem grande influência nos valores de eficiência volumétrica, sobretudo nas velocidades de 4000 e 4500 rpm em que valores baixos de amortecimento resultaram em elevado refluxo na válvula, reduzindo a eficiência volumétrica de forma excessiva como mostram os dados experimentais. Verifica-se também que em velocidades baixas, o coeficiente de amortecimento que melhor previu os dados experimentais foi $\xi = 0,03$ enquanto em velocidades intermediárias valores maiores de amortecimento foram necessários. Para a condição de 6300 rpm, a influência do fator de amortecimento foi menos aparente porque o efeito do fenômeno de *fluttering* da válvula predomina, de modo que o coeficiente de amortecimento perde sua importância.

Em função do exposto, neste trabalho decidiu-se ajustar o coeficiente de amortecimento para a válvula de descarga de acordo com a velocidade do compressor com a seguinte equação:

$$\begin{aligned}
 &\xi = 0,03 \text{ para } N \leq 2800 \text{ rpm} \\
 &\xi = -1.23 \cdot 10^{-8} N^2 + 1.61 \cdot 10^{-4} N - 0,32 \text{ para } 6300 \text{ rpm} \geq N \geq 2800 \text{ rpm} \quad (\text{A.2}) \\
 &\xi = 0,20 \text{ para } N \geq 6300 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

APÊNDICE B – MODELO NUMÉRICO DOS MANCAIS DO COMPRESSOR

Com o objetivo de fornecer dados de entrada para a obtenção das temperaturas discutidas no Capítulo 3, bem como estimar a eficiência exergética do compressor, um modelo para a previsão da potência dissipada nos mancais foi elaborado utilizando o *software* comercial *GT-SUITE*.

O principal objetivo do modelo é descrever a relação entre a amplitude e direção de uma carga transiente aplicada a um mancal e seu movimento relativo como resultado da ação hidrodinâmica do filme de óleo entre as superfícies sólidas. Para isso, o *GT-SUITE* faz uso da abordagem baseada na mobilidade (BOOKER, 1971), o qual utiliza mapas gerados via solução da equação de Reynolds, para várias excentricidades (e_j) e ângulos (β_j) do vetor adimensional de excentricidade $\varepsilon (= e_j \delta_j)$ em relação ao vetor de carga conhecido (F_j), conforme apresentado na Figura B.1.

Dessa forma, a excentricidade do eixo é relacionada com a carga aplicada por meio da seguinte equação:

$$\frac{de_j}{dt} = \frac{|F_j| \left(\frac{\delta_j}{r_j}\right)^3}{\frac{2n_j r_j \mu}{\delta_j}} M + (N \cdot e_j) \quad (\text{B.1})$$

onde δ_j , n_j e r_j representam a folga radial, a largura e o raio do mancal, respectivamente. O valor da mobilidade M é uma função da excentricidade e da relação entre comprimento e diâmetro do mancal. Mais informações a respeito do vetor de mobilidade, bem como dessa abordagem para a modelação de mancais podem ser encontradas em Booker (1971)

A potência dissipada nos mancais pode então ser desmembrada em três parcelas: (i) cisalhamento, (ii) filme espremido e (iii) contato. A potência dissipada devido ao cisalhamento consiste na combinação entre o torque devido à rotação relativa entre o eixo e o mancal ($\Upsilon_{cis,rot}$) e ao desalinhamento entre eixo e mancal ($\Upsilon_{cis,trans}$) multiplicado pela

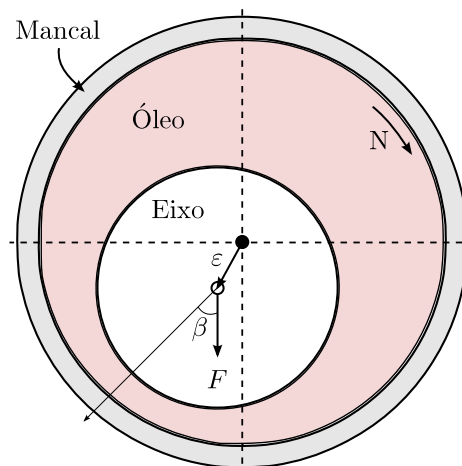


Figura B.1 – Mancal radial

velocidade angular do eixo, ou seja:

$$\dot{W}_{cis} = -\Upsilon_{cis,rot} |\omega_j - \omega_b| - 2\Upsilon_{cis,trans} \left(\frac{\omega_j - \omega_b}{2} \right) \quad (\text{B.2})$$

sendo

$$\Upsilon_{cis,rot} = -\frac{2\pi r_b^3 L_b \mu |\omega_j - \omega_b|}{(c_b^2 - \varepsilon^2)^{\frac{1}{2}}} \quad (\text{B.3})$$

e

$$\Upsilon_{cis,trans} = -\frac{\varepsilon F}{2} \quad (\text{B.4})$$

A potência devido ao filme espremido é,

$$\dot{W}_{sq} = \frac{d\varepsilon}{dt} \cdot F \quad (\text{B.5})$$

se deve à força do eixo sobre o filme de óleo na presença de carregamentos dinâmicos.

Já a potência dissipada devido ao contato entre superfícies sólidas apenas existe quando não há mais a película de óleo entre os componentes e pode ser estimada conforme:

$$\dot{W}_c = -N C_f F_c r_b \quad (\text{B.6})$$

onde r_b representa o raio do mancal, F_c a força de contato prevista a partir do modelo de contato de Greenwood-Tripp, e C_f o coeficiente de atrito do contato obtido a partir do trabalho de Couto (2006).

A Figura B.2 mostra as perdas mecânicas nos mancais radiais previstos com o modelo desenvolvido no *GT-SUITE*. Por sua vez, a Figura B.3 apresenta os resultados das perdas mecânicas na folga pistão-cilindro também previstos com o modelo desenvolvido no *GT-SUITE*, bem como uma comparação com o resultado do modelo analítico desenvolvido por Ferreira e Lilie (1984). Em ambas as figuras, dados fornecidos pela fabricante do compressor adotado no presente estudo são também exibidos.

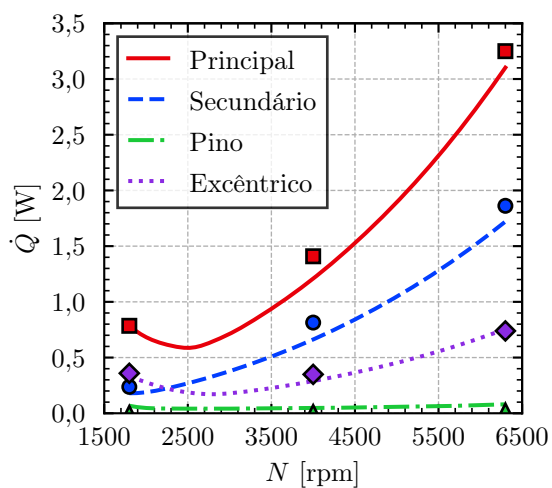


Figura B.2 – Perdas mecânicas nos mancais radiais em função da velocidade de rotação do compressor. Os marcadores discretos representam valores fornecidos pela empresa.

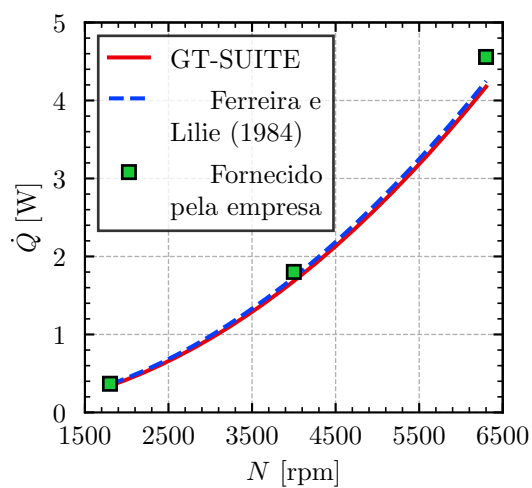


Figura B.3 – Perdas mecânicas na folga pistão-cilindro em função da velocidade de rotação do compressor.

APÊNDICE C – DESTRUIÇÃO DE EXERGIA DEVIDO A TEMPERATURAS ELEVADAS NA SAÍDA DO FLUIDO REFRIGERANTE

Apesar da menor influência da irreversibilidade associada à transferência de calor com o aumento da velocidade do compressor, discutida na Seção 5.3.1, deve-se salientar que as temperaturas médias no compressor aumentam consideravelmente, incluindo a temperatura de saída do fluido refrigerante (Figura C.1), bastante acima da temperatura de saturação associada ao ciclo de Carnot (processo reversível).

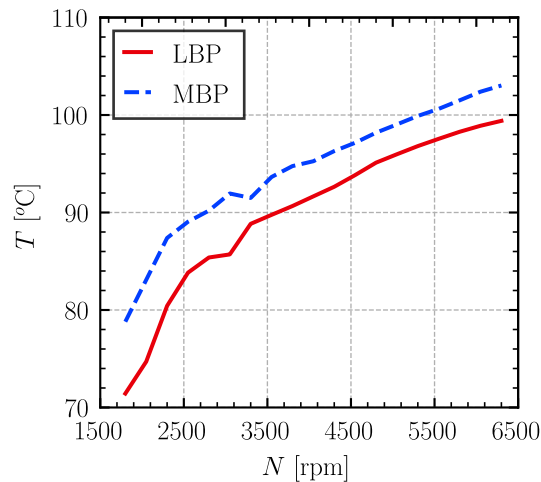


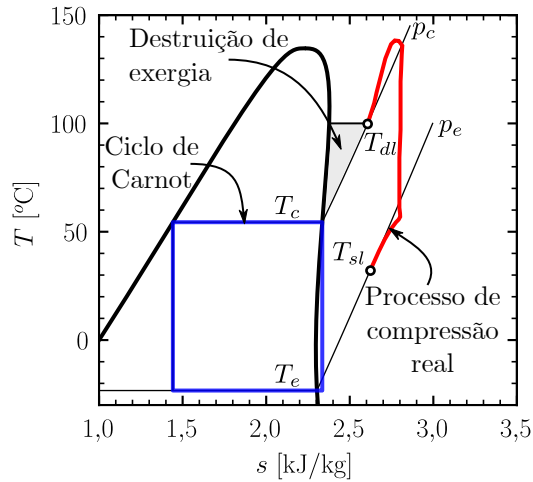
Figura C.1 – Temperatura na linha de descarga.

Em contraste com análises tradicionais da eficiência energética baseadas no diagrama $p - \forall$, a abordagem via segunda lei da termodinâmica avalia a usabilidade do fluido na saída do compressor, estimando o quão irreversível foi o processo. Por mais que em elevadas velocidades do compressor a temperatura de saída do fluido refrigerante seja mais elevada e, conseqüentemente, o potencial exergético também maior, essa condição dificilmente seria aproveitada pelo sistema de refrigeração, uma vez que exigiria uma mudança no sistema para aproveitar essa energia. Dessa forma, a diferença entre a exergia real do fluido refrigerante na saída do compressor e o estado saturado na pressão de descarga pode ser entendida como uma perda de exergia (Figura C.2).

Através da análise exergética, pode-se prever a redução da eficiência do compressor associada a esse fenômeno. De acordo com Posch (2017), a destruição de exergia associada a esse afastamento do estado termodinâmico do fluido na saída do compressor em relação ao estado de vapor saturado pode ser determinada a partir da seguinte equação:

$$\psi_{saída} = \dot{m} [h_{dl} - h_{sat} - T_{amb} (s_{dl} - s_{sat})] \quad (C.1)$$

onde os subíndices dl e sat indicam o estado real do fluido refrigerante na saída do tubo de descarga, e o estado de vapor saturado do fluido de refrigerante na pressão de descarga, respectivamente.


 Figura C.2 – Diagrama $T - s$ do processo de compressão real.

Os resultados na Figura C.3 mostram que, se considerada no balanço exergético realizado para determinar a eficiência exergética apresentada na Figura 5.17, essa irreversibilidade pode reduzir em até 9% a eficiência do compressor. Ademais, nota-se maior importância desse fenômeno na condição *MBP* em comparação à condição *LBP*. Além disso, essa irreversibilidade se intensifica com a velocidade do compressor, uma vez que maior quantidade de fluido refrigerante precisaria passar por essa transformação, além de que a temperatura na linha de descarga sempre aumenta com a velocidade.

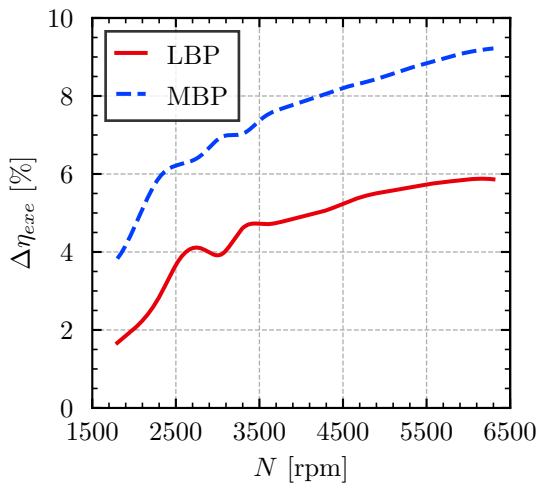


Figura C.3 – Irreversibilidade associada à transformação do fluido refrigerante à saída do compressor em vapor saturado.

APÊNDICE D – REPRESENTAÇÃO GRÁFICA DOS FLUXOS DE EXERGIA

O diagrama de Sankey é uma representação visual que mostra as relações entre as entradas e saídas de um sistema, expressando de maneira gráfica os fluxos de energia. É amplamente utilizado na análise exergética, que se concentra na quantificação do fluxo de exergia através do sistema. O diagrama de Sankey permite visualizar de forma clara e intuitiva a eficiência energética de um sistema ou dado componente, mostrando onde a energia é consumida e o quanto ela é desperdiçada. Além disso, ele pode ser utilizado para identificar pontos de atenção, tornando possível implementar medidas para maximizar a eficiência energética e reduzir o desperdício de energia em sistemas ou componentes complexos.

Neste sentido, as Figuras D.1, D.2 e D.3 apresentam os diagramas de Sankey para as velocidades de 1800 rpm, 3300 rpm e 6300 rpm, respectivamente. Todos os diagramas foram obtidos na condição de operação *LBP*. As velocidades utilizadas foram escolhidas por tratarem-se da mínima e máxima (1800 e 6300 rpm, respectivamente) e a que apresenta a melhor eficiência do compressor para a condição *LBP* (3300 rpm).

Como pode ser observado na Figura D.1, o compressor apresenta sua menor eficiência na velocidade de 1800 rpm (entre as três analisadas), devido sobretudo ao maior fluxo de exergia para as perdas elétricas (19,01%) e ao vazamento na folga pistão-cilindro, a qual chega a ser 2% maior que na máxima velocidade (Figura D.3).

Embora tenha uma eficiência maior, a operação na velocidade de 3300 rpm (Figura D.2) apresenta irreversibilidades maiores em ambas as válvulas e filtros, além do sistema de sucção indireta se comparado com a operação na velocidade mínima, indicando que há um considerável aumento da geração de entropia devido a efeitos viscosos com a velocidade de operação.

Apesar de apresentar redução de mais de 4% nas perdas elétricas, 1,3% na transferência de calor e 0,9% na irreversibilidade devido ao vazamento pela folga pistão-cilindro se comparado com a velocidade de maior eficiência, o desempenho exergético do compressor em 6300 rpm (Figura D.3) é inferior. Isso ocorre em virtude do grande aumento da irreversibilidade no filtro de sucção (mais que dobrou), de ambas as válvulas e sobretudo do atrito nos mancais do eixo (principal e secundário) e do pistão-cilindro.

Além disso, conforme mencionado na Seção 5.3.1, com os diagramas de Sankey é possível observar que a irreversibilidade por transferência de calor entre os corpos sólidos que apresentam aumento da diferença de temperatura com a velocidade do compressor (carcaça - ambiente externo e câmara de descarga - placa de válvula) são intensificadas em velocidades elevadas, ao contrário das demais irreversibilidades por transferência de calor.

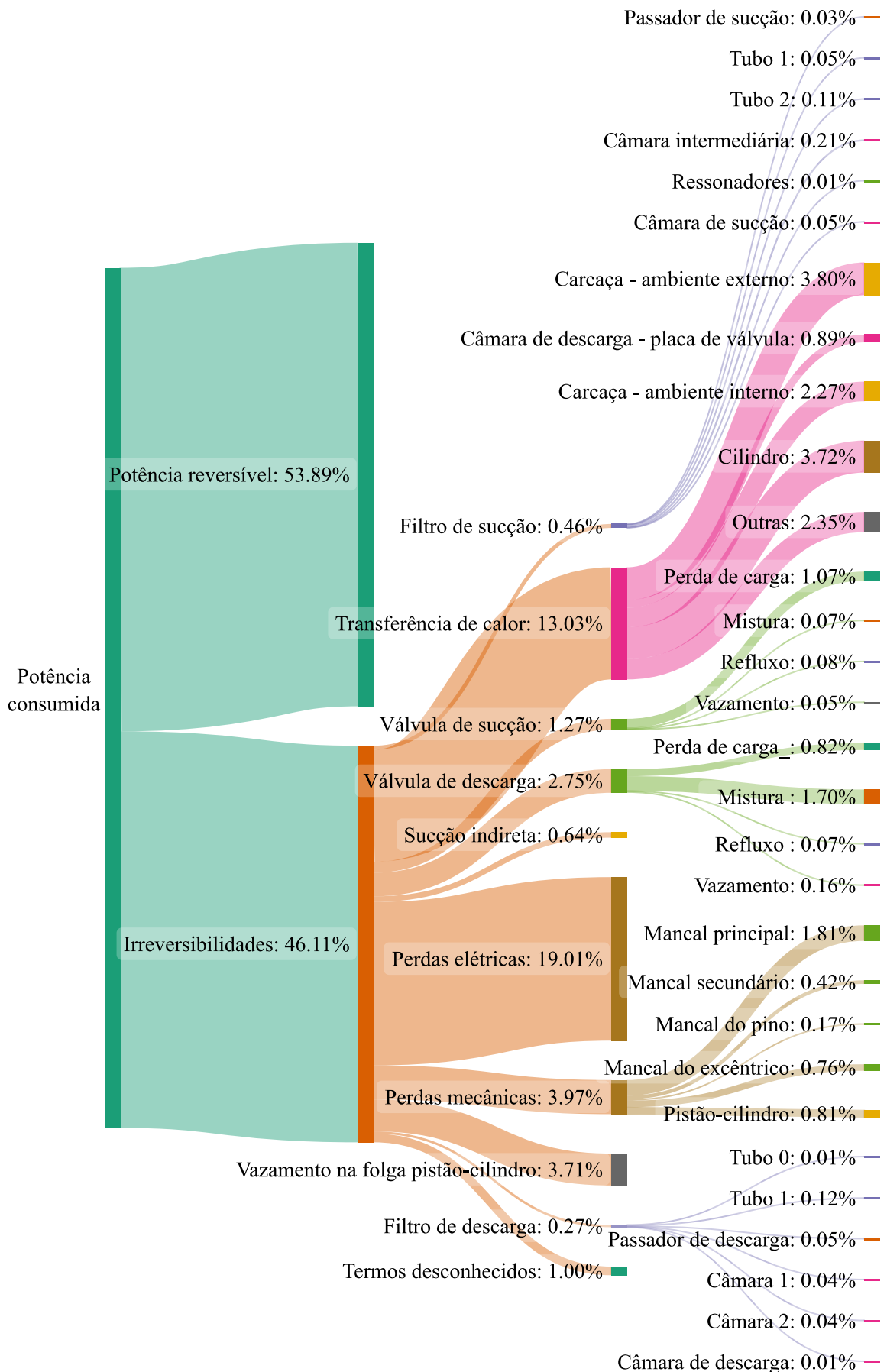


Figura D.1 – Fracionamento da potência consumida pelo compressor em um diagrama da Sankey. 1800 rpm, condição *LBP*.

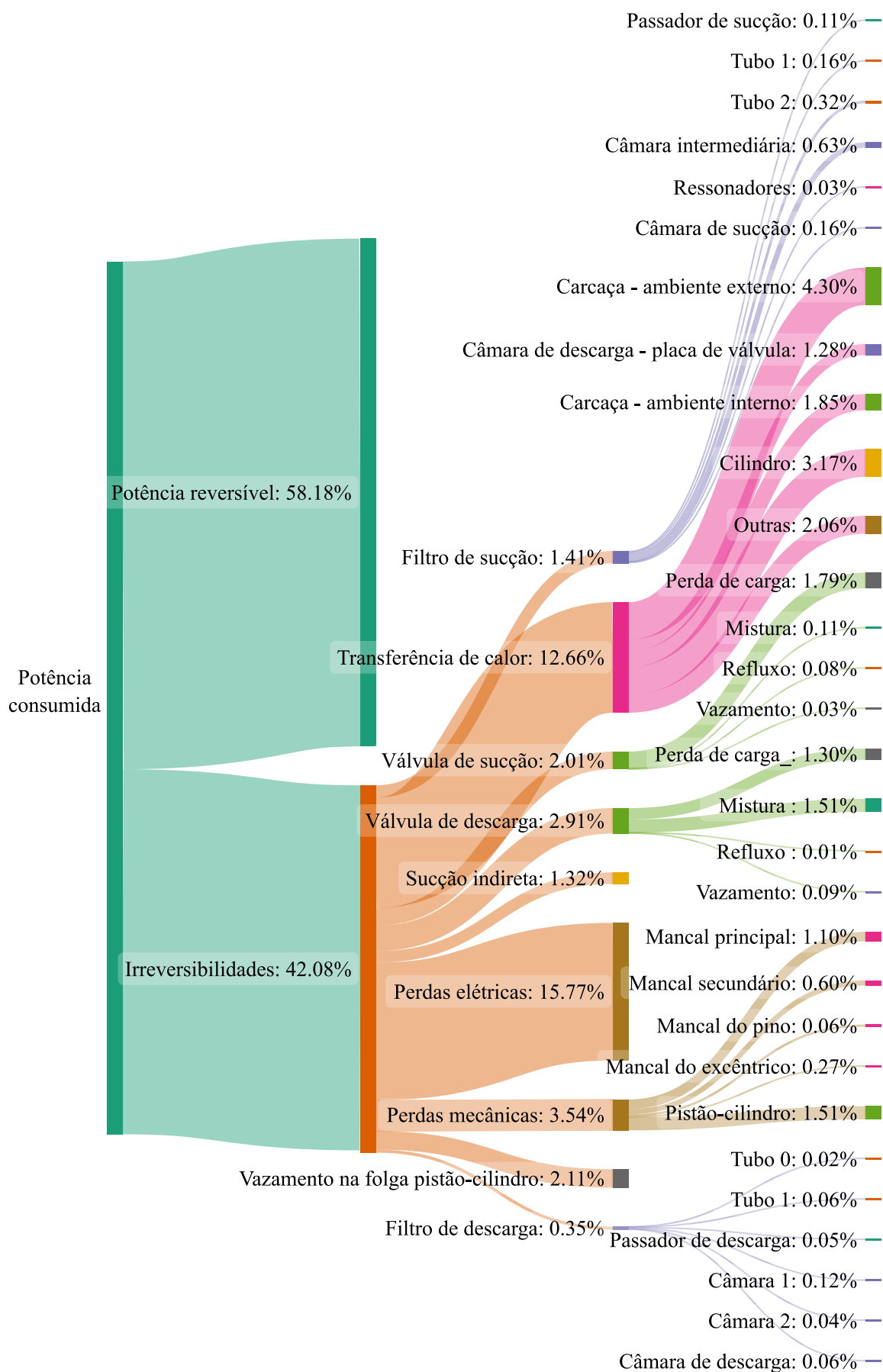


Figura D.2 – Fracionamento da potência consumida pelo compressor em um diagrama da Sankey. 3300 rpm, condição *LBP*.

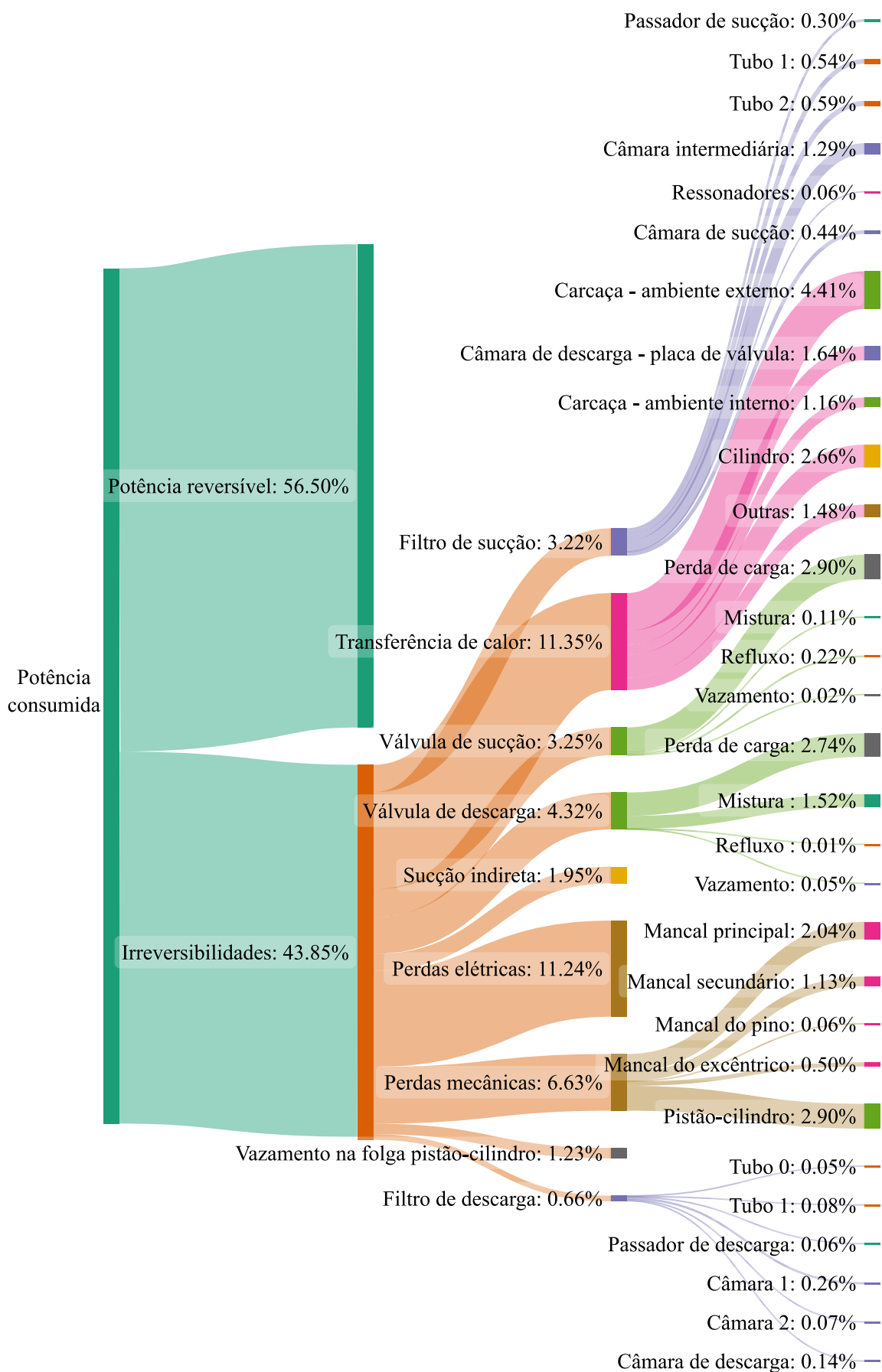


Figura D.3 – Fracionamento da potência consumida pelo compressor em um diagrama da Sankey. 6300 rpm, condição LBP.