

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Jorge Gonçalves Bezerra Júnior

***ANÁLISE DO DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE
COMPRESSORES ALTERNATIVO E DE PISTÃO ROLANTE
PARA FINS DE MINIATURIZAÇÃO ATRAVÉS DO AUMENTO
DA ROTAÇÃO***

Florianópolis, SC

Julho de 2011

Jorge Gonçalves Bezerra Júnior

***ANÁLISE DO DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE
COMPRESSORES ALTERNATIVO E DE PISTÃO ROLANTE
PARA FINS DE MINIATURIZAÇÃO ATRAVÉS DO AUMENTO
DA ROTAÇÃO***

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

Orientador: Prof. César José Deschamps, Ph.D.

Florianópolis, SC

Julho de 2011

Catálogo na fonte elaborada pela biblioteca da
Universidade Federal de Santa Catarina

B574a Bezerra Júnior, Jorge Gonçalves

Análise do desempenho termodinâmico de compressores alternativo e de pistão rolante para fins de miniaturização através do aumento da rotação [dissertação] / Jorge Gonçalves Bezerra Júnior; orientador, César José Deschamps. –Florianópolis, SC, 2011.

182 p.: il., grafs., tabs.

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

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Compressores. 3. Desempenho – Avaliação. 4. Refrigeração. I. Deschamps, César José. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

Jorge Gonçalves Bezerra Júnior

***ANÁLISE DO DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE
COMPRESSORES ALTERNATIVO E DE PISTÃO ROLANTE
PARA FINS DE MINIATURIZAÇÃO ATRAVÉS DO AUMENTO
DA ROTAÇÃO***

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de
"Mestre em Engenharia Mecânica" e aprovada em sua forma final pelo
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Florianópolis, 26 de julho de 2011

Prof. César José Deschamps - Orientador

Prof. Júlio César Passos - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. - Presidente

Prof. Jader Riso Barbosa Junior, Ph.D.

Prof. Cezar Otaviano Ribeiro Negrão, Ph.D.

"... quem tenta perscrutar com humildade e perseverança os segredos das coisas, ainda que disso não tome consciência, é como que conduzido pela mão de Deus, que sustenta todas as coisas, fazendo com que elas sejam o que são."

Catecismo da Igreja Católica.

À **Santa Maria**, Mãe de **Jesus**.

Aos meus pais, **Jorge e Maria Izabel**,

e ao meu irmão, **Leandro**,

pelo amor sincero e incondicional.

AGRADECIMENTOS

A Deus por ter me permitido a conclusão deste trabalho.

À CAPES e à Whirlpool S.A. – Unidade Embraco, pelo suporte financeiro.

Ao professor César José Deschamps, por sua competente orientação e solicitude em partilhar experiências profissionais e conhecimentos.

Aos professores membros da banca examinadora, Cláudio Melo, Jader Riso Barbosa Jr. e Cezar Otaviano Ribeiro Negrão, pela disponibilidade em avaliar e contribuir com melhorias neste trabalho.

Ao corpo docente do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica.

Aos colegas de trabalho, Evandro Pereira, João Ernesto, Thiago Dutra, André Morriesen e Moisés Marcelino, pelas discussões e conhecimentos compartilhados. Ainda ao Murilo Boselli, Israel Pereira e Fabiano Van Bömmel pela ajuda direta na elaboração dos modelos e obtenção de resultados numéricos e experimentais.

Aos engenheiros Alberto Gomes, Fernando Ribas, Rodrigo Kremer e Eduardo Arceno pelo suporte técnico indispensável à realização deste trabalho.

À Norma, Márcia e aos demais colaboradores e funcionários do POLO, pelos serviços prestados com muita solicitude.

Aos queridos amigos Thiago Kestring, Pablo Oliveira, Glória e Lara Barbosa, Bruno Teoro, Lincoln Abe, Fernando e Priscila Borrasca, Gabriele Brusco, William Vianna, Flávio Paiva, Vinícius Fornazieri e Lígia Froening, pelo companheirismo, motivação, orações e grandes momentos de alegria.

Aos meus queridos avós Severino e Josefina, à tia Edna e tia Cícera, pelo carinho, motivação e, sobretudo, pela amizade que transcendem os laços sanguíneos.

A todos os amigos e familiares que de alguma forma me ajudaram serão sempre lembrados pela colaboração nesta importante fase da minha vida.

A presente dissertação considera uma análise numérica comparativa dos desempenhos termodinâmicos de compressores alternativo e de pistão rolante operando com fluido R134a para aplicação em bombas de calor com 1,4kW de capacidade de aquecimento e temperaturas de evaporação e condensação iguais a 10°C e 55°C. O objetivo central do estudo é identificar as principais vantagens e desvantagens de cada compressor, a partir de estimativas de suas eficiências volumétrica e isentrópica. O estudo também contempla uma análise do desempenho desses compressores para fins de miniaturização nessa capacidade de aquecimento, alcançada através do aumento da rotação. Os modelos matemáticos empregados na simulação dos processos de compressão são baseados em formulações integrais da conservação da massa e da conservação da energia, permitindo descrever a evolução da densidade e da temperatura do gás ao longo do ciclo de compressão. O acoplamento a uma biblioteca externa permitiu a obtenção de dados para as demais propriedades termodinâmicas do fluido, tais como a pressão. A dinâmica das válvulas foi modelada através de um sistema massa-mola amortecido com um grau de liberdade, sendo que no compressor alternativo o escoamento nos filtros acústicos de sucção e descarga foi resolvido através do método de volumes finitos para uma formulação unidimensional transiente. Vazamentos e superaquecimento do fluido refrigerante foram também levados em consideração. A fim de tornar coerente a análise comparativa, cada um dos compressores foi otimizado para as condições de operação estabelecidas. Para tanto, incluiu-se uma etapa de otimização geométrica dos compressores cuja função objetivo foi a maximização da eficiência isentrópica. Nas análises comparativas, constatou-se que o compressor de pistão rolante apresentou um desempenho superior ao do compressor alternativo, sendo também mais adequado para projetos que busquem a miniaturização. As principais limitações encontradas nos compressores alternativos estão relacionadas ao volume morto e aos processos de admissão e descarga. Por outro lado, o superaquecimento e o refluxo na sucção são os fenômenos que mais comprometem o desempenho do compressor de pistão rolante.

Palavras-chave: Compressor alternativo, compressor de pistão rolante, refrigeração, bomba de calor.

The present dissertation considers a comparative analysis between the thermodynamic performances of reciprocating and rolling piston compressors for application in heat pumps with 1,4kW of heating capacity. Both compressors adopt R134a as the refrigerant fluid and evaporating and condensing temperatures equal to 10°C and 55°C, respectively. The aim of this study is to identify the advantages and disadvantages of each compressor based on estimates of the main effects that influence their volumetric and isentropic efficiencies. The effect of increasing the speed of each compressor for the purpose of miniaturization at this heating capacity is also investigated with emphasis on their thermodynamic performances. The mathematical models used to simulate the compression processes of both compressors are based on integral formulations of the conservation equations of mass and energy, allowing the prediction of density and temperature of the gas throughout the compression cycle. The coupling to an external library allowed estimates of other thermodynamic properties, such as the pressure in the compression chamber. The valve dynamics was solved by using a single-degree-of-freedom mass-spring-damper model. Pressure pulsation in the suction and discharge systems of the reciprocating compressor was estimated via a one-dimensional formulation for the compressible flow, which was numerically solved with the finite volume method. Leakage and superheating of refrigerant were also taken into account in the modeling of both compressors. In order to guarantee a meaningful analysis, each compressor was previously optimized for the operating conditions established for the comparison. The study shows that the rolling piston compressor performs better than the reciprocating compressor in the specified operating conditions and it is better suited for miniaturization purpose. The major limitations encountered in the reciprocating compressors are related to the inefficiencies caused by both the clearance volume and the suction and discharge processes. On the other hand, gas superheating and backflow in the suction orifice are the phenomena that most compromise the performance of the rolling piston compressor.

Key words: Reciprocating compressor, rolling piston compressor, refrigeration, heat pump.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 – COMPRESSOR ALTERNATIVO: (A) MECANISMO (REPRODUZIDO DE GOMES, 2006); (B) DIAGRAMA PRESSÃO-VOLUME.	2
FIGURA 1.2 – COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE: (A) MECANISMO (REPRODUZIDO DE GOMES, 2006); (B) DIAGRAMA PRESSÃO-VOLUME.	3
FIGURA 1.3 – CICLO DE COMPRESSÃO DO COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE: (A) ETAPA DE ADMISSÃO; (B) ETAPA DE COMPRESSÃO E DESCARGA. (REPRODUZIDO DE GOMES, 2006).	4
FIGURA 2.1 – COEFICIENTE DE PERFORMANCE TERMODINÂMICO PARA BAIXAS CAPACIDADES DE REFRIGERAÇÃO. (ADAPTADO DE GOMES, 2006).....	10
FIGURA 2.2 – COEFICIENTE DE PERFORMANCE TERMODINÂMICO PARA CAPACIDADES DE REFRIGERAÇÃO DE ESCALA COMERCIAL. (ADAPTADO DE GOMES E DESCHAMPS, 2007).	11
FIGURA 2.3 – PROTÓTIPO DO COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE.....	13
FIGURA 2.4 – FONTES DE IRREVERSIBILIDADE TERMODINÂMICA EM UM COMPRESSOR ALTERNATIVO DE 900 BTU/H, OPERANDO COM R134A. (RIBAS <i>ET AL.</i> , 2008). ...	13
FIGURA 2.5 – MEDIÇÕES DE FLUXO DE CALOR NA SUPERFÍCIE EXTERNA DA CARÇAÇA PARA DUAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO. (ADAPTADO DE DUTRA E DESCHAMPS, 2010). .	16
FIGURA 2.6 – COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA SUPERFÍCIE EXTERNA DA CARÇAÇA PARA DUAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO. (ADAPTADO DE DUTRA E DESCHAMPS, 2010).	16
FIGURA 2.7 – CONFIGURAÇÃO SIMPLIFICADA DE UM COMPRESSOR ALTERNATIVO PARA EFEITOS DE CÁLCULO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR. (REPRODUZIDO DE OOI, 2003).	18
FIGURA 2.8 – SEGMENTAÇÃO DO CILINDRO, PLACA DE VÁLVULAS E TAMPA PARA APLICAÇÃO DO MÉTODO TNW. (ADAPTADO DE ALMBAUER <i>ET AL.</i> , 2006).	19
FIGURA 3.1 – RELAÇÕES GEOMÉTRICAS DO COMPRESSOR ALTERNATIVO. (REPRODUZIDO DE GOMES, 2006).....	25
FIGURA 3.2 – RELAÇÕES GEOMÉTRICAS DO COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE. (REPRODUZIDO DE GOMES, 2006).	26
FIGURA 3.3 – TRANSPORTE DE MASSA E ENERGIA NO COMPRESSOR ALTERNATIVO. (REPRODUZIDO DE GOMES, 2006).	32
FIGURA 3.4 – TRANSPORTE DE ENERGIA E MASSA NO COMPRESSOR ROTATIVO DE PISTÃO ROLANTE. (REPRODUZIDO DE GOMES, 2006).	33
FIGURA 3.5 – ESQUEMA DO ESCOAMENTO ATRAVÉS DE ORIFÍCIOS. (REPRODUZIDO DE SCHREINER, 2008).	36

FIGURA 3.6 - ESQUEMA DO VAZAMENTO ATRAVÉS DA FOLGA PISTÃO-CILINDRO. (REPRODUZIDO DE SCHREINER, 2008).	37
FIGURA 3.7 – ESQUEMA DE UM ESCOAMENTO DE MISTURA E DESPRENDIMENTO DE GÁS. (REPRODUZIDO DE GASCHE, 1996).	41
FIGURA 3.8 – ESQUEMA DO VAZAMENTO ATRAVÉS DA FOLGA MÍNIMA. (REPRODUZIDO DE GOMES, 2006).	42
FIGURA 3.9 – ESQUEMA DO VAZAMENTO ENTRE A PALHETA E A LATERAL DO CILINDRO. (REPRODUZIDO DE GOMES, 2006).	42
FIGURA 3.10 – ESQUEMA DO VAZAMENTO ENTRE AS EXTREMIDADES PLANAS DO PISTÃO E DO CILINDRO. (REPRODUZIDO DE GOMES, 2006).	43
FIGURA 3.11 – ESQUEMA DO VAZAMENTO ENTRE A PALHETA E A SUPERFÍCIE PLANA DO CILINDRO, DA CÂMARA DE COMPRESSÃO PARA A CÂMARA DE SUCCÃO. (REPRODUZIDO DE GOMES, 2006).	45
FIGURA 3.12 – DINÂMICA DE VÁLVULAS MODELADA COMO UM SISTEMA MASSA-MOLA AMORTECIDO (REPRODUZIDO DE SCHREINER, 2008).	46
FIGURA 3.13 – ESQUEMA DO BALANÇO DE ENERGIA NUM COMPONENTE.	49
FIGURA 3.14 – CAMINHO NOMINAL DO GÁS DENTRO DO COMPRESSOR. (REPRODUZIDO DE HAFEMANN, 2010).	51
FIGURA 3.15 – TRANSPORTE DE ENERGIA E DE MASSA NO COMPRESSOR ALTERNATIVO.	52
FIGURA 3.16 – ESQUEMA DOS COMPONENTES DE UM FILTRO DE SUCCÃO TÍPICO DE COMPRESSOR ALTERNATIVO. (REPRODUZIDO DE MORRIESEN <i>ET AL.</i> , 2009).	55
FIGURA 3.17 – CAMINHO DO GÁS NO COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE (REPRODUZIDO DE PARK, 2010).	59
FIGURA 3.18 – ESQUEMA DO AQUECIMENTO DO FLUIDO NA LINHA DE SUCCÃO.	63
FIGURA 4.1 – DIAGRAMA PRESSÃO-VOLUME DE UM CICLO IDEAL DE COMPRESSÃO.	66
FIGURA 4.2 – DIAGRAMA PRESSÃO-VOLUME DE UM CICLO IDEAL DE COMPRESSÃO TÍPICO DE UM COMPRESSOR ALTERNATIVO COM VOLUME MORTO.	69
FIGURA 4.3 – DIAGRAMA PRESSÃO-VOLUME DE UM CICLO IDEAL DE COMPRESSÃO TÍPICO DE UM COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE COM VOLUME MORTO.	71
FIGURA 4.4 – DIAGRAMA PRESSÃO-VOLUME DE UM CICLO REAL DE COMPRESSÃO TÍPICO DE UM COMPRESSOR ALTERNATIVO.	72
FIGURA 4.5 – DIAGRAMA PRESSÃO-VOLUME DE UM CICLO REAL DE COMPRESSÃO TÍPICO DE UM COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE.	76
FIGURA 4.6 – ESQUEMA DO ESCOAMENTO DE REFRIGERANTE NUM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM ÊNFASE NO COMPRESSOR ALTERNATIVO.	79
FIGURA 4.7 – ESQUEMA DO ESCOAMENTO DE REFRIGERANTE NUM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM ÊNFASE NO COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE.	81
FIGURA 5.1 – DIAGRAMA DE FLUXO DO PROCESSO DE COMPRESSÃO DO COMPRESSOR ALTERNATIVO.	87

FIGURA 5.2 – DIAGRAMA DE FLUXO DO PROCESSO DE COMPRESSÃO DO COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE.	91
FIGURA 5.3 – DIAGRAMA DE FLUXO DO MODELO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.	93
FIGURA 5.4 – DIAGRAMA DE FLUXO DA ESTIMATIVA DO CAMPO DE TEMPERATURAS ATRAVÉS DO MÉTODO DAS SUBSTITUIÇÕES SUCESSIVAS.	96
FIGURA 5.5 – DIAGRAMA DE FLUXO DA ESTIMATIVA DO CAMPO DE TEMPERATURAS ATRAVÉS DO MÉTODO NEWTON RAPHSON.	98
FIGURA 5.6 – RESULTADOS DA CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO PARA UM COMPRESSOR ALTERNATIVO DE ROTAÇÃO VARIÁVEL.	102
FIGURA 5.7 – RESULTADOS DA CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO PARA UM COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE.	104
FIGURA 5.8 – CARACTERÍSTICAS DE UM ALGORITMO DE OTIMIZAÇÃO. (REPRODUZIDO DE GOMES, 2006).	107
FIGURA 6.1 – DIAGRAMA PRESSÃO-VOLUME PARA OS COMPRESSORES ALTERNATIVO E DE PISTÃO ROLANTE: $f = 50\text{Hz}$	115
FIGURA 6.2 – DIAGRAMA PRESSÃO-VOLUME PARA OS COMPRESSORES ALTERNATIVO E DE PISTÃO ROLANTE: $f = 100\text{Hz}$	116
FIGURA 6.3 – DIAGRAMA PRESSÃO-VOLUME PARA OS COMPRESSORES ALTERNATIVO E DE PISTÃO ROLANTE: $f = 200\text{Hz}$	117
FIGURA 6.4 – DIAGRAMA PRESSÃO-POSIÇÃO DO ÂNGULO DE MANIVELA PARA COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE DIFERENTES ROTAÇÕES.	118
FIGURA 6.5 – TAXA DE TRABALHO ESPECÍFICO-POSIÇÃO DO PISTÃO PARA COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE DIFERENTES ROTAÇÕES.	119
FIGURA 6.6 – DIAGRAMA PRESSÃO-POSIÇÃO DO ÂNGULO DE MANIVELA PARA COMPRESSORES DE PISTÃO ROLANTE DE DIFERENTES ROTAÇÕES.	120
FIGURA 6.7 – TAXA DE TRABALHO ESPECÍFICO-POSIÇÃO DO PISTÃO PARA COMPRESSORES DE PISTÃO ROLANTE DE DIFERENTES ROTAÇÕES.	121
FIGURA 6.8 – TEMPERATURA DO FLUIDO NO INTERIOR DO CILINDRO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS EM DIFERENTES ROTAÇÕES.	121
FIGURA 6.9 – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NAS PAREDES DO CILINDRO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS EM DIFERENTES ROTAÇÕES.	122
FIGURA 6.10 – TEMPERATURA DO FLUIDO NO INTERIOR DO CILINDRO DE COMPRESSORES DE PISTÃO ROLANTE EM DIFERENTES ROTAÇÕES.	123
FIGURA 6.11 – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NAS PAREDES DO CILINDRO DE COMPRESSORES DE PISTÃO ROLANTE EM DIFERENTES ROTAÇÕES.	123
FIGURA 6.12 – EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DOS COMPRESSORES.	124
FIGURA 6.13 – DIAGRAMA PRESSÃO (POSIÇÃO DA VÁLVULA DE SUCCÇÃO)-POSIÇÃO DO PISTÃO DO COMPRESSOR ALTERNATIVO DE 50HZ.	126
FIGURA 6.14 – DIAGRAMA PRESSÃO (POSIÇÃO DA VÁLVULA DE SUCCÇÃO)-POSIÇÃO DO PISTÃO DO COMPRESSOR ALTERNATIVO DE 100HZ.	127

FIGURA 6.15 – DIAGRAMA PRESSÃO (POSIÇÃO DA VÁLVULA DE SUÇÇÃO)-POSIÇÃO DO PISTÃO DO COMPRESSOR ALTERNATIVO DE 200HZ.	128
FIGURA 6.16 – DIAGRAMA PRESSÃO (POSIÇÃO DA VÁLVULA DE DESCARGA)-POSIÇÃO DO PISTÃO DO COMPRESSOR ALTERNATIVO DE 50HZ.	129
FIGURA 6.17 – DIAGRAMA PRESSÃO (POSIÇÃO DA VÁLVULA DE DESCARGA)-POSIÇÃO DO PISTÃO DO COMPRESSOR ALTERNATIVO DE 100HZ.	129
FIGURA 6.18 – DIAGRAMA PRESSÃO (POSIÇÃO DA VÁLVULA DE DESCARGA)-POSIÇÃO DO PISTÃO DO COMPRESSOR ALTERNATIVO DE 200HZ.	130
FIGURA 6.19 – DIAGRAMA PRESSÃO (POSIÇÃO DA VÁLVULA DE DESCARGA)-POSIÇÃO DO PISTÃO DO COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE DE 50HZ.	131
FIGURA 6.20 – DIAGRAMA PRESSÃO (POSIÇÃO DA VÁLVULA DE DESCARGA)-POSIÇÃO DO PISTÃO DO COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE DE 100HZ.	132
FIGURA 6.21 – DIAGRAMA PRESSÃO (POSIÇÃO DA VÁLVULA DE DESCARGA)-POSIÇÃO DO PISTÃO DO COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE DE 200HZ.	132
FIGURA 6.22 – DIAGRAMA PRESSÃO-POSIÇÃO DO PISTÃO DOS COMPRESSORES DE PISTÃO ROLANTE DE DIFERENTES ROTAÇÕES.	133
FIGURA 6.23 – EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA DOS COMPRESSORES.	135
FIGURA 6.24 – VOLUME DE CÂMARA E FRAÇÃO DE VOLUME MORTO DOS COMPRESSORES.	136

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 – COEFICIENTES DE PERFORMANCE SAZONAIS PARA DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE COMPRESSORES. (TASSOU E QURESHI, 1997).....	9
TABELA 2.2 – ESPECIFICAÇÕES DO COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE TESTADO. (SATHE <i>ET AL.</i> ,2008).....	12
TABELA 2.3 – COMPARAÇÃO DE COMPRESSORES MINIATURIZADOS. (SATHE <i>ET AL.</i> ,2008).	12
TABELA 3.1 – CONSTANTES DE SOLUBILIDADE DA MISTURA DE REFRIGERANTE R134A E ÓLEO POLIOL ESTER ISO 7.	40
TABELA 3.2 – CONSTANTES DA EQUAÇÃO (3.111) NO ESCOAMENTO TRANSVERSAL A UM CILINDRO CIRCULAR.	61
TABELA 5.1 – DADOS DE ENTRADA PARA SIMULAÇÃO DO COMPRESSOR ALTERNATIVO...	84
TABELA 5.2 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO COMPRESSOR ALTERNATIVO.	85
TABELA 5.3 – DADOS DE ENTRADA PARA SIMULAÇÃO DO COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE.	89
TABELA 5.4 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE.....	90
TABELA 5.5 – CONDIÇÕES DE CONTORNO E VARIÁVEIS NO CAMPO DE TEMPERATURAS...	94
TABELA 5.6 – CARACTERÍSTICAS DOS COMPRESSORES ALTERNATIVO E ROTATIVO, E CONDIÇÕES DE TESTES.....	100
TABELA 5.7 – RESULTADOS NUMÉRICO E EXPERIMENTAL PARA O COMPRESSOR ALTERNATIVO DE ROTAÇÃO CONSTANTE. (REPRODUZIDO DE GOMES, 2006).	100
TABELA 5.8 – RESULTADOS NUMÉRICO E EXPERIMENTAL PARA O COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE.	101
TABELA 5.9 – RESULTADOS DO CAMPO DE TEMPERATURAS PARA O COMPRESSOR ALTERNATIVO DE ROTAÇÃO VARIÁVEL.	103
TABELA 5.10 – RESULTADOS DO CAMPO DE TEMPERATURAS PARA O COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE.	105
TABELA 5.11 – VARIÁVEIS OTIMIZADAS NO COMPRESSOR ALTERNATIVO.	110
TABELA 5.12 – VARIÁVEIS OTIMIZADAS NO COMPRESSOR DE PISTÃO ROLANTE.....	110
TABELA 6.1 – REQUISITOS DE PROJETO ESTABELECIDOS.	112
TABELA 6.2 – CAMPO DE TEMPERATURAS NOS COMPRESSORES.	114
TABELA 6.3 – PRINCIPAIS FONTES DE PERDAS EM EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA NOS COMPRESSORES.	125
TABELA 6.4 – DETALHAMENTO DAS PERDAS EM EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA NOS PROCESSOS DE ADMISSÃO E DESCARGA DOS COMPRESSORES ALTERNATIVOS: PERDAS EM VÁLVULAS E FILTROS.	126

TABELA 6.5 – COMPOSIÇÃO DAS PERDAS EM EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA NO TRABALHO EFETIVO DE COMPRESSÃO.	134
TABELA 6.6 – PRINCIPAIS FONTES DE PERDA DE EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA DOS COMPRESSORES.	136

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Gerais

A_0	Área de seção transversal do orifício	[m ²]
A_4	Área formada na região de contato da ponta da palheta	[m ²]
A_{ee}	Área efetiva de escoamento	[m ²]
A_{ef}	Área efetiva de força	[m ²]
A_w	Superfície de troca térmica	[m ²]
B_b	Espessura da palheta	[m]
C	Dimensão característica do pistão rolante	[m]
C_B	Comprimento da biela	[m]
C_v	Coefficiente de amortecimento	[(N s)/m]
c_v	Calor específico a volume constante	[kJ/(kg K)]
COP_{pV}	Coefficiente de performance termodinâmica	[W/W]
C_{PMS}	Distância entre o eixo do motor e o PMS	[m]
D	Comprimento da palheta no interior do cilindro	[m]
D_{cil}	Diâmetro do cilindro	[m]
d_m	Distância entre os eixos de manivela e do cilindro	[m]
D_{od}	Diâmetro do orifício de descarga	[m]
e	Excêntrico	[m]
\tilde{e}	Energia total específica	[kJ/kg]

ER	Razão entre a excentricidade e o raio do pistão	[m/m]
f	Frequência de operação do compressor	[Hz] [rpm]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
h_c	Altura do cilindro	[m]
h_{od}	Altura do orifício de descarga	[m]
H_w	Coefficiente de convecção na parede do cilindro de compressão	[W/(m ² K)]
k_f	Condutividade térmica do fluido	[W/(m K)]
K_v	Rigidez equivalente	[N/m]
m_G	Massa de gás	[kg]
M_v	Massa equivalente da válvula	[kg]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
Nu	Número de Nusselt	[-]
p	Pressão	[N/m ²]
Pr	Número de Prandtl	[-]
q	Fluxo de calor	[W/m ²]
\dot{Q}	Calor	[W]
\dot{Q}_f	Capacidade de refrigeração	[W]
R	Constante do gás	[J/(kg K)]
R_b	Raio de curvatura da ponta da palheta	[m]
R_c	Raio do cilindro	[m]
Re	Número de Reynolds	[-]
R_p	Raio da palheta	[m]
S	Área de superfície	[m ²]
t	Tempo	[s]

T	Temperatura	[K] [°C]
u	Energia interna	[kJ/kg]
UA	Condutância global de calor	[W/K]
V	Velocidade	[m/s]
v	Volume específico	[m ³ /kg]
\forall	Volume	[m ³]
\forall_4	Volume formado na região de contato da ponta da palheta	[m ³]
\forall_b	Volume ocupado pela palheta no interior do cilindro	[m ³]
\forall_{cc}	Volume da câmara de compressão	[m ³]
\forall_{cs}	Volume da câmara de sucção	[m ³]
\forall_{des}	Volume deslocado	[m ³]
\forall_m	Volume morto	[m ³]
\forall_{rc}	Volume varrido considerando somente a posição angular no interior do cilindro	[m ³]
\forall_{rr}	Volume varrido pelo pistão	[m ³]
\forall_t	Volume total do sistema de compressão	[m ³]
\forall_{tr}	Volume referente ao excêntrico	[m ³]
w	Fração mássica de refrigerante	[kg/kg]
W	Trabalho	[J]
\dot{W}	Potência	[W]
x	Fração molar de refrigerante	[kmol/kmol]
x_v	Posição da válvula	[m]
y	Posição do pistão	[m]

Símbolos Gregos

β	Coefficiente de expansão térmica	[1/K]
γ	Índice Isentrópico	[-]
ε_s	Fração de perda em eficiência isentrópica	[-]
ε_v	Fração de perda em eficiência volumétrica	[-]
κ	Fator de compressibilidade isotérmica	[m ² /N]
μ	Viscosidade absoluta	[N s/m ²]
η_s	Eficiência isentrópica	[-]
η_v	Eficiência volumétrica	[-]
θ	Posição angular do pistão	[rad]
θ_{max}	Resíduo de temperature	[°C]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
\emptyset	Resíduo de energia	[W]
τ	Volume	[m ³]
ω	Velocidade angular do pistão	[rad/s]

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	COMPRESSOR ALTERNATIVO	2
1.2	COMPRESSOR ROTATIVO DE PISTÃO ROLANTE	3
1.3	DIMENSIONAMENTO DE COMPRESSORES	5
1.4	OBJETIVO	6
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
2.1	ANÁLISE COMPARATIVA DE COMPRESSORES.....	7
2.2	MODELOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	13
2.3	MODELOS DE SIMULAÇÃO DO CICLO DE COMPRESSÃO	20
2.4	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	21
3	MODELOS MATEMÁTICOS.....	23
3.1	MODELAGEM DO CICLO DE COMPRESSÃO.....	23
3.2	CINEMÁTICA DOS MECANISMOS DE COMPRESSÃO.....	24
3.2.1	<i>Compressor Alternativo</i>	<i>24</i>
3.2.2	<i>Compressor de Pistão Rolante</i>	<i>26</i>
3.3	PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO FLUIDO NO CICLO DE COMPRESSÃO	28
3.3.1	<i>Convecção no Compressor Alternativo</i>	<i>32</i>
3.3.2	<i>Convecção no Compressor de Pistão Rolante</i>	<i>33</i>
3.4	MODELAGEM DOS ESCOAMENTOS.....	35
3.4.1	<i>Vazões Mássicas em Orifícios</i>	<i>35</i>
3.4.2	<i>Vazamentos no Compressor Alternativo</i>	<i>36</i>
3.4.3	<i>Vazamentos no Compressor de Pistão Rolante</i>	<i>38</i>
3.5	DINÂMICA DOS SISTEMAS DE VÁLVULAS	46
3.5.1	<i>Pulsações no Escoamento.....</i>	<i>47</i>
3.6	MODELOS GLOBAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	48
3.6.1	<i>Compressor Alternativo</i>	<i>50</i>
3.6.2	<i>Compressor de Pistão Rolante</i>	<i>58</i>
3.6.3	<i>Cálculo da Temperatura na Linha de Sucção.....</i>	<i>62</i>
3.6.4	<i>Efeito da Variação Geométrica do Compressor sobre a Condutância Global de Calor</i>	<i>64</i>
4	ESTRATIFICAÇÃO DAS PERDAS EM EFICIÊNCIAS ISENTRÓPICA E VOLUMÉTRICA.....	65

4.1	O CICLO IDEAL DE COMPRESSÃO	66
4.2	A PRESENÇA DO SUPERAQUECIMENTO	68
4.3	A PRESENÇA DO VOLUME MORTO.....	68
4.3.1	<i>Compressor Alternativo</i>	68
4.3.2	<i>Compressor de Pistão Rolante</i>	70
4.4	O CICLO REAL DE COMPRESSÃO	72
4.4.1	<i>Compressor Alternativo</i>	72
4.4.2	<i>Compressor de Pistão Rolante</i>	76
4.5	PERDAS EM EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA.....	76
4.6	PERDAS EM EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA	78
4.6.1	<i>Compressor Alternativo</i>	78
4.6.2	<i>Compressor de Pistão Rolante</i>	81
5	PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO	83
5.1	MODELOS DOS CICLOS DE COMPRESSÃO.....	83
5.1.1	<i>Compressor Alternativo</i>	84
5.1.2	<i>Compressor de Pistão Rolante</i>	88
5.2	MODELOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	92
5.2.1	<i>Compressor Alternativo</i>	94
5.2.2	<i>Compressor de Pistão Rolante</i>	97
5.3	VALIDAÇÃO DOS MODELOS	99
5.4	PROCEDIMENTOS DE OTIMIZAÇÃO	106
5.4.1	<i>Introdução</i>	106
5.4.2	<i>Algoritmo Genético</i>	108
5.4.3	<i>Procedimento de Otimização dos Compressores</i>	109
6	RESULTADOS.....	111
6.1	INTRODUÇÃO.....	111
6.2	ANÁLISE TÉRMICA: TEMPERATURAS MÉDIAS EM REGIÕES ESTRATÉGICAS DOS COMPRESSORES	112
6.3	ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CICLO DE COMPRESSÃO.....	115
6.4	ANÁLISE DE PERDAS EM EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA	124
6.5	ANÁLISE DE PERDAS EM EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA	135
7	CONCLUSÕES	139
	REFERÊNCIAS.....	143
	APÊNDICE: DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS DA DINÂMICA DE VÁLVULAS AUTOMÁTICAS	153

Dentre os principais desafios globais de políticas econômicas para o século 21, as metas relacionadas ao consumo racional de energia e ao meio-ambiente estão entre as pautas mais urgentes. De fato, estas duas questões encerram interesses comuns, tais como a desaceleração do aquecimento global e o aumento de eficiência energética de equipamentos.

O condicionamento térmico de ambientes através de sistemas por compressão de vapor pode contribuir substancialmente para que as metas de eficiência energética sejam alcançadas (IIR, 2002). De fato, esses sistemas são amplamente utilizados em refrigeração e vêm ganhando espaço em aplicações de bombas de calor, em uma larga faixa de capacidades.

As bombas de calor se caracterizam por apresentar alto desempenho, superando outros sistemas convencionais de aquecimento. Em escala doméstica, sistemas como aquecedores elétricos e aquecedores a gás são limitados à eficiência máxima unitária em termos de coeficiente de performance. Nesta situação de máxima eficiência, cada unidade de energia empregada no sistema é convertida em calor útil para aquecimento. Por outro lado, as bombas de calor são capazes de apresentar valores de coeficiente de performance superiores, que podem variar entre 2 e 4, dependendo das condições climáticas da região em que operam (Tian e Liang, 2006; Stene, 2007). Isto porque estes sistemas aproveitam parte da energia térmica disponível no ambiente externo para o aquecimento, de modo que a energia útil seja maior que o consumo elétrico.

Em um sistema convencional de compressão de vapor, uma parcela significativa das perdas globais de energia ocorre no compressor (Possamai e Todescat, 2004). Assim, um modo eficaz de se melhorar o desempenho desses sistemas é atuar diretamente na melhoria e desenvolvimento das tecnologias de compressão. Considerando escalas de capacidade domésticas, os compressores do tipo rotativo de pistão rolante e alternativo são comumente empregados. As principais características destes compressores encontram-se apresentadas a seguir.

1.1 Compressor Alternativo

A eficiência energética global de um compressor pode ser representada pelas eficiências de três sistemas. Da energia total disponibilizada pela rede elétrica, parte é perdida por ineficiência do motor, parte por fricção nos mancais e parte no processo de compressão do fluido, caracterizando as eficiências elétrica, mecânica e isentrópica, respectivamente. Dados recentes de um compressor alternativo de alta eficiência, aplicado à refrigeração doméstica, indicam 87% de eficiência elétrica, 92% de eficiência mecânica e apenas 80% de eficiência isentrópica. Este inventário sugere que futuras melhorias em eficiência devem ser alcançadas com a redução de perdas termodinâmica..

Na Figura 1.1, encontram-se apresentados o mecanismo de compressão e o respectivo diagrama pressão-volume do compressor alternativo. O sistema de compressão é composto pelo conjunto pistão-cilindro, além dos sistemas de sucção e descarga.

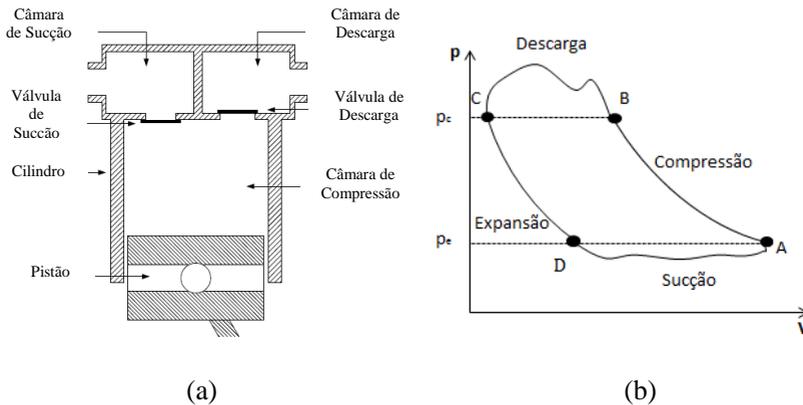


Figura 1.1 – Compressor alternativo: (a) mecanismo (reproduzido de Gomes, 2006); (b) diagrama pressão-volume.

O ciclo de compressão ocorre ao longo de um giro de 360° do eixo do motor. O movimento do pistão a partir do ponto morto superior (ponto C do diagrama pressão-volume da Figura 1.2) promove o aumento do volume na câmara de compressão e uma redução de pressão e temperatura. Isto acontece até o instante em que a força resultante na válvula de sucção devido à diferença de pressão entre as câmaras de sucção e de compressão seja suficiente para abri-la (ponto D). Então, gás é admitido para o interior do cilindro até o ponto morto inferior

(ponto A). Em seguida, a válvula de sucção se fecha e o pistão passa a se deslocar na direção oposta, causando redução de volume e o aumento da pressão e da temperatura do fluido. A compressão ocorre até que a diferença de pressão entre as câmaras de compressão e descarga seja suficiente para abrir a válvula de descarga (ponto B), permitindo a saída do gás da câmara de compressão.

Este tipo de compressor, por apresentar boa vedação, se destaca entre as tecnologias convencionais para aplicações de baixa temperatura de evaporação (LBP – Low Back Pressure), em que as tolerâncias de folga no mecanismo de compressão devem ser mínimas.

Em contrapartida, a presença de válvulas e filtros de atenuação de ruído impõe resistência ao escoamento do fluido refrigerante, comprometendo o desempenho deste compressor, especialmente nos processos de sucção e descarga. Estas perdas se tornam acentuadas em operações com elevada vazão mássica, típicas de condições de alta temperatura de evaporação (HBP – High Back Pressure) e de altas capacidades.

1.2 Compressor Rotativo de Pistão Rolante

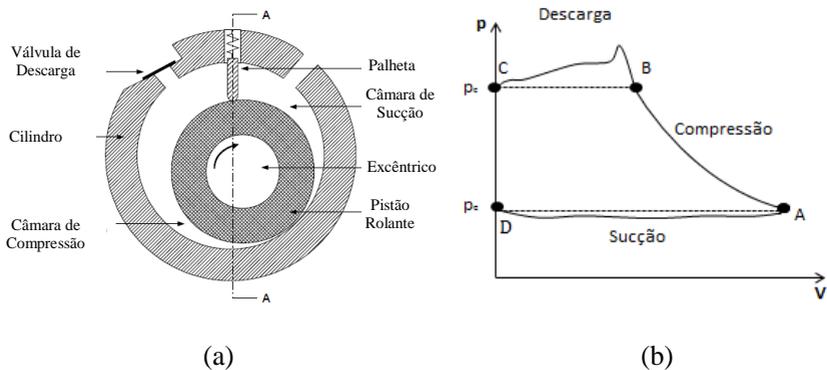


Figura 1.2 – Compressor de pistão rolante: (a) mecanismo (reproduzido de Gomes, 2006); (b) diagrama pressão-volume.

Na Figura 1.2, encontram-se apresentados o mecanismo de compressão e o respectivo diagrama pressão-volume do compressor de pistão rolante. O sistema de compressão é composto pelo conjunto pistão-cilindro e pela palheta. A presença de uma mola na base da palheta exerce uma força capaz de mantê-la constantemente em contato

com o pistão. O posicionamento excêntrico do pistão, juntamente com a palheta, permite a separação entre as câmaras de sucção e de compressão. Neste caso, o interior do cilindro de compressão é composto simultaneamente pelas câmaras de sucção e de compressão, enquanto que no compressor alternativo, o cilindro de compressão coincide com a própria câmara de compressão.

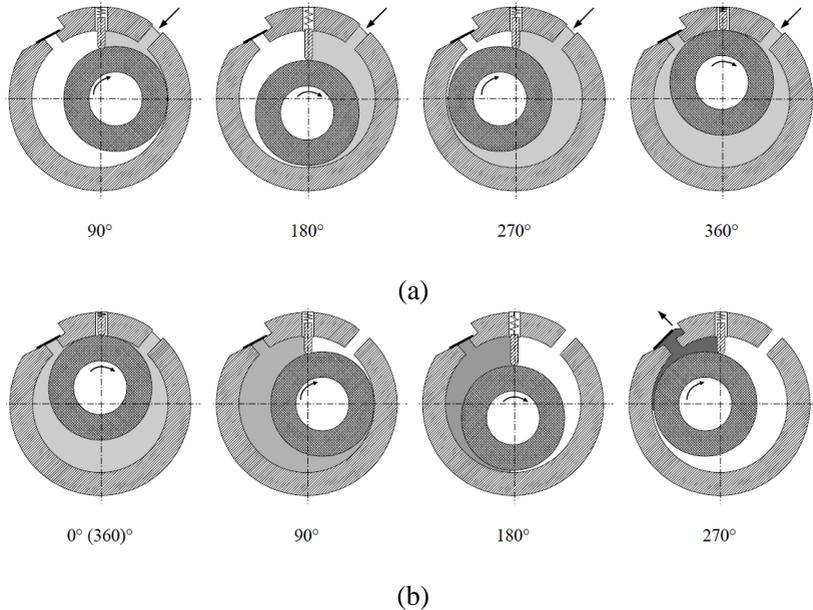


Figura 1.3 – Ciclo de compressão do compressor de pistão rolante: (a) etapa de admissão; (b) etapa de compressão e descarga. (Reproduzido de Gomes, 2006).

Conforme ilustrado na Figura 1.3, o ciclo de compressão de uma porção de fluido (volume material), caracterizado pelos processos de sucção, compressão e descarga, é completado a cada 720° de giro do eixo do motor. O processo de admissão do gás ocorre desde 0° até 360° (entre os pontos D e A do diagrama pressão-volume da Figura 1.2) e ao longo de mais um giro completo ocorrem os processos de compressão e descarga deste fluido (do ponto A ao ponto C, passando por B da Figura 1.2). Na verdade, deve-se observar que os processos de admissão e compressão ocorrem simultaneamente, considerando volumes materiais distintos de fluido, presentes um em cada câmara. Pelo motivo de a

etapa de admissão ser contínua, não há a necessidade de uma válvula de sucção, o que evita perdas de energia. Além disso, o processo de descarga ocorre mais lentamente que em um compressor alternativo de mesma capacidade e mesma rotação, permitindo também menores perdas de energia na descarga. Por outro lado, a característica construtiva desse compressor dificulta a sua vedação, tornando suas perdas por vazamento inevitavelmente maiores do que no compressor alternativo. Por fim, o volume morto no compressor de pistão rolante não causa perda em eficiência volumétrica devido à expansão do gás, como ocorre no compressor alternativo. Porém, desencadeia perda em eficiência isentrópica.

1.3 Dimensionamento de Compressores

Em determinadas aplicações de condicionamento térmico de ambientes, além dos critérios estabelecidos à eficiência energética, o tamanho do sistema pode ser fundamental para a elaboração de um projeto viável. Uma situação corrente é a adequação de sistemas de dissipação de calor aplicados a microprocessadores. A refrigeração por compressão de vapor apresenta-se como uma técnica promissora para esta aplicação por sua capacidade de operar com cargas térmicas variáveis e em ambientes com altas temperaturas. No entanto, a adequação de um sistema miniaturizado requer também um compressor compacto (Sathe *et al.*, 2008).

Uma vez estabelecidas as condições de funcionamento do sistema, com as definições do fluido refrigerante, da vazão mássica necessária, das pressões de evaporação e de condensação e da temperatura do gás na entrada do compressor, é possível projetar um compressor adequado. A capacidade do mecanismo de compressão depende essencialmente de três fatores: volume geométrico da câmara de compressão; eficiência volumétrica e rotação do motor. Assim, uma forma de se projetar compressores de dimensões reduzidas, mantendo a vazão mássica, é através do aumento de sua rotação.

No entanto, a eficiência volumétrica é geralmente reduzida com o aumento de velocidade e redução da geometria. Esta característica deve ser avaliada cuidadosamente de modo a se evitar projetos inviáveis. Além disto, deve-se também garantir a eficiência energética adequada do sistema.

1.4 Objetivo

Recentes avanços realizados nos processos de fabricação têm permitido o desenvolvimento de compressores com tolerâncias de folgas cada vez menores. As perdas por vazamentos em compressores rotativos de pistão rolante, as quais anteriormente inviabilizavam a sua aplicação em determinados sistemas de condicionamento térmico, têm sido reduzidas com a maior precisão geométrica na manufatura dos seus componentes, tornando-os competitivos em condições anteriormente exclusivas do compressor alternativo. O compressor alternativo é uma tecnologia consolidada em diversas aplicações, sendo objeto de contínuas pesquisas para o aumento de sua eficiência energética. De fato, o desempenho e a aplicação de ambos os tipos de compressores têm sofrido mudanças.

O presente trabalho objetiva uma análise comparativa detalhada dos desempenhos termodinâmicos dos compressores alternativo e rotativo de pistão rolante, procurando identificar as principais vantagens e desvantagens inerentes a cada equipamento. Para efeito desta análise, os compressores são avaliados para uma condição típica de bomba de calor, com capacidade de aquecimento de 1,4kW em um sistema operando com o fluido refrigerante R134a. Os compressores são dimensionados e os seus desempenhos analisados também em diferentes rotações para fins de miniaturização.

A avaliação de um compressor pode ser realizada por alguns parâmetros-chave, tais como consumo de energia, impacto ambiental e custos de fabricação. O compressor alternativo possui uma tecnologia bastante consolidada, sendo aplicado em uma ampla faixa de capacidade de refrigeração, desde escalas domésticas até industriais. Com os avanços nos métodos de fabricação de alta precisão, tecnologias de compressão como o compressor *scroll* e o compressor de pistão rolante, muito afetados por vazamentos e desgaste mecânico, ganharam espaço para aplicações em determinadas faixas de capacidade e, atualmente, são produzidos em grande escala.

Diversos trabalhos têm sido publicados no âmbito do desenvolvimento de compressores de refrigeração, conforme constatado por Gomes e Deschamps (2007), incluindo esforços para previsão de efeitos de transferência de calor e otimizações geométricas. Mas, curiosamente, pouca atenção tem sido dada à análise comparativa de compressores, especialmente de compressores alternativo e rotativo de pistão rolante, amplamente utilizados em refrigeradores domésticos e condicionadores de ar, respectivamente.

A revisão bibliográfica a ser apresentada neste capítulo é dividida em quatro partes. Na primeira são apresentadas análises comparativas de compressores, enquanto que na segunda são agrupados os estudos relevantes à modelação da transferência de calor em compressores e investigações experimentais desenvolvidas para validar alguns desses métodos. Na terceira parte, apresenta-se um panorama das principais abordagens matemáticas para a previsão do desempenho de compressores. Por fim, na quarta parte, os objetivos específicos do presente trabalho são indicados a partir da revisão do estado da arte para compressores alternativo e rotativo de pistão rolante.

2.1 Análise Comparativa de Compressores

Tassou e Qureshi (1997) compararam as eficiências energéticas dos compressores alternativo semi-hermético, alternativo tipo aberto e do compressor de palhetas rotativas tipo aberto para diferentes rotações e para diferentes razões de pressão. Utilizando formulações matemáticas específicas a cada compressor, os autores simularam os equipamentos

acoplados a sistemas de condicionamento de ar para a previsão de desempenho médio durante uma temporada de verão em dois diferentes casos de refrigeração: (i) região geográfica com clima ameno e (ii) região de clima quente. Foram obtidos coeficientes de performance sazonais (SCOP) para os sistemas operando com os três mecanismos de compressão, tendo motores de rotação simples e variável. Foi adotado nos testes o fluido refrigerante R22, sendo a capacidade nominal do sistema de refrigeração de 25kW.

Na comparação dos motores, foi observado que a inclusão dos inversores de frequência para controle da rotação resulta no aumento de perdas de eficiência elétrica. Os compressores com motores de rotação única (MDC – *Direct Motor Driven Compressor*) apresentaram coeficiente de performance 5% maior que aqueles detentores de motores com frequência modulada (IDC – *Inverter Driven Compressor*) operando à mesma rotação. No entanto, as ineficiências adicionais de conversão de energia elétrica em mecânica nos motores IDC foram compensadas por aumentos de eficiência do sistema quando os compressores operaram com rotação variável. De fato, na maior parte do tempo, os compressores puderam trabalhar com rotação menor que a nominal para adequar a capacidade de refrigeração à da carga térmica instantânea. Isto permitiu o aumento de eficiência de troca térmica no evaporador e no condensador, redução da razão de compressão e consequente redução do torque no motor.

Na comparação dos mecanismos de compressão, o compressor alternativo do tipo aberto apresentou os maiores coeficientes de performance entre os três. Em relação ao compressor alternativo semi-hermético, o compressor aberto originou um menor superaquecimento do fluido na sucção, permitindo maiores valores de eficiência volumétrica e menor trabalho específico de compressão. Em relação ao compressor rotativo, ambos os compressores alternativos apresentaram menores perdas por vazamento no processo de compressão, além de menores perdas por fricção, uma vez que o rotativo tem suas palhetas em contato direto e em movimento relativo com o cilindro.

Os resultados dos coeficientes de performance para os três mecanismos operando com os motores MDC e IDC com rotação nominal fixa e variável estão apresentados na Tabela 2.1. Apesar de o compressor de palhetas rotativas não ser objeto de análise no presente trabalho, a relevância de sua avaliação se sustenta no fato de ele apresentar características semelhantes de vazamento e de perdas mecânicas àquelas do compressor de pistão rolante.

Tabela 2.1 – Coeficientes de performance sazonais para diferentes configurações de compressores. (Tassou e Qureshi, 1997).

Tipo de Compressor	Caso (i)			Caso (ii)		
	MDC	IDC (rotação fixa)	IDC (rotação variável)	MDC	IDC (rotação fixa)	IDC (rotação variável)
Palhetas Rotativas	3,52	3,35	3,63	3,01	2,86	3,30
Alternativo (tipo aberto)	4,24	4,03	4,74	3,51	3,34	3,51
Alternativo (Semi-Hermético)	4,01	3,81	4,19	3,57	3,39	3,57

Collings *et al.* (2002) compararam os desempenhos dos mecanismos do tipo *scroll*, alternativo e rotativo de pistão rolante, procurando identificar a tecnologia mais adequada para operação com o fluido R744 (CO₂). Os três mecanismos foram dimensionados para ter o mesmo deslocamento volumétrico e foram testados em uma condição de aplicação característica de condicionamento de ar, com a utilização de dois fluidos refrigerantes: R22 e R744. Os aspectos analisados foram vazamento, transferência de calor e torque.

O compressor alternativo apresentou melhor vedação entre os três, embora tenha obtido maior pico de torque durante um ciclo de compressão. O compressor de pistão rolante obteve um desempenho intermediário nas três categorias. Por fim, o compressor *scroll* apresentou melhores resultados de torque devido a um comportamento estável ao longo de um ciclo e as maiores taxas de liberação de calor durante a compressão, permitindo redução de trabalho termodinâmico. Em contrapartida, obteve as maiores perdas por vazamentos. De fato, nenhum mecanismo se destacou em todos os aspectos de desempenho e os autores concluíram que a escolha e fabricação do melhor equipamento dependerão basicamente das necessidades da aplicação e da habilidade do projetista.

Nos trabalhos de Gomes (2006) e Gomes e Deschamps (2007) também foram comparados os mecanismos de compressão *scroll*,

alternativo e de pistão rolante para faixas de capacidade de refrigeração doméstica e comercial. As condições de operação para ambos os estudos foram de baixa pressão de evaporação e rotação do motor de cada um dos compressores fixada em 50Hz. Nas análises de refrigeração doméstica, utilizou-se o fluido refrigerante R134a para os três tipos de mecanismo, enquanto que para a capacidade comercial foi utilizado o fluido R290. O compressor alternativo apresentou o melhor coeficiente de performance termodinâmico para baixas capacidades, enquanto que o rotativo de pistão rolante obteve os piores resultados. No entanto, os desempenhos se inverteram para capacidades de refrigeração comercial, com os efeitos de vazamento do compressor rotativo perdendo relevância e as perdas em válvulas do compressor alternativo aumentando drasticamente. Além disso, a ausência de válvula de sucção no compressor de pistão rolante permite que suas perdas no processo de sucção sejam muito inferiores às do alternativo.

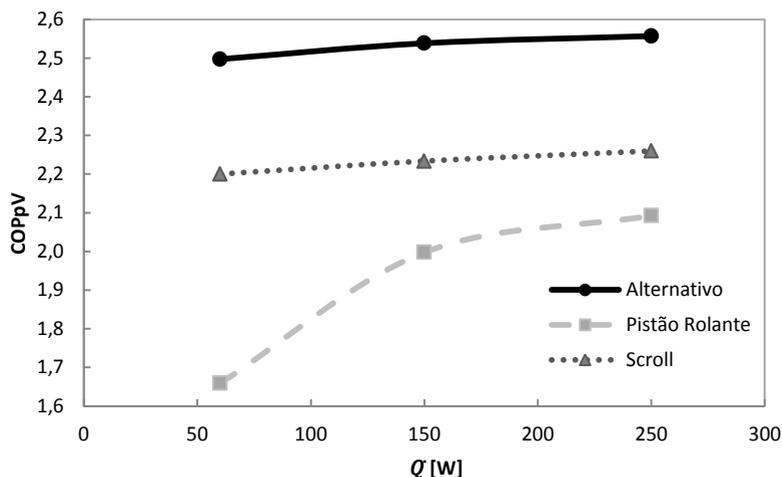


Figura 2.1 – Coeficiente de performance termodinâmico para baixas capacidades de refrigeração. (Adaptado de Gomes, 2006).

Um aspecto positivo das comparações é que os compressores tiveram suas geometrias otimizadas numericamente para obtenção do máximo coeficiente de performance em cada uma das capacidades consideradas. Apesar disso, foram assumidas simplificações de análise pela não consideração do efeito de superaquecimento do gás e da dinâmica do escoamento pulsante nos sistemas de sucção e descarga. No

caso de compressores alternativos, esta deficiência do modelo impossibilita análises detalhadas das principais fontes de perdas termodinâmicas. Os resultados de coeficiente de performance termodinâmico para os compressores de aplicações doméstica e comercial encontram-se apresentados na Figura 2.1 e Figura 2.2, respectivamente.

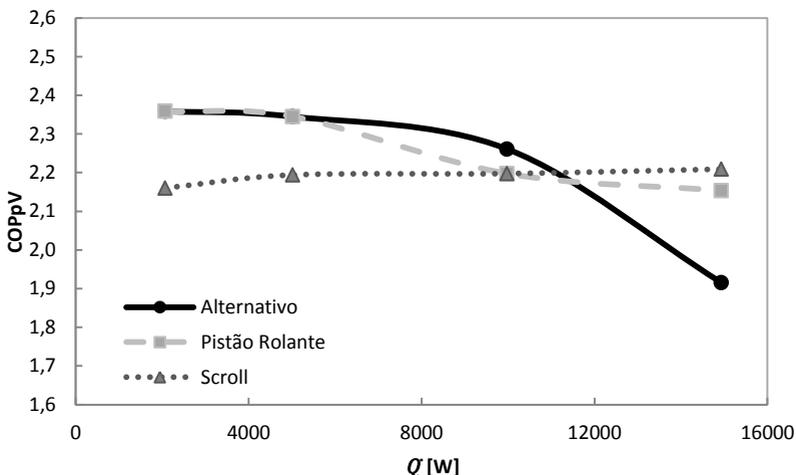


Figura 2.2 – Coeficiente de performance termodinâmico para capacidades de refrigeração de escala comercial. (Adaptado de Gomes e Deschamps, 2007).

Sathe *et al.* (2008), avaliaram o desempenho de um compressor de pistão rolante da marca Aspen de dimensões miniaturizadas para aplicação em sistemas de refrigeração de componentes eletrônicos. Testes em bancada experimental foram conduzidos utilizando um protótipo de rotação variável e os resultados foram comparados com dados de desempenho de dois outros microcompressores da literatura: um compressor alternativo da marca Hitachi e um compressor de pistão rolante da marca Engel, ambos de rotação única. As especificações do compressor testado no trabalho de Sathe *et al.* (2008) encontram-se na Tabela 2.2, enquanto que os resultados comparativos, na Tabela 2.3.

É possível observar através dos resultados que o fato de o compressor Aspen poder operar com rotação variável, permitiu que o sistema de refrigeração atingisse resultados de capacidade de até 490W, cerca de duas vezes maior que as capacidades máximas alcançadas com

os outros compressores, sem comprometer, contudo, resultados de COP do sistema. Chama à atenção também sua portabilidade caracterizada por seu peso e volume de câmara consideravelmente inferiores às dimensões dos outros dois compressores. Na Figura 2.3, é possível observar o pequeno tamanho do compressor. Com isto, o compressor de pistão rolante apresentou-se adequado para aplicação em sistemas miniaturizados de refrigeração de componentes microeletrônicos.

Tabela 2.2 – Especificações do compressor de pistão rolante testado. (Sathe et al.,2008).

Fluido refrigerante	R134a
Óleo lubrificante	Nu Calgon RL68H Polio Ester
Faixa de variação da rotação	2000rpm a 6500rpm
Faixa de temperatura de evaporação	-18°C a 24°C
Faixa de temperatura de condensação	27°C a 71°C
Máxima temperatura de descarga	130°C
Máxima razão de compressão	8:1

Tabela 2.3 – Comparação de compressores miniaturizados. (Sathe et al.,2008).

Modelo do Compressor	Engel (Rotativo)	Hitachi (Alternativo)	Aspen (Rotativo)
Dimensões			
Deslocamento (cc)	2,3	2,0	1,4
Peso (kg)	2,8	4,3	0,6
Desempenho com R134a			
Razão de Pressão	2,1 a 3,2	1,9 a 3,0	2,0 a 3,5
Rotação (rpm)	2000	2000	3000 a 6000
Eficiência Volumétrica (%)	57,0 a 79,3	58,1 a 73,0	73,2 a 90,5
Eficiência Isentrópica Global (%)	40,6 a 59,5	43,2 a 56,5	44,1 a 70,3
Capacidade de Refrigeração (W)	130,1 a 256,4	152,2 a 208,8	160,2 a 489,6
COP do Sistema	3,0 a 5,7	2,6 a 3,7	2,1 a 7,4



Figura 2.3 – Protótipo do compressor de pistão rolante.

2.2 Modelos de Transferência de Calor

Os efeitos de transferência de calor inerentes ao processo de compressão são fatores determinantes da eficiência de um compressor. No entanto, a estimativa de quantidades vinculadas a este fenômeno é complexa, de forma que diversas pesquisas têm sido realizadas a respeito deste assunto ao longo dos últimos vinte anos. Em compressores aplicados à refrigeração com elevadas razões de pressão, as perdas termodinâmicas compõem as maiores fontes de ineficiência.

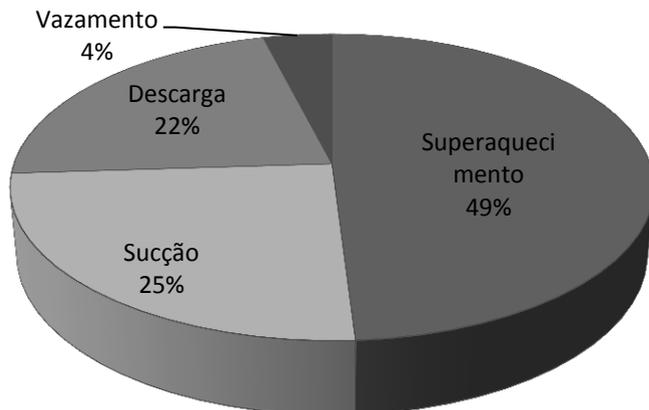


Figura 2.4 – Fontes de irreversibilidade termodinâmica em um compressor alternativo de 900 BTU/h, operando com R134a. (Ribas *et al.*, 2008).

Em um levantamento de fontes de irreversibilidades termodinâmicas de um compressor alternativo de alta eficiência, Ribas *et al.* (2008) identificaram que o superaquecimento do fluido refrigerante resulta em quase metade das perdas. As ineficiências restantes estão relacionadas a perdas de carga por atrito viscoso no escoamento durante as etapas de sucção e descarga, bem como vazamento através da folga pistão-cilindro, conforme indicados na Figura 2.3.

O superaquecimento indesejável do fluido, desde a linha de sucção e durante parte do processo de compressão, é resultado de trocas térmicas com componentes aquecidos pela geração de calor na compressão, nos mancais e no motor. Do ponto de vista termodinâmico, um sistema de sucção bem isolado termicamente até a câmara de compressão poderia solucionar este problema. No entanto, conforme ressaltam Meyer e Thompson (1990), outros requisitos de projeto como atenuação de ruído, separação da mistura óleo e refrigerante e redução do torque de partida do motor demandam soluções mais elaboradas para o sistema de sucção.

Meyer e Thompson (1990) apresentaram uma das primeiras propostas de modelos de transferência de calor aplicados a compressores alternativos, na qual a temperatura de sucção é obtida de balanços de energia entre alguns componentes. Contribuições convectivas e radiativas são levadas em consideração, sendo que correlações para convecção foram obtidas da literatura disponível e também empiricamente. Por outro lado, a condução de calor entre os componentes foi negligenciada. Os autores observaram que os níveis de temperatura estimados na linha de sucção seguiam a mesma tendência de dados experimentais, apesar de certa discrepância em algumas condições de operação específicas. Ademais, observaram também que os coeficientes globais de transferência de calor demonstraram-se insensíveis ao tipo de refrigerante empregado nos testes. Por fim, os autores identificaram que para cada adicional de 6°C de superaquecimento há uma redução de 1% na eficiência energética global.

Liu e Soedel (1992) utilizaram uma abordagem integral similar à de Meyer e Thompson (1990) aplicada a um compressor de pistão rolante com rotação variável. O principal objetivo foi prever as temperaturas de sucção e do processo de compressão para diferentes rotações. Uma importante contribuição desse trabalho foi a proposta de um coeficiente de convecção da literatura para a transferência de calor no interior do cilindro de compressão, aproximado por um escoamento

em tubo espiral com seção retangular. Tal correlação foi posteriormente testada e validada com dados experimentais obtidos por Puff e Souza (1994) e, assim, será utilizada no presente trabalho.

Todescat *et al.* (1992) também propuseram uma análise integral baseada em coeficientes globais de transferência de calor para determinados componentes de compressores. Nesse método, balanços de energia e interações térmicas entre os componentes foram resolvidos de forma acoplada atendendo a conservação da energia em todo o compressor. Para dadas condições de desempenho, tais como vazão mássica, potência elétrica, eficiências elétrica e mecânica e conhecendo-se o coeficiente global referente a cada componente, é possível obter o campo de temperaturas em pontos convenientemente selecionados.

Os coeficientes globais de transferência de calor são obtidos de balanços de energia em cada componente por meio de medições de temperatura em diversos pontos do compressor considerando uma determinada condição de operação. Assumindo a hipótese de que tais coeficientes globais são insensíveis à condição de operação, eles são adotados para a previsão do campo de temperaturas em outras condições. Todescat *et al.* (1992) utilizaram esse modelo térmico acoplado a outro modelo para a simulação do processo de compressão, obtendo resultados que concordam com dados experimentais. Em função de seu baixo custo computacional e acurácia satisfatória dos resultados, esse modelo será adotado no presente trabalho para a otimização geométrica dos compressores.

Os métodos até então apresentados tiveram validações experimentais por simples balanços de energia nos compressores, caracterizados com base apenas em medições de temperaturas, de vazão mássica e de consumo energético. Dutra (2008) realizou uma investigação experimental com o objetivo de medir fluxos de calor em componentes de um compressor alternativo. O autor obteve coeficientes locais de transferência de calor e, por esta abordagem detalhada, corroborou o método dos coeficientes globais de balanços de energia. Além disso, Dutra (2008) observou que os coeficientes medidos em alguns componentes não apresentaram variações significativas quando variações de até 25% foram introduzidas na vazão mássica, validando assim, a hipótese de insensibilidade dos coeficientes de transferência de calor abordada nos modelos de Meyer e Thompson (1990) e de Todescat *et al.* (1992). Na Figura 2.4 e na Figura 2.5, são apresentados os resultados de medição para fluxo de calor e coeficiente de convecção em diferentes regiões na superfície externa da carcaça de um compressor

alternativo operando sob duas condições de temperatura de evaporação e condensação (Dutra e Deschamps, 2010).

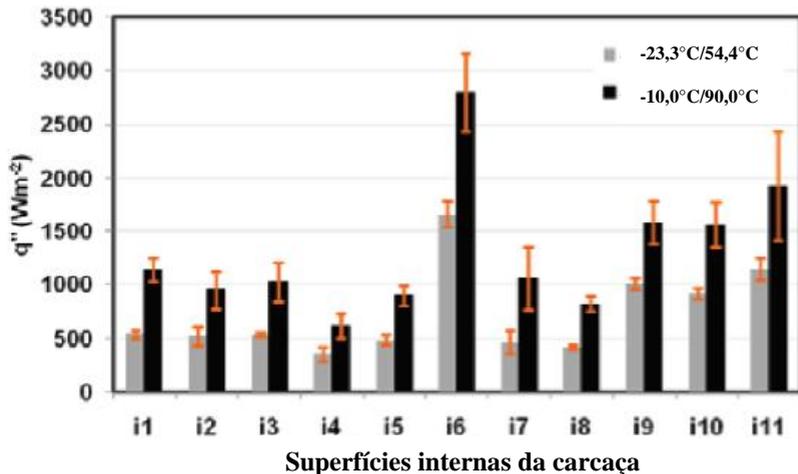


Figura 2.5 – Medições de fluxo de calor na superfície externa da carcaça para duas condições de operação. (Adaptado de Dutra e Deschamps, 2010).

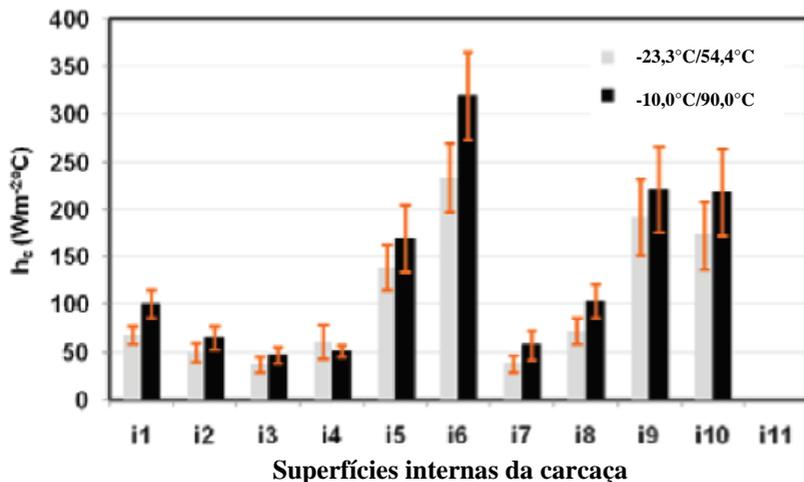


Figura 2.6 – Coeficientes de transferência de calor na superfície externa da carcaça para duas condições de operação. (Adaptado de Dutra e Deschamps, 2010).

Bezerra *et al.* (2010) utilizaram o modelo global de transferência de calor proposto por Todescat *et al.* (1992) para prever a temperatura de sucção em um compressor alternativo de rotação variável. Resultados numéricos e experimentais foram apresentados para duas condições de refrigeração e cinco rotações do compressor. Na análise comparativa de variação da vazão mássica pela modulação da rotação, observou-se que para variações de até 40% na vazão, em relação à condição adotada na calibração dos coeficientes globais, as previsões para a temperatura de sucção concordaram com dados experimentais. Entretanto, quando dobrado o valor da vazão, os resultados comparativos para a temperatura de sucção foram significativamente discrepantes. Isto pelo fato de a intensificação das trocas térmicas causada pelo aumento considerável da velocidade do escoamento não ser levada em conta no modelo, incorrendo assim em valores subestimados da transferência de calor convectiva nos componentes. Deste modo, Bezerra *et al.* (2010) concluíram que a abordagem proposta por Todescat *et al.* (1992) é válida dentro de uma faixa restrita em torno da condição assumida para a calibração dos coeficientes globais.

Com o propósito de prever de forma mais detalhada os níveis de temperatura em diversas regiões do compressor, Padhy (1992), Padhy e Dwivedi (1994), Ooi (2003) e Almbauer *et al.* (2006) aplicaram o método da condutância térmica global aos compressores alternativo e rotativo de pistão rolante. De maneira geral, os autores dividiram os componentes do compressor em diversos elementos, convenientemente ordenados. Na Figura 2.6, é apresentado como exemplo uma representação esquemática do modelo simplificado da geometria de um compressor alternativo adotado para a avaliação da transferência de calor. Conforme se pode observar, os volumes de controle que dividem os componentes são selecionados estrategicamente de modo a ser possível assumir a hipótese de homogeneidade de temperatura em cada elemento. Além disso, essa abordagem considera que não há variação nas propriedades termodinâmicas e do escoamento com o tempo.

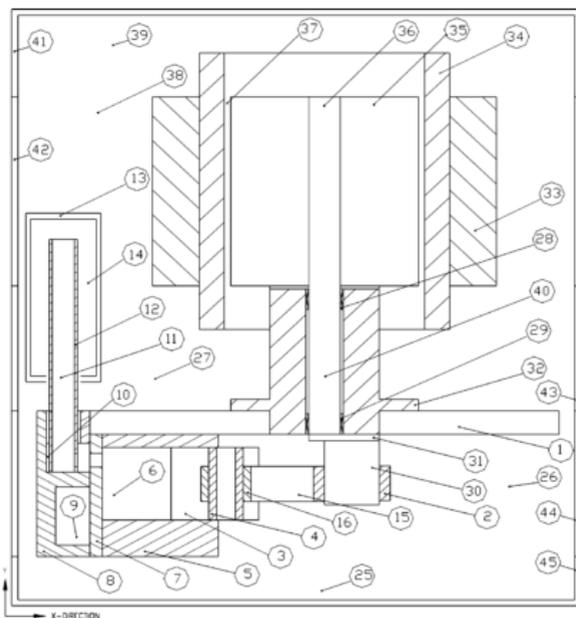


Figura 2.7 – Configuração simplificada de um compressor alternativo para efeitos de cálculo de transferência de calor. (Reproduzido de Ooi, 2003).

Nos trabalhos de Padhy (1992), Padhy e Dwivedi (1994) e de Ooi (2003), a transferência de calor por convecção nas interfaces de cada componente foram calculados por correlações obtidas, principalmente, da literatura. Transferência de calor por radiação e condução de calor entre os elementos também foi calculada. A partir da conservação da energia e da conservação da massa, as equações foram acopladas de tal forma a constituírem um sistema de equações que permite a solução do campo de temperaturas. A maior parte dos resultados teóricos se mostrou em concordância com dados experimentais. No entanto, o modelo do compressor alternativo apresentou discrepância em alguns pontos, obtendo estimativas piores que as do modelo utilizado para o compressor de pistão rolante. Isto pode ter ocorrido pelo fato de a geometria do conjunto mecânico do compressor alternativo ser mais complexa, dificultando a simplificação geométrica. Nesses tipos de modelos, os elementos devem ser escolhidos de forma cuidadosa, pois simplificações demasiadas para a adequação de correlações de transferência de calor podem levar a resultados de baixa acurácia.

A fim de aumentar a acurácia dos cálculos em geometrias complexas, Almbauer *et al.* (2006) aplicaram o método TNW (*Thermal Network Approach*) para alguns componentes de um compressor alternativo. A diferença básica entre essa abordagem e aquela de Padhy (1992) e Ooi (2003) é que os elementos sólidos são subdivididos (Figura 2.7) e a condução de calor é calculada por funções de transferência de calor conforme a equação (2.1). Estas funções são assumidas como independentes da condição de operação e podem ser obtidas por um processo de calibração numérico ou experimental. Almbauer *et al.* (2006) compararam resultados do método TNW com aqueles de uma simulação por volumes finitos para duas situações. O desvio observado entre os campos de temperaturas das duas abordagens foi inferior a 0,45K. No entanto, a hipótese de funções de transferência de calor constantes foi inconsistente para algumas regiões onde a diferença de temperatura foi muito pequena, o que pode inviabilizar cálculos de fluxo de energia térmica.

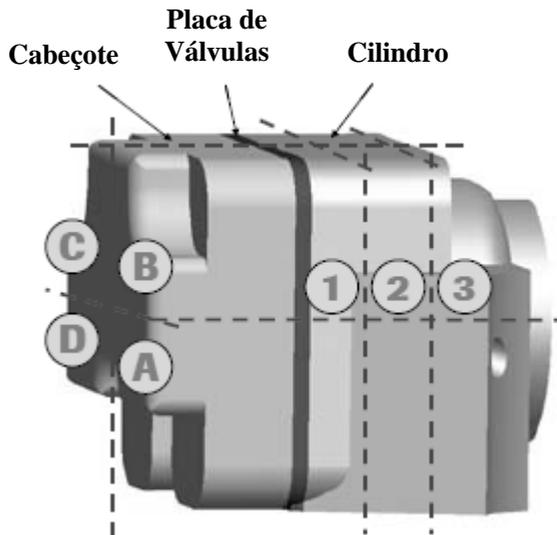


Figura 2.8 – Segmentação do cilindro, placa de válvulas e tampa para aplicação do método TNW. (Adaptado de Almbauer *et al.*, 2006).

$$HTF = \frac{\partial \dot{Q}}{\partial T} \quad (2.1)$$

Ribas (2007) e Schreiner *et al.* (2009) propuseram um método híbrido para avaliar a transferência de calor em compressores alternativos. A difusão de calor nas regiões sólidas é resolvida através de uma formulação diferencial e a variação de temperatura do gás é resolvida pela abordagem integral de Todescat *et al.* (1992). Ambas as formulações são acopladas através das trocas térmicas nas interfaces fluido-sólido. Temperaturas medidas em alguns pontos das regiões sólidas são necessárias como condições de contorno. Este tipo de modelação é um dos mais convenientes para a análise térmica de componentes de compressores, pois alia baixo custo computacional e descrição detalhada da condução de calor nos elementos sólidos.

Modelações numéricas com formulação diferencial, tanto para o fluido refrigerante que escoar pelo ambiente interno do compressor, quanto para os componentes sólidos estão também disponíveis na literatura (Raja *et al.*, 2003). Apesar de permitirem resultados de distribuição de temperaturas em qualquer região dentro do domínio de simulação, demandam altos custos computacionais, tornando sua aplicação proibitiva em trabalhos de otimização geométrica de compressores atualmente.

2.3 Modelos de Simulação do Ciclo de Compressão

Os modelos matemáticos de ciclo de compressão podem ser classificados em três categorias: modelos de ajustes de curvas, modelos semi-empíricos e modelos detalhados. No primeiro caso, as abordagens utilizadas são meramente matemáticas, desconsiderando conceitos físicos. Isto torna as análises restritas a regiões de interpolação ou extrapolação próximas aos pontos de ajuste. Além disso, há a necessidade de grande quantidade de dados experimentais para calibração das curvas. Abordagem deste tipo pode ser encontrada no trabalho de Tassou e Qureshi (1997). Os modelos semi-empíricos, utilizam-se de equações analíticas de desempenho termodinâmico incluindo fatores de correção para ajuste a dados experimentais. Por reunirem a capacidade de obtenção de resultados globais de desempenho a um baixo custo computacional, tais modelos são normalmente acoplados a simulações transientes de sistemas de refrigeração. Nesta classificação encontram-se os trabalhos de Negrão *et al.* (2011), Navarro *et al.* (2007) e Stouffs *et al.* (2001). Já os modelos detalhados permitem a avaliação transiente do ciclo de compressão, como dinâmica de válvulas, escoamentos através de orifícios, transferência de calor e evolução das propriedades termodinâmicas do fluido, como pressão e

temperatura, ao longo do ciclo. Esses modelos são comumente empregados em projetos de compressores, podendo ser encontrados na literatura divididos entre abordagens integrais e diferenciais. Os modelos integrais estão mais disseminados, podendo ser descritos nos trabalhos de Longo e Gasparella (2003) e de Srinivas e Padmanabhan (2002) para compressores alternativos. Para compressores do tipo rotativo de pistão rolante, podem-se citar os trabalhos de Krueger (1988), Ooi e Wong (1996) e, mais recentemente, de Ooi (2008). Abordagens deste tipo serão empregadas no presente trabalho. Por fim, como exemplos de modelos diferenciais pode-se citar análise pelo método de volumes finitos desenvolvida por Pereira *et al.* (2008) do escoamento tridimensional e turbulento em compressores. Abordagens deste tipo apresentam alto custo computacional e são utilizadas em análises refinadas de projetos como, por exemplo, o desenvolvimento e testes de novas concepções de válvulas. Além disso, tais modelos podem também ser empregados para determinação de parâmetros de entrada dos modelos semi-empíricos ou detalhados integrais, tais como áreas efetivas de força e de escoamento ou correlações de transferência de calor entre o fluido e as paredes do cilindro.

2.4 Objetivos Específicos

A partir da revisão da literatura e das considerações apresentadas nas seções anteriores, esta dissertação objetiva uma análise comparativa detalhada das eficiências isentrópica e volumétrica de compressores alternativo e de pistão rolante para aplicação em bombas de calor.

Inventários são apresentados para as principais perdas no ciclo de compressão. Considerando a eficiência isentrópica, as perdas se referem ao escoamento de refrigerante através dos sistemas de sucção e descarga e ao trabalho efetivo de compressão, o qual é afetado por vazamentos, superaquecimento, dinâmica de válvulas, entre outros. Considerando a estratificação dos aspectos que afetam a eficiência volumétrica, analisam-se perdas devido a vazamentos, refluxos nos processos de sucção e descarga, expansão do gás confinado no volume morto e à perda no processo de admissão do fluido ao interior do cilindro.

O conhecimento do superaquecimento do fluido refrigerante antes de sua admissão no compressor é fundamental para uma correta análise de seu desempenho. Deste modo, esse fenômeno também é contemplado e incluso nos inventários de perdas em eficiências isentrópica e volumétrica.

Para efeito desta análise, os compressores são avaliados para temperaturas de evaporação e de condensação iguais a 10°C e 55°C, respectivamente. A vazão mássica alvo é de 25kg/h, buscando proporcionar ao sistema a capacidade de aquecimento de 1,4kW. A fim de se investigar a possibilidade de miniaturização, os compressores são dimensionados e os seus desempenhos analisados em três rotações: 50Hz, 100Hz e 200Hz.

Neste capítulo, encontram-se apresentados os modelos matemáticos referentes aos ciclos de compressão de compressores alternativo e de pistão rolante. Além disso, apresentam-se também os respectivos modelos de transferência de calor que devem ser acoplados aos modelos de simulação de modo a atualizar os campos de temperaturas.

Existem diversos modelos matemáticos para a simulação dos compressores alternativo e de pistão rolante, de acordo com o objetivo da análise requerida. No presente estudo adotam-se modelos propostos por Ussyk (1983), Todescat *et al.* (1992), Fagotti (1997) e Deschamps *et al.* (2002) para o compressor alternativo e por Puff e Souza (1994) para o compressor rotativo de pistão rolante. No entanto, uma série de modificações foram introduzidas nos modelos do compressor de pistão rolante a fim de viabilizar o atendimento dos objetivos, listados a seguir:

- Implementação da equação da energia na forma completa (Todescat *et al.*, 1992), incluindo uma correlação de convecção (Liu e Soedel, 1992) para cálculo da evolução da temperatura do gás no interior do cilindro;
- Introdução de um modelo de mistura de óleo e fluido refrigerante para cálculo de vazamentos nas câmaras de sucção e de compressão;
- Desenvolvimento e ajuste de correlações para os coeficientes globais de transferência de calor para os diversos componentes do compressor.

3.1 Modelagem do Ciclo de Compressão

Uma formulação global para o processo de compressão em compressores de deslocamento positivo pode ser representada de forma generalizada por quatro sistemas de equações (Soedel, 1972):

- i. Equações para variação de parâmetros geométricos do compressor em função do ângulo de manivela ou do excêntrico;

- ii. Equações para descrever a variação das propriedades termodinâmicas do fluido nos diversos processos do ciclo de compressão;
- iii. Equações para estimar vazões mássicas em orifícios e vazamentos através de folgas;
- iv. Equações para descrever a dinâmica dos sistemas de válvulas.

Nos modelos de simulação dos ciclos de compressão, a temperatura instantânea do fluido é obtida utilizando-se a equação da conservação da energia escrita na forma integral. Portanto, não-homogeneidades são negligenciadas e um único valor para a pressão, temperatura e volume específico descrevem o estado termodinâmico instantâneo do fluido no interior do cilindro de compressão. Algumas propriedades, tais como pressão, entalpia e viscosidade, são obtidas por meio de uma rotina externa acoplada ao programa. A transferência convectiva de calor nas superfícies dos cilindros de compressão é obtida por correlações de Nusselt disponíveis na literatura, enquanto que a temperatura nas superfícies deve ser prescrita. As vazões mássicas através dos orifícios de sucção e descarga são obtidas com referência a um escoamento compressível, isentrópico em bocal convergente-divergente. O efeito de irreversibilidades sobre a vazão é introduzido através de fatores de correção obtidos experimentalmente ou numericamente. A dinâmica de válvulas é modelada através de um sistema massa-mola amortecido com um grau de liberdade. Para o compressor alternativo, a pulsação nas câmaras de sucção e descarga foi considerada utilizando-se uma formulação unidimensional de escoamento compressível. Os vazamentos encontrados nesses compressores são de naturezas distintas e, desta forma, considerações específicas devem ser realizadas para as diferentes folgas. As formulações completas para os ciclos de compressão dos compressores alternativo e de pistão rolante serão apresentadas a seguir.

3.2 Cinemática dos Mecanismos de Compressão

3.2.1 Compressor Alternativo

No compressor alternativo, um ciclo de compressão se dá com uma rotação completa (360°) do eixo do mancal. O volume instantâneo da câmara é proporcional à posição do pistão, caracterizada na Figura 3.1 como $y(\theta)$ e representado por:

$$y(\theta) = C_{PMS} - \left[-e \cos \theta + (C_B^2 - (e \sin \theta - d_m)^2)^{1/2} \right] \quad (3.1)$$

Na equação (3.1), C_{PMS} é a distância entre o ponto morto superior e o centro do eixo mecânico acionador, C_B , o comprimento da biela do pistão, e a excentricidade, d_m , a distância entre o eixo de simetria do pistão e o eixo mecânico e θ é a posição angular do eixo mecânico.

Desta forma, o volume instantâneo da câmara de compressão $V_{cc}(\theta)$ pode ser assim escrito:

$$V_{cc}(\theta) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} y(\theta) + V_m \quad (3.2)$$

onde V_m é o volume morto e D_{cil} o diâmetro do cilindro.

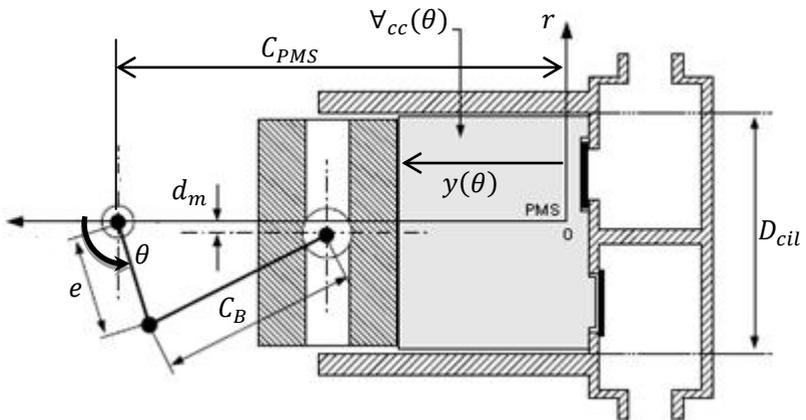


Figura 3.1 – Relações geométricas do compressor alternativo.
(Reproduzido de Gomes, 2006).

É possível também expressar a equação do volume instantâneo da câmara de compressão como uma função do tempo, usando a seguinte relação entre o ângulo de manivela θ e o tempo t :

$$\theta(t) = 2\pi f t \quad (3.3)$$

com f sendo a rotação do eixo do motor do compressor.

3.2.2 Compressor de Pistão Rolante

Para o compressor rotativo, duas câmaras são formadas ao longo do ciclo de compressão, tendo como fronteiras o próprio cilindro, o pistão e a palheta, conforme ilustrado na Figura 3.2.

Na câmara de sucção ocorre a admissão do gás, enquanto que os processos de compressão e descarga competem à câmara de compressão. Diferentemente do compressor alternativo, um volume material contendo uma porção de fluido é submetido ao ciclo completo de compressão após um giro de 720° do eixo do mancal. O modelo matemático desse compressor encontra-se disponível em Krueger (1988) e Gomes (2006). Maiores detalhes a respeito da cinemática do mecanismo podem ser encontrados em Gasche (1996).

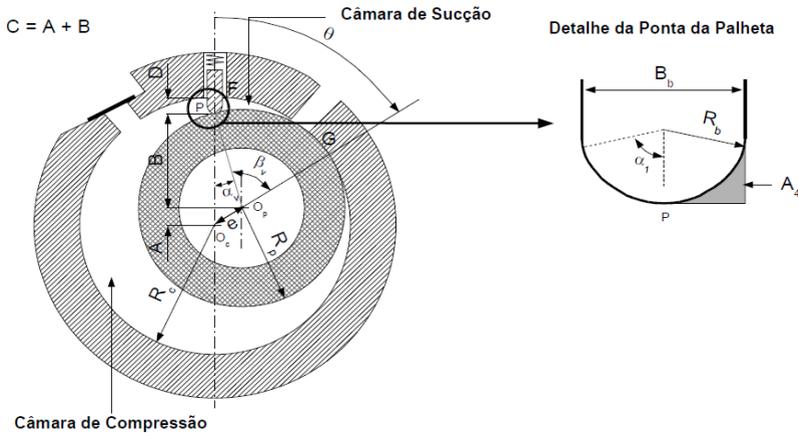


Figura 3.2 – Relações geométricas do compressor de pistão rolante. (Reproduzido de Gomes, 2006).

O volume total das duas câmaras do compressor pode ser obtido pela soma de três parcelas: (i) volume deslocado, \mathcal{V}_{des} ; (ii) volume do orifício de descarga, \mathcal{V}_m ; e (iii) volume formado na região de contato da ponta da palheta com o pistão rolante, \mathcal{V}_4 . Esses volumes são representados matematicamente pelas equações de (3.4) a (3.7).

$$\mathcal{V}_t = \mathcal{V}_{des} + \mathcal{V}_m + \mathcal{V}_4 \quad (3.4)$$

$$\mathcal{V}_{des} = \pi h_c (R_c^2 - R_p^2) \quad (3.5)$$

$$\mathcal{V}_m = \frac{\pi D_{od}^2}{4} h_{od} \quad (3.6)$$

$$\mathcal{V}_4 = A_4 h_c \quad (3.7)$$

onde,

$$A_4 = \frac{R_b B_b}{2} - \frac{R_b B_b \cos \left[\arcsen \left(\frac{B_b}{2R_b} \right) \right]}{4} - \frac{R_b^2 \left[\arcsen \left(\frac{B_b}{2R_b} \right) \right]}{2} \quad (3.8)$$

Nas equações acima, D_{od} e h_{od} representam o diâmetro e a altura do orifício de descarga, respectivamente, R_c , o raio interno do cilindro, R_p , o raio do pistão e h_c , a altura do cilindro.

A área A_4 (Figura 3.2) é calculada com base na espessura B_b da palheta e no raio de curvatura da ponta da palheta R_b . Com isto, o volume da câmara de compressão, $\mathcal{V}_{cc}(\theta)$, presente na equação (3.9), pode ser entendido como a subtração do volume da câmara de sucção, $\mathcal{V}_{cs}(\theta)$, e do volume ocupado pela palheta no interior do conjunto pistão cilindro, $\mathcal{V}_b(\theta)$, ao volume total \mathcal{V}_t .

$$\mathcal{V}_{cc}(\theta) = \mathcal{V}_t - \mathcal{V}_{cs}(\theta) - \mathcal{V}_b(\theta) \quad (3.9)$$

O volume da câmara de sucção $\mathcal{V}_{cs}(\theta)$ pode ser representado por:

$$\mathcal{V}_{cs}(\theta) = \mathcal{V}_{rc} - \mathcal{V}_{rr}(\theta) - \mathcal{V}_{tr}(\theta) - \frac{\mathcal{V}_b(\theta)}{2} \quad (3.10)$$

sendo \mathcal{V}_{rc} , $\mathcal{V}_{rr}(\theta)$, $\mathcal{V}_{tr}(\theta)$ e $\mathcal{V}_b(\theta)$ expressos pelas equações (3.11) a (3.14).

$$\mathcal{V}_{rc}(\theta) = \frac{1}{2} R_c^2 h_c \theta \quad (3.11)$$

$$\mathcal{V}_{rr}(\theta) = \frac{1}{2} R_p^2 h_c (\theta + \arcsen(ER \sen \theta)) \quad (3.12)$$

$$\forall_{tr}(\theta) = \frac{1}{2} e h_c C \operatorname{sen} \theta \quad (3.13)$$

$$\forall_b(\theta) = h_c B_b D - 2\forall_4 \quad (3.14)$$

Nas expressões acima, adotam-se os seguintes parâmetros geométricos:

$$C = e \cos \theta + R_p \sqrt{1 - ER^2 \operatorname{sen}^2 \theta} \quad (3.15)$$

$$ER = e/R_p \quad (3.16)$$

$$D = R_c - C \quad (3.17)$$

3.3 Propriedades Termodinâmicas do Fluido no Ciclo de Compressão

No ciclo de compressão, os processos de sucção, compressão, descarga e expansão causam variações nas propriedades termodinâmicas do fluido. Estas variações são avaliadas a partir das equações de conservação da massa e da energia e de uma equação de estado para o gás.

A equação da conservação da energia pode ser representada na forma integral como:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V (\rho u) dV + \int_S \rho(u + pv)(\vec{V} - \vec{V}_f) \cdot \hat{n} dS \\ = - \int_S \vec{q} \cdot \hat{n} dS - p \int_S \vec{V}_f \cdot \hat{n} dS \end{aligned} \quad (3.18)$$

Na equação (3.18), a taxa de variação da energia interna do gás (primeiro termo do lado esquerdo) somado à energia carregada com a massa através das fronteiras do volume de controle (segundo termo do lado esquerdo) é igual ao calor (primeiro termo do lado direito) mais o trabalho (segundo termo do lado direito) que cruzam as fronteiras do volume de controle.

O primeiro termo da equação (3.18) pode ser integrado, com a hipótese de propriedade uniforme dentro do volume de controle, e reescrito na forma da soma de dois termos:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\mathcal{V}} (\rho u) d\mathcal{V} = m_G \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial m_G}{\partial t} \quad (3.19)$$

sendo m_G a massa de gás dentro do volume de controle. A variação da energia interna para um fluido em um sistema de composição química fixa pode ser descrita pela equação (3.20), conforme detalhado em Bejan (2006).

$$du = c_v dT + \left(\frac{\beta}{\kappa} T - p \right) dv \quad (3.20)$$

com β sendo o coeficiente de expansão térmica e κ , o fator de compressibilidade isotérmica, definidos da seguinte forma:

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \quad (3.21)$$

$$\kappa = - \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T \quad (3.22)$$

Utilizando uma relação de Maxwell, é possível chegar à seguinte igualdade para a razão entre o coeficiente de expansão térmica e o fator de compressibilidade isotérmica:

$$\frac{\beta}{\kappa} = \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \quad (3.23)$$

Substituindo a equação (3.23) na (3.20) e inserindo o resultado dessa substituição em (3.19), obtém-se:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\mathcal{V}} (\rho u) d\mathcal{V} = m_G \left[c_v \frac{\partial T}{\partial t} + \left(\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v T - p \right) \frac{\partial v}{\partial t} \right] + u \frac{\partial m_G}{\partial t} \quad (3.24)$$

A taxa de variação do volume específico pode ser representada por:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\mathcal{V}}{m_G} \right) = \frac{1}{m_G} \frac{\partial \mathcal{V}}{\partial t} - \frac{v}{m_G} \frac{\partial m_G}{\partial t} \quad (3.25)$$

e assim, a equação (3.24) pode ser reescrita como:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{\mathcal{V}} (\rho u) d\mathcal{V} &= m_G \left[c_v \frac{\partial T}{\partial t} \right. \\ &+ \left. \left(\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v T - p \right) \left(\frac{1}{m_G} \frac{\partial \mathcal{V}}{\partial t} - \frac{v}{m_G} \frac{\partial m_G}{\partial t} \right) \right] \\ &+ u \frac{\partial m_G}{\partial t} \end{aligned} \quad (3.26)$$

Considerando a definição da entalpia específica do fluido $h = u + pv$, e rearranjando os termos da equação acima, tem-se:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{\mathcal{V}} (\rho u) d\mathcal{V} &= m_G c_v \frac{\partial T}{\partial t} \\ &+ \left[\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v T \left(\frac{\partial \mathcal{V}}{\partial t} - v \frac{\partial m_G}{\partial t} \right) - p \frac{\partial \mathcal{V}}{\partial t} \right] \\ &+ h \frac{\partial m_G}{\partial t} \end{aligned} \quad (3.27)$$

O segundo termo do lado esquerdo da equação (3.18) pode ser integrado e representado da seguinte maneira:

$$\int_S \rho(u + pv)(\vec{V} - \vec{V}_f) \cdot \hat{n} dS = \sum [\dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h] \quad (3.28)$$

a expressão acima indica o balanço líquido de energia que atravessa as fronteiras do volume de controle.

O primeiro termo do lado direito da equação (3.18) representa a taxa de transferência de calor líquida através da fronteira do volume de controle e pode ser escrito de forma mais compacta:

$$-\int_S \vec{q} \cdot \hat{n} dS = \dot{Q} \quad (3.29)$$

Finalmente, o segundo termo do lado direito da equação (3.18) decorre da deformação do volume de controle pela ação da pressão e pode ser representado por:

$$-p \int_S \vec{V}_f \cdot \hat{n} dS = -p \frac{dV}{dt} \quad (3.30)$$

Substituindo as equações (3.27), (3.28), (3.29) e (3.30) na equação (3.18) e relacionando a variação da massa no volume de controle através de um balanço de massa nas fronteiras:

$$\frac{\partial m_G}{\partial t} = \sum [\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}] \quad (3.31)$$

é possível então determinar uma equação conveniente para descrever a variação temporal da temperatura do fluido no volume de controle:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m_G c_v} \left\{ \dot{Q} + \sum \dot{m}_{in} (h_{in} - h) - \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \left[\rho \frac{dV}{dt} - \sum (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \right] \right\} \quad (3.32)$$

O calor trocado entre o fluido e superfícies sólidas do volume de controle é avaliado através da Lei de Resfriamento de Newton:

$$\dot{Q} = H_w A_w (T_w - T) \quad (3.33)$$

sendo H_w o coeficiente de troca convectiva de calor, enquanto que A_w e T_w são a área e a temperatura da superfície de troca. As correlações para determinação de H_w adequadas para cada compressor serão apresentadas na sequência.

Conhecendo-se a densidade e a temperatura instantâneas no volume de controle, pode-se obter a pressão correspondente do gás através de uma equação de estado:

$$p = p(\rho, T) \quad (3.34)$$

Neste trabalho, as propriedades do gás foram obtidas através do programa REFPROP (NIST, 2007).

3.3.1 Convecção no Compressor Alternativo

Para o cálculo do calor trocado entre o fluido e as paredes da câmara de compressão, assume-se a hipótese de que a temperatura da superfície é constante. A correlação clássica para o número de Nusselt proposta por Annand (1963) é utilizada para cálculo do coeficiente de troca convectiva de calor instantâneo:

$$Nu_w = \frac{H_w D_{cil}}{k_f} = A Re_w^b \quad (3.35)$$

onde k_f é a condutividade térmica do fluido.

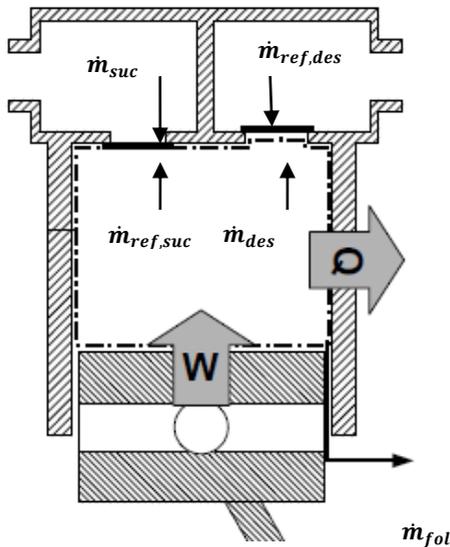


Figura 3.3 – Transporte de massa e energia no compressor alternativo. (Reproduzido de Gomes, 2006).

Ambas as constantes A e b assumem valores iguais a 0,7, conforme sugestão de Annand (1963), e o número de Reynolds, Re_w , é definido por:

$$Re_w = \frac{\rho V_{pis} D_{cil}}{\mu} \quad (3.36)$$

onde ρ e μ são a densidade e a viscosidade do gás e V_{pis} é a velocidade média do pistão:

$$V_{pis} = 4 e f \quad (3.37)$$

O transporte de energia no cilindro do compressor alternativo, incluindo as vazões mássicas, é esquematizado na Figura 3.3. Os símbolos \dot{m}_{suc} e $\dot{m}_{ref,suc}$ representam os escoamentos nominal e por refluxo através do orifício de sucção, respectivamente. Similarmente os símbolos \dot{m}_{des} e $\dot{m}_{ref,des}$ representam as vazões através do orifício de descarga. O símbolo \dot{m}_{fol} diz respeito à vazão mássica através da folga mínima, enquanto que W e Q referem-se ao trabalho e calor que cruzam o volume de controle no interior da câmara de compressão, respectivamente.

3.3.2 Convecção no Compressor de Pistão Rolante

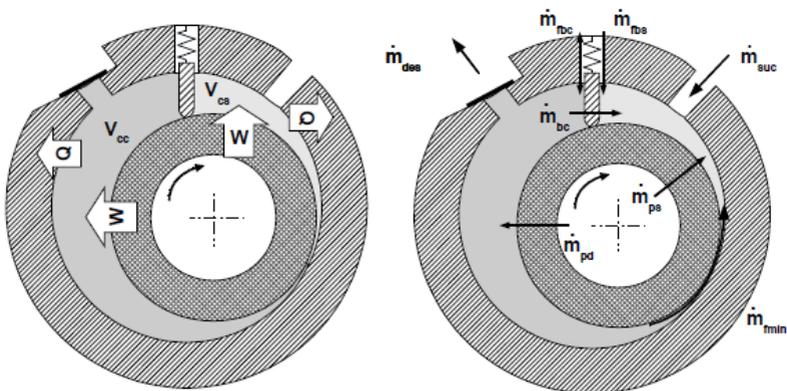


Figura 3.4 – Transporte de energia e massa no compressor rotativo de pistão rolante. (Reproduzido de Gomes, 2006).

As duas câmaras formadas no compressor rotativo são analisadas simultaneamente. A convecção do fluido que escoo no interior deste compressor é aproximada à situação de um escoamento no interior de um tubo curvilíneo de seção retangular (Shah e Joshi, 1987) e é da seguinte forma:

$$\frac{Nu_w}{Nu_s} = \left(1,0 + 1,77 \frac{D_h}{r_{med}} \right) \quad (3.38)$$

Sendo Nu_s o número de Nusselt da correlação de Dittus-Boelter para escoamento no interior de tubo reto de seção circular. Esta correlação é válida para escoamentos turbulentos com números de Reynolds acima de 6000.

A aplicação desta correlação ao compressor de pistão rolante foi proposta por Liu e Soedel (1992), assumindo a seguinte forma:

$$Nu_w = \frac{H_w D_h}{k} = 0,025 Re_w^{0,8} Pr^{0,4} \left(1,0 + 1,77 \frac{D_h}{r_{med}} \right) \quad (3.39)$$

sendo Pr , o número de Prandtl do gás e D_h , o diâmetro hidráulico instantâneo da câmara avaliada.

O raio médio do escoamento r_{med} é dado pela média dos raios do cilindro, R_c , e do pistão, R_p , apresentados na Figura 3.2, ou seja:

$$r_{med} = \frac{R_c + R_p}{2} \quad (3.40)$$

O diâmetro hidráulico instantâneo para cada câmara é calculado pela seguinte relação:

$$D_h = \frac{4V_c}{A_w} \quad (3.41)$$

com V_c simbolizando o volume da câmara em questão.

Para o cálculo do número de Reynolds,

$$Re_w = \frac{\rho \bar{V} D_h}{\mu} \quad (3.42)$$

assume-se que a velocidade média do escoamento é proporcional à velocidade angular do pistão ω e ao raio do cilindro R_c do seguinte modo:

$$\bar{V} = 2 \omega R_c \quad (3.43)$$

O transporte de energia no cilindro do compressor rotativo, incluindo as vazões mássicas, é esquematizado na Figura 3.4.

3.4 Modelagem dos Escoamentos

3.4.1 Vazões Mássicas em Orifícios

A vazão de gás através dos orifícios de sucção e descarga é avaliada com referência à situação de um escoamento isentrópico em bocal convergente-divergente:

$$\dot{m}_{ise} = p_0 A_0 \sqrt{\frac{2 \gamma}{(\gamma - 1) R T_0} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\gamma+1/\gamma} \right]} \quad (3.44)$$

Conforme ilustrado na Figura 3.5, T_0 e p_0 correspondem à temperatura de estagnação e à pressão a montante, respectivamente, e p é a pressão a jusante. De acordo com a equação (3.44), R é a constante do gás e $\gamma = (c_p/c_v)$ é a razão de calores específicos.

A redução da vazão devido às irreversibilidades no escoamento é incluída através de um fator de correção que reduz a área do orifício a uma área efetiva de escoamento, A_{ee} . Assim, a vazão real através da válvula é avaliada da seguinte forma:

$$\dot{m} = \frac{A_{ee}}{A_0} \dot{m}_{ise} \quad (3.45)$$

A área efetiva de escoamento, A_{ee} , é função da geometria e da posição de abertura da válvula. Esta função, condição requerida para o cálculo da vazão mássica real nas válvulas, é obtida por meio de simulações numéricas ou experimentalmente. Recentemente, foi identificado que a posição do pistão, quando próximo ao orifício, também pode influenciar no valor deste parâmetro devido a alterações

no escoamento (Pereira e Deschamps, 2010). No entanto, esta influência foi negligenciada no presente trabalho.

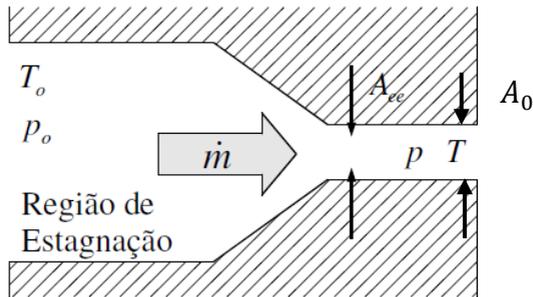


Figura 3.5 – Esquema do escoamento através de orifícios. (Reproduzido de Schreiner, 2008).

No caso do orifício de sucção do compressor de pistão rolante, a área efetiva de escoamento é assumida constante, já que não há a presença de válvula. Entretanto, quando o pistão translada sobre o cilindro na posição em que se encontra o orifício de sucção, a área disponível para vazão mássica é alterada. Esta correção da área de passagem é contemplada no modelo.

Por questões simplificativas, foi assumido que o orifício de descarga encontra-se durante todo o ciclo em contato somente com a câmara de compressão.

3.4.2 Vazamentos no Compressor Alternativo

Para o compressor alternativo, o vazamento que ocorre através da folga pistão-cilindro (Figura 3.6) é avaliado com o modelo proposto por Lilie e Ferreira (1984), desconsiderando a presença de óleo no escoamento. De acordo com esse modelo, a velocidade média na seção transversal do escoamento é dada pela seguinte expressão:

$$\bar{V}_{fol} = V_{pis} \left(\frac{1 - K^2 + 2K^2 \ln(K)}{2 \ln(K) (1 - K^2)} \right) + \frac{(p - p_{suc})}{8\mu L} \left(\frac{1 - K^4}{1 - K^2} + \frac{1 - K^2}{\ln(K)} \right) \quad (3.46)$$

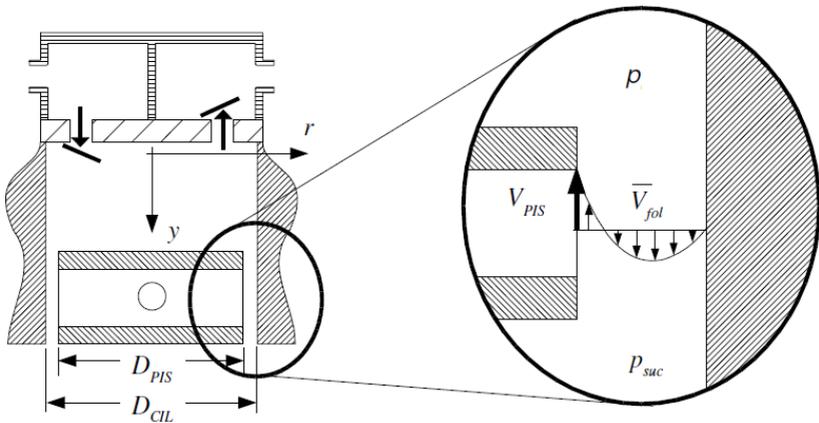


Figura 3.6 - Esquema do vazamento através da folga pistão-cilindro. (Reproduzido de Schreiner, 2008).

Nessa equação (3.46), V_{pis} representa a velocidade instantânea do pistão, L o comprimento do pistão e K a razão entre os diâmetros do pistão D_{pis} e do cilindro D_{cil} , ou seja:

$$K = \frac{D_{pis}}{D_{cil}} \quad (3.47)$$

Com isto, a vazão instantânea através da folga pode ser calculada por:

$$\dot{m}_{fol} = \rho \bar{V}_{fol} \pi \left(\frac{D_{cil}^2 - D_{pis}^2}{4} \right) \quad (3.48)$$

Devido ao fato de as tolerâncias dimensionais dos diâmetros do cilindro e do pistão serem de alta precisão, o comprimento da folga pistão-cilindro é relativamente pequeno. Isto permite que as perdas em desempenho provenientes do vazamento através da folga sejam marginais no compressor alternativo. Assim, a consideração de escoamento de refrigerante puro evita resultados subestimados de vazamento, de modo a garantir segurança na avaliação de perdas termodinâmicas inerentes a este fenômeno.

3.4.3 Vazamentos no Compressor de Pistão Rolante

No compressor de pistão rolante, as dimensões das folgas existentes entre o pistão e o cilindro são consideravelmente maiores que no compressor alternativo. Deste modo, a presença do óleo lubrificante que escoo através do mecanismo de compressão é fundamental para garantir a vedação necessária à compressão do fluido refrigerante.

Os vazamentos no compressor de pistão rolante são modelados considerando escoamento de mistura homogênea de óleo e fluido refrigerante. Assim, propriedades tais como densidade e viscosidade assumem valores intermediários aos valores de cada fluido no estado puro. A capacidade do óleo em absorver o fluido refrigerante é uma propriedade termodinâmica da mistura conhecida por solubilidade, w_{sat} , que pode ser estimada em função de sua temperatura e pressão:

$$w_{sat} = w_{sat}(T_{mis}, p_{mis}) \quad (3.49)$$

A solubilidade do gás no óleo, w_{sat} , corresponde à fração mássica de refrigerante na solução quando esta atinge a saturação. A fração mássica de fluido refrigerante, w , é definida por:

$$w = \frac{m_{ref}}{m_o + m_{ref}} \quad (3.50)$$

onde m_{ref} é a massa de refrigerante dissolvido na mistura e m_o , a massa de óleo na solução.

Com base no trabalho de Neto e Barbosa (2008), uma boa aproximação para o cálculo da densidade da mistura, ρ_{mis} , pode ser obtida assumindo a hipótese de solução ideal:

$$\frac{1}{\rho_{mis}} = \frac{w}{\rho} + \frac{(1-w)}{\rho_o} \quad (3.51)$$

onde ρ é a densidade do fluido refrigerante.

Além disso, os autores ressaltam que a viscosidade absoluta da mistura pode ser avaliada de acordo com o modelo de Grunberg e Nissan (1949):

$$\ln(\mu_{mis}) = x \ln(\mu) + (1-x) \ln(\mu_o) \quad (3.52)$$

com x sendo a fração molar de refrigerante na mistura, podendo ser calculada conforme a equação a seguir:

$$x = \frac{n_{ref}}{n_o + n_{ref}} = \frac{\frac{w}{MM_{ref}}}{\frac{(1-w)}{MM_o} + \frac{w}{MM_{ref}}} \quad (3.53)$$

Na equação anterior, n e MM referem-se, respectivamente, ao número de mols e à massa molar de cada componente.

A solubilidade da mistura é calculada a partir de uma equação de ajuste do tipo:

$$w_{sat}(T, p) = \left(\frac{A_1}{T^2} + \frac{A_2}{T} + A_3 \right) (B_1 p^2 + B_2 p) \quad (3.54)$$

As diversas constantes A e B , identificadas pelos seus respectivos sub-índices foram obtidas da aplicação do método dos mínimos quadrados de regressão aos dados empíricos do trabalho de Cavestri (1995). Os valores destas constantes encontram-se na Tabela 3.1. Estes resultados foram obtidos para temperaturas entre -10°C e 100°C e para pressões entre 0,5bar e 21bar. As curvas de solubilidade de refrigerante na mistura estiveram entre 10% e 30%.

Regressão de dados experimentais é também empregada para obtenção de equações para a densidade e a viscosidade absoluta do óleo puro polioli ester ISO 7, utilizado como par do refrigerante R134a no presente trabalho. Estas propriedades podem ser descritas para o líquido como uma função exclusiva da temperatura. Tais equações foram obtidas de dados experimentais do trabalho de Neto e Barbosa (2008) dentro de uma faixa de temperaturas de 273,15K a 373,15K.

A equação de ajuste para a densidade do óleo puro é dada por:

$$\rho_o(T) = 1130,89 - 0,60 T \quad (3.55)$$

Para a viscosidade absoluta do óleo, utilizou-se a equação de ajuste sugerida por Fox *et al.*(2006) para líquidos:

$$\mu_o(T) = A e^{[B/(T-C)]} \quad (3.56)$$

onde, as constantes A , B e C , obtidas por regressão de dados pelo método dos mínimos quadrados, possuem os seguintes valores:

$$A = 1,33 \cdot 10^{-4} \text{ [Pa} \cdot \text{s]} \quad (3.57)$$

$$B = 598,35 \text{ [K]} \quad (3.58)$$

$$C = 164,56 \text{ [K]} \quad (3.59)$$

A variável independente T , nas equações de (3.55) e (3.56) se trata da temperatura absoluta do óleo.

Os vazamentos de mistura são promovidos por diferenças de pressão entre ambientes adjacentes. A massa de refrigerante que vaza para a câmara de sucção provoca uma redução da eficiência volumétrica, enquanto que a massa de refrigerante desprendida para a câmara de compressão aumenta o trabalho específico do compressor. Desta forma, a inclusão deste fenômeno no ciclo de compressão é crucial para a previsão do desempenho do compressor.

Tabela 3.1 – Constantes de solubilidade da mistura de refrigerante R134a e óleo poliol ester ISO 7.

Constante	Valor Atribuído
A_1	$3,043 \cdot 10^4 \text{ [K}^2\text{]}$
A_2	$-1,527 \cdot 10^2 \text{ [K]}$
A_3	$1,963 \cdot 10^{-1}$
B_1	$3,710 \cdot 10^{-10} \text{ [Pa}^2\text{]}$
B_2	$1,913 \cdot 10^{-3} \text{ [Pa]}$

A Figura 3.7 apresenta um esquema do escoamento de mistura através da folga mínima, formada pelo cilindro e pelo pistão, com a formação de bolhas e desprendimento de gás na câmara de sucção.

Na modelagem do escoamento de mistura empregada neste trabalho, as propriedades do fluido para o cálculo de escoamento são aproximadas pelas propriedades de equilíbrio de pressão e de saturação de massa de refrigerante na mistura a montante, representado na Figura 3.7 por p_c , considerando ainda que a temperatura da mistura está em equilíbrio térmico com a parede.

$$w = w_{sat}(T_w, p_c) \quad (3.60)$$

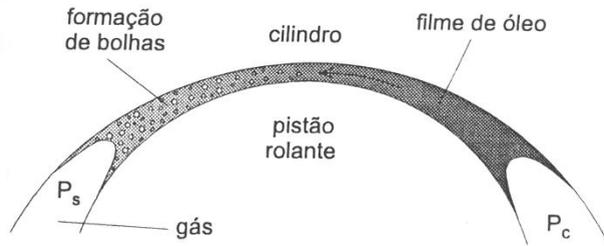


Figura 3.7 – Esquema de um escoamento de mistura e desprendimento de gás. (Reproduzido de Gasche, 1996).

No instante em que esta solução binária entra no ambiente a jusante, a pressão do fluido é equalizada com a pressão do mesmo, p_s , e um valor menor de solubilidade é alcançado, de forma que o excedente de refrigerante dissolvido é liberado para o respectivo ambiente. Desta forma, a vazão mássica de refrigerante liberada para a câmara a jusante devido ao vazamento pode ser descrita por:

$$\dot{m}_{ref} = \dot{m}_{mis} [w_{sat}(T_w, p_c) - w_{sat}(T_w, p_s)] \quad (3.61)$$

Deve ser mencionado que o escoamento bifásico formado à jusante pelo desprendimento das bolhas não é resolvido nesta investigação.

O vazamento mais crítico no compressor rotativo ocorre na folga mínima, formada na região de menor folga radial entre o cilindro e o pistão, conforme representação esquemática na Figura 3.8. A equação utilizada para o vazamento na folga mínima é uma expressão semi-empírica proposta por Ferreira *et al.* (1992):

$$\dot{m}_{fmin} = 0,0162 \mu_{mis} \delta_{min} \left[(p_{ic} - p_{is}) \rho_{mis} \left(\frac{\delta_{min}}{\mu_{mis}} \right)^2 \right] \left[\frac{h_c}{\delta_{min}} \right]^{0,504} \quad (3.62)$$

onde p_{ic} e p_{is} representam as pressões instantâneas nas câmaras de compressão e de sucção, respectivamente. Além disso, δ_{min} representa o comprimento da folga mínima e h_c a altura do cilindro.

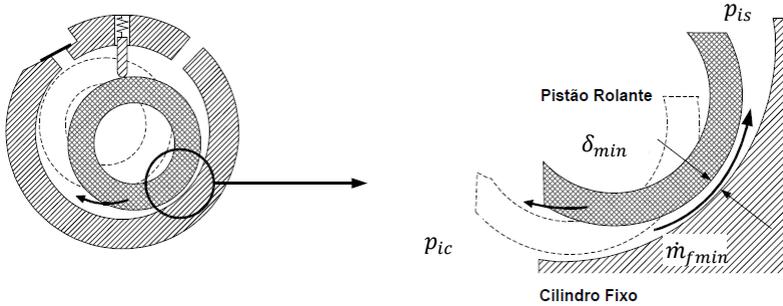


Figura 3.8 – Esquema do vazamento através da folga mínima.
(Reproduzido de Gomes, 2006).

Os vazamentos através das folgas laterais entre a palheta e o cilindro, que se direcionam para as câmaras de sucção e descarga, representados na Figura 3.9, são avaliados através da proposta de Puff e Souza (1994):

$$\dot{m}_{fb} = \rho_{mis} \left[\frac{h_c U \delta_{fb}}{2} - \frac{h_c \delta_{fb}^3}{12 \mu_{mis}} \left(\frac{\Delta p}{L_b} \right) \right] \quad (3.63)$$

Esse modelo considera o escoamento plenamente desenvolvido entre duas placas planas infinitas, cuja dedução pode ser encontrada em Fox *et al.* (2006).

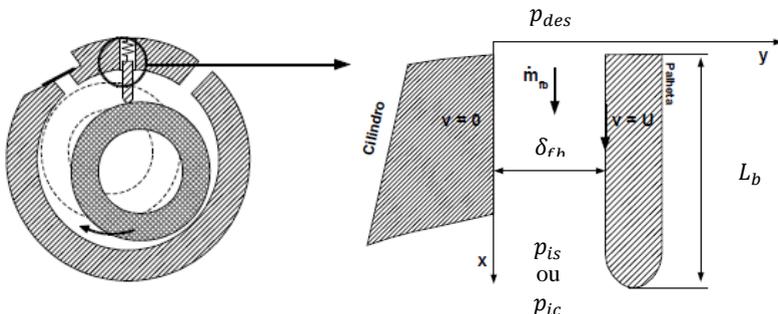


Figura 3.9 – Esquema do vazamento entre a palheta e a lateral do cilindro. (Reproduzido de Gomes, 2006).

Na equação (3.63), U refere-se à velocidade da palheta de comprimento L_b . A diferença de pressão Δp através da folga de

dimensão δ_{fb} é avaliada de acordo com o sentido do escoamento, ou seja, quando o fluido vaza para a câmara de sucção,

$$\Delta p = p_{is} - p_{des} \quad (3.64)$$

e quando o fluido vaza para a câmara de compressão,

$$\Delta p = p_{ic} - p_{des} \quad (3.65)$$

A mistura que entra nas câmaras vem do ambiente interno da carcaça do compressor, cuja pressão corresponde à pressão de descarga p_{des} .

Para a folga de topo entre as superfícies planas do cilindro e do pistão (Figura 3.10), o vazamento é modelado através da hipótese de escoamento laminar entre dois discos planos e paralelos, de acordo com Yanagisawa e Shimizu (1985). Assumindo escoamento puramente radial e que as variações de velocidade são muito inferiores àquelas na direção axial, o perfil de velocidade do escoamento da mistura pode ser escrito da seguinte forma:

$$v_r = - \frac{(\delta_p - y)y}{2\mu_{mis}} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (3.66)$$

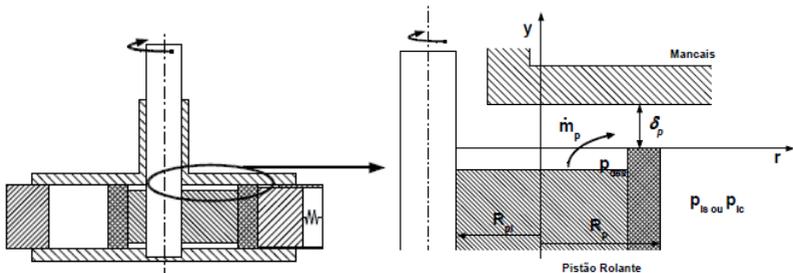


Figura 3.10 – Esquema do vazamento entre as extremidades planas do pistão e do cilindro. (Reproduzido de Gomes, 2006).

A partir de (3.66), a vazão mássica que escoar para a câmara de sucção é dada por:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ps} &= \int_S \rho_{mis} v_r dS \\ &= \int_0^\theta \left\{ \int_0^{\delta_p} \rho_{mis} \left[-\frac{(\delta_p - y)y}{2\mu_{mis}} \frac{\partial p}{\partial r} \right] dy \right\} r d\theta \end{aligned} \quad (3.67)$$

cuja integração fornece o vazamento nas folgas superior $\delta_{p,sup}$ e inferior $\delta_{p,inf}$:

$$\dot{m}_{ps} = \frac{\rho_{mis}(\delta_{p,sup}^3 + \delta_{p,inf}^3)(p_{des} - p_{is})}{12\mu_{mis} \ln\left(\frac{R_p}{R_{pi}}\right)} \theta \quad (3.68)$$

onde R_p e R_{pi} referem-se aos raios externo e interno do pistão, respectivamente.

O vazamento para a câmara de compressão é obtido de forma similar através das equações (3.69) e (3.70).

$$\begin{aligned} \dot{m}_{pc} &= \int_S \rho_{mis} v_r dS \\ &= \int_\theta^{2\pi} \left\{ \int_0^{\delta_p} \rho_{mis} \left[-\frac{(\delta_p - y)y}{2\mu_{mis}} \frac{\partial p}{\partial r} \right] dy \right\} r d\theta \end{aligned} \quad (3.69)$$

$$\dot{m}_{pc} = \frac{\rho_{mis}(\delta_{p,sup}^3 + \delta_{p,inf}^3)(p_{des} - p_{ic})}{12\mu_{mis} \ln\left(\frac{R_p}{R_{pi}}\right)} (2\pi - \theta) \quad (3.70)$$

O vazamento na folga entre a palheta e as superfícies planas do cilindro, representada na Figura 3.11, é aproximado por um escoamento entre duas placas planas paralelas, infinitas e estacionárias. A velocidade média do escoamento é obtida da equação (3.71), derivada em detalhes em Fox *et al.* (2006).

$$\bar{u} = \left(-\frac{1}{12\mu_{mis}} \right) \left(\frac{\Delta p}{B_b} \right) \delta_{bc}^2 \quad (3.71)$$

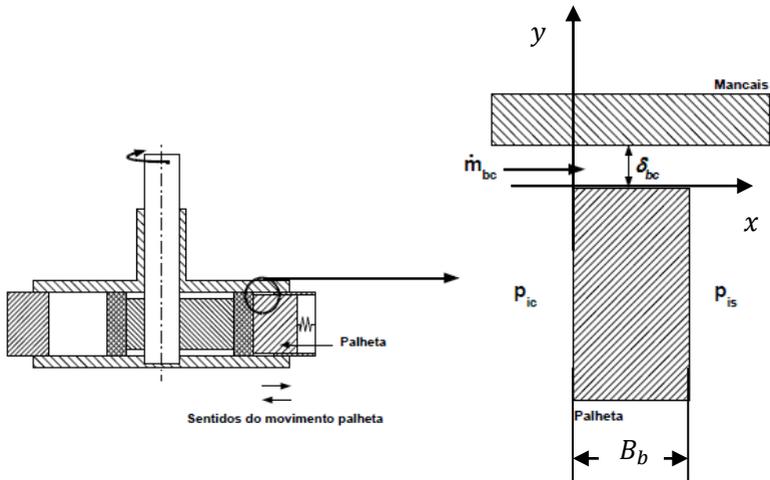


Figura 3.11 – Esquema do vazamento entre a palheta e a superfície plana do cilindro, da câmara de compressão para a câmara de sucção. (Reproduzido de Gomes, 2006).

Com isto, é possível calcular a vazão mássica para a folga total, superior e inferior:

$$\dot{m}_{bc} = \frac{1}{6\mu_{mis}} \left(\frac{p_{ic} - p_{is}}{B_b} \right) \delta_{bc}^3 \rho_{mis} z(t) \quad (3.72)$$

sendo que $z(t)$ representa o comprimento instantâneo da palheta dentro do cilindro.

Existe uma quantidade de óleo que é carregada com a massa de refrigerante através da válvula de descarga. A modelagem deste óleo borrifado no processo de descarga é complexa, porém necessária para fechamento de balanço de massa de óleo ao longo de um ciclo de compressão.

Neste trabalho, a vazão mássica de óleo que sai da câmara compressão, $\dot{m}_{o,des}$, é proporcional à vazão mássica de refrigerante que sai pela descarga, $\dot{m}_{ref,des}$, e também às massas de óleo, $m_{o,cc}$, e de refrigerante, $m_{ref,cc}$, contidas no interior da câmara de compressão:

$$\dot{m}_{o,des} = \dot{m}_{ref,des} \frac{m_{o,cc}}{m_{ref,cc}} \quad (3.73)$$

No entanto, essa estimativa deve ser corrigida para levar em conta a massa de óleo que sai da câmara por vazamentos nas folgas mínima e da palheta durante o processo de compressão.

$$\dot{m}_{o,des} = \dot{m}_{ref,des} \frac{m_{o,cc} - \int_t^{1/f} (\dot{m}_{fmin} + \dot{m}_{bc}) \cdot (1 - w_{cc}) dt}{m_{ref,cc}} \quad (3.74)$$

No presente estudo, desprezou-se o vazamento através da folga da palheta por considerá-lo muito inferior àquele da folga mínima. Assim a equação (3.74) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\dot{m}_{o,des} = \dot{m}_{ref,des} \frac{m_{o,cc} - \int_t^{1/f} \dot{m}_{fmin} \cdot (1 - w_{cc}) dt}{m_{ref,cc}} \quad (3.75)$$

A massa de óleo existente na câmara de compressão, $m_{o,cc}$, é calculada através de um balanço de massa de mistura que escoar através da câmara e da solubilidade do refrigerante na mistura.

3.5 Dinâmica dos Sistemas de Válvulas

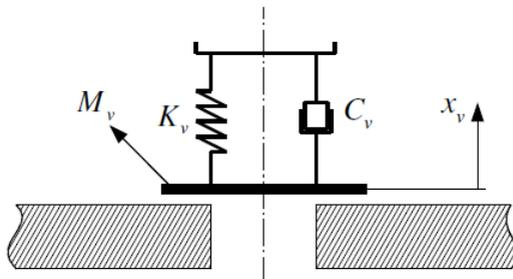


Figura 3.12 – Dinâmica de válvulas modelada como um sistema massa-mola amortecido (Reproduzido de Schreiner, 2008).

Em compressores alternativos e de pistão rolante, empregam-se válvulas metálicas do tipo palheta que são engastadas no assento. Essas válvulas são denominadas automáticas, pois abrem e fecham de acordo com a força resultante da diferença de pressão entre câmaras adjacentes.

Além da força resultante da diferença de pressão, outras forças podem agir sobre a dinâmica da válvula, tais como a força de adesão devido à presença de filme de óleo entre a palheta e o assento. Um modelo simplificado para descrever a dinâmica das válvulas é dado por um sistema massa-mola amortecido, representado esquematicamente na Figura 3.12 e matematicamente por:

$$M_v \ddot{x}_v + C_v \dot{x}_v + K_v x_v = F_p + F_o \quad (3.76)$$

onde os termos M_v , C_v e K_v referem-se à massa equivalente, ao coeficiente de amortecimento e à rigidez do sistema, respectivamente. Já os termos, \ddot{x}_v , \dot{x}_v e x_v dizem respeito à aceleração, velocidade e posição da válvula. Por fim, F_p e F_o são as forças resultantes, sendo o primeiro termo referente à força devido à pressão, enquanto o segundo pode acomodar as forças de adesão, de pré-tensão, entre outras.

A força induzida pelo escoamento sobre a superfície da válvula é originada pelo campo de pressão em ambos os lados da válvula. Para o cálculo dessa força, adota-se geralmente o conceito de área efetiva de força A_{ef} .

$$F_p = A_{ef} \Delta p \quad (3.77)$$

Pereira e Deschamps (2010) explicam que a área efetiva de força pode ser entendida como um parâmetro que expressa o quão eficiente a diferença de pressão entre câmaras adjacentes resulta na abertura da válvula. Este parâmetro pode ser obtido experimentalmente ou por simulação numérica e, assim como a área efetiva de escoamento, serve como parâmetro de entrada para o cálculo da dinâmica de válvulas.

3.5.1 Pulsações no Escoamento

O escoamento através de válvulas é intermitente devido ao funcionamento do próprio compressor que repete ciclos de compressão sucessivamente. As dimensões relativamente pequenas das câmaras de sucção e de descarga originam pulsações de pressão no escoamento que impactam diretamente na dinâmica das válvulas e, conseqüentemente, na eficiência do ciclo de compressão. Para o compressor alternativo, esse fenômeno foi simulado através do método de volumes finitos, empregando o algoritmo desenvolvido por Deschamps *et al.* (2002), considerando uma formulação unidimensional para o escoamento compressível.

3.6 Modelos Globais de Transferência de Calor

Nos modelos globais de transferência de calor, balanços de energia são resolvidos em componentes do compressor, estrategicamente selecionados. A partir desses balanços nos vários componentes, um sistema de equações acopladas é formado e a sua solução permite a obtenção de campos de temperaturas para diferentes condições de operação do compressor. Deve ser mencionado que o modelo de transferência de calor é resolvido para uma condição térmica estacionária.

A equação da conservação da energia aplicada a um componente no modelo de transferência de calor pode ser escrita da seguinte forma:

$$\dot{Q} = \dot{W} + \sum_i \dot{m}_{in,i} h_{in,i} - \sum_j \dot{m}_{out,j} h_{out,j} \quad (3.78)$$

onde \dot{Q} é a taxa de calor que atravessa a fronteira do componente. Os somatórios representam a energia que entra e sai do componente com o fluxo de gás, e \dot{W} é a potência entregue.

O calor trocado entre o volume de controle e o ambiente externo é representado por:

$$UA = \frac{\dot{Q}}{(\bar{T}_G - T_{ref})} \quad (3.79)$$

A Figura 3.13 apresenta esquematicamente os transportes de energia e as temperaturas necessárias para a determinação das condutâncias globais, UA . De fato, as temperaturas T_{in} e T_{out} , em conjunto com as respectivas pressões, são necessárias para a avaliação das entalpias em (3.78), isto é:

$$h_j = h(T_j, p) \quad (3.80)$$

Além disso, a condutância global definida na equação (3.79) depende da temperatura \bar{T}_G ,

$$\bar{T}_G = T(T_{in}, T_{out}) \quad (3.81)$$

que se trata de uma temperatura média no interior do volume de controle com base nas temperaturas de fronteira T_{in} e T_{out} . Por fim, a

condutância global depende também da temperatura externa ao volume de controle, T_{ref} . Naturalmente, para a solução do conjunto de equações, necessita-se também conhecer as vazões mássicas e a potência \dot{W} .

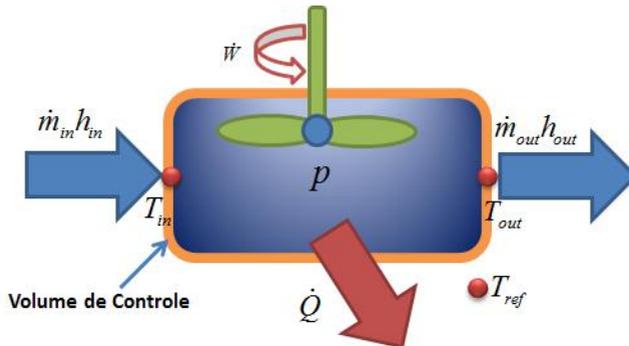


Figura 3.13 – Esquema do balanço de energia num componente.

O valor de condutância global possui implicitamente os fenômenos de transferência de calor devidos à condução, convecção e radiação. A determinação desses coeficientes por meio de abordagens numéricas ou analíticas, normalmente, não é tarefa fácil, dada a complexidade da geometria dos elementos sólidos e do escoamento do gás dentro e fora deles. Desta forma, os coeficientes globais são determinados com o auxílio de dados experimentais de temperatura.

Sabendo que os valores da condutância global podem variar significativamente para diferentes condições de operação do compressor (Bezerra *et al.*, 2010), neste estudo apresentam-se propostas de ajustes baseadas em parâmetros de transferência de calor com o objetivo de tornar o modelo mais robusto.

Para o compressor alternativo, correlações foram ajustadas para uma quantidade significativa de dados experimentais, obtidos para variadas condições de operação e diferentes fluidos refrigerantes. Já para o compressor de pistão rolante, apenas três resultados experimentais para o campo de temperaturas estavam disponíveis. Neste caso, extrapolações de condições de operação do compressor podem levar a um campo de temperaturas de baixa acurácia.

O papel do modelo de transferência de calor é simular o compressor operando em diferentes pressões de evaporação e condensação e diferentes rotações, com o uso de diferentes fluidos

refrigerantes. A possibilidade de variação da geometria é interessante para a otimização do desempenho do compressor. No entanto, o modelo é limitado a alterações moderadas em relação ao compressor referência, utilizado na calibração dos coeficientes globais.

Na sequência, são apresentadas as correlações para as condutâncias globais dos componentes do compressor alternativo e do rotativo de pistão rolante.

3.6.1 Compressor Alternativo

Fagotti (1996) e Fagotti *et al.* (1993) realizaram um levantamento experimental de um banco de dados do perfil térmico e do desempenho de um compressor alternativo sob diversas condições de sistema e utilizando dois fluidos refrigerantes distintos. Baseado nesses dados, Fagotti (1997) propôs correlações simplificadas de ajuste para os coeficientes globais de transferência de calor. O autor procurou confrontar diversas variáveis para a identificação dos principais fatores de influência na transferência de calor e, a partir disto, ajustou as curvas através de regressão de dados. Para entender os resultados dos coeficientes globais de cada componente em função da condição de operação do compressor, é interessante identificar o caminho do gás dentro do compressor.

O fluido proveniente do evaporador que escoar na linha de sucção, passa pelo filtro de sucção para atenuar efeitos de pulsação de pressão e ruído provocados pelo escoamento intermitente no compressor. Em seguida, o gás é admitido na câmara de compressão e descarregado a alta pressão na câmara de descarga. Antes de sair do compressor pela linha de descarga, o gás ainda passa por um tubo de comunicação e pelo filtro de atenuação de ruído, também para reduzir as pulsações de pressão na linha de descarga. Este caminho pode ser visualizado na Figura 3.14.

O modelo de transferência de calor considerou a divisão do conjunto interno do compressor em cinco componentes: filtro de sucção, conjunto mecânico, câmara de descarga, linha de descarga e motor. Nesta divisão, o volume de controle do conjunto mecânico engloba a câmara de compressão e o eixo do motor enquanto que o volume de controle da linha de descarga engloba o filtro de atenuação de ruído além da própria linha de descarga.

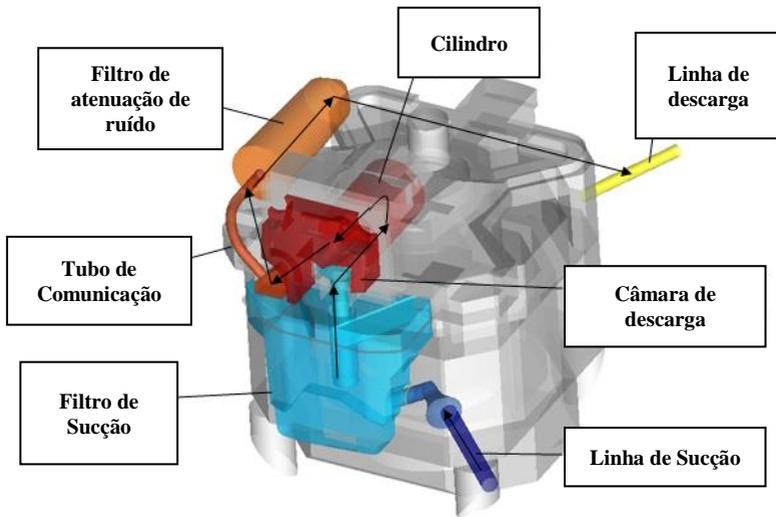


Figura 3.14 – Caminho nominal do gás dentro do compressor. (Reproduzido de Hafemann, 2010).

Na Figura 3.15, é apresentado um esquema da transferência de calor e de massa no compressor alternativo. Nesta figura, as setas finas em preto representam o fluxo nominal da massa, enquanto que as setas vermelhas, os refluxos e vazamento.

O conjunto de equações para este compressor objetiva determinar a temperatura de sucção, T_{suc} , relacionada na equação (3.82). Esta é a principal temperatura requerida para a determinação do desempenho termodinâmico do compressor e deve receber a maior atenção para validação do modelo. A temperatura da linha de sucção T_{ls} é condição de contorno para solução do problema e a temperatura de referência é a temperatura do ambiente interno do compressor T_{int} .

$$\dot{Q}_{suc} = UA_{suc} \left(\frac{T_{suc} + T_{ls}}{2} - T_{int} \right) \quad (3.82)$$

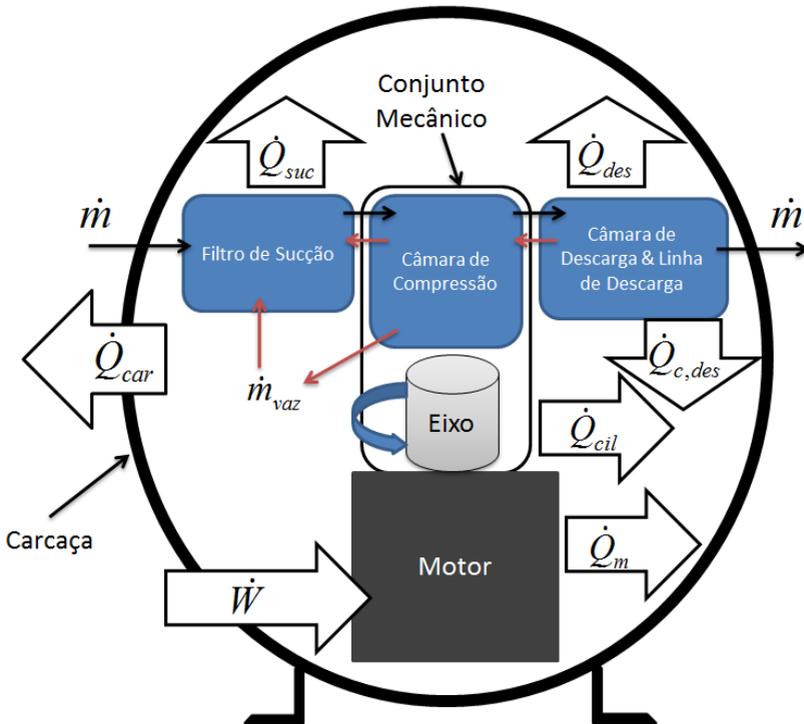


Figura 3.15 – Transporte de energia e de massa no compressor alternativo.

Através do equacionamento para o conjunto mecânico, equação (3.83), avalia-se a temperatura média da superfície do cilindro T_w . Esta temperatura é importante para se determinar o calor trocado entre a superfície do cilindro e o fluido ao longo do ciclo de compressão, \dot{Q}_w , necessário para o cálculo da equação da energia (3.32).

$$\dot{Q}_{cil} = UA_{cil}(T_w - T_{int}) \quad (3.83)$$

No volume de controle da câmara de descarga, apresentado na Figura 3.14, procura-se determinar a temperatura de descarga T_{des} . Esta temperatura é necessária para estimar a energia que entra na câmara de compressão por refluxo e, portanto, tem importância no cálculo de desempenho do ciclo de compressão.

A temperatura $T_{G,f}$, apresentada na equação (3.84) para a câmara de descarga corresponde à temperatura média de descarga do gás e resulta de cálculos no ciclo de compressão.

$$\dot{Q}_{c,des} = UA_{c,des} \left(\frac{T_{G,f} + T_{des}}{2} - T_{int} \right) \quad (3.84)$$

Os cálculos para a linha de descarga visam encontrar a temperatura da linha de descarga T_{ld} , na saída do compressor, conforme indicado na equação (3.85). Essa temperatura é necessária para o balanço global de energia no compressor e, assim, para a determinação das temperaturas da carcaça e do ambiente interno.

$$\dot{Q}_{des} = UA_{des} \left(\frac{T_{des} + T_{ld}}{2} - T_{int} \right) \quad (3.85)$$

O balanço global no compressor inclui a entrada e saída de energia com a vazão mássica e a potência elétrica fornecida pelo motor.

$$\dot{Q}_{car} = \dot{m}(h_{ls} - h_{ld}) + \dot{W} \quad (3.86)$$

Uma vez determinado o calor que atravessa a carcaça, \dot{Q}_{car} , é possível avaliar as temperaturas da carcaça, T_{car} , e do ambiente interno do compressor, T_{int} , com o uso das equações (3.87) e (3.88).

$$\dot{Q}_{car} = UA_{car,e}(T_{car} - T_{amb}) \quad (3.87)$$

$$\dot{Q}_{car} = UA_{car,i}(T_{int} - T_{car}) \quad (3.88)$$

A temperatura do ar no ambiente externo T_{amb} é uma condição de contorno para a solução do problema. As interações térmicas entre todos os componentes estão ligadas através da temperatura do ambiente interno da carcaça.

Devido a suas ineficiências, o motor converte parte da energia elétrica em energia térmica, a qual entra no sistema de equações como um termo de geração. O cálculo da temperatura da bobina pode ser interessante em situações em que se deseja saber se a temperatura de operação é adequada ou se está acima dos limites de projeto. Assim, pode-se obter também uma correlação para o motor elétrico:

$$\dot{Q}_m = UA_m(T_m - T_{int}) \quad (3.89)$$

Vale lembrar que a temperatura do motor não é necessária para a solução do sistema de equações.

Com este conjunto de equações, mais as equações de conservação da energia para cada componente, é possível obter a solução para o campo de temperaturas no compressor, caso se conheçam os coeficientes globais de troca de calor.

Os coeficientes globais de calor foram ajustados, em sua maioria, a correlações de Dittus-Boelter modificadas. Para melhor compreensão das aproximações utilizadas, é apresentada a seguir a abordagem para o filtro de sucção.

O sistema de sucção é composto pelo filtro de sucção e pela válvula de sucção (Morriesen, 2008). Conforme se pode observar na configuração geométrica do filtro de sucção na Figura 3.16, o fluido proveniente da linha de sucção escoar no interior do tubo 1 e é admitido à câmara amortecedora, para atenuação de ruído. Em seguida, atravessa o tubo 2 e entra na câmara de sucção antes de ser admitido no cilindro de compressão.

O escoamento no interior do filtro de sucção ocorre na maior parte do tempo no interior de tubos. Assim, a condutância global no filtro de sucção é equacionada simplificada, assumindo a hipótese de um escoamento interno em tubo circular, da seguinte forma:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{H_{int}} + \frac{r_{int}}{k_{tub}} \ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right) + \frac{1}{H_{ext}} + \frac{1}{U_{adi}} \quad (3.90)$$

Nesta equação, o primeiro termo do lado direito representa a resistência devido à convecção entre o gás e a superfície interna dos tubos 1 e 2. O segundo termo do lado direito representa a resistência térmica devido à condução de calor na direção radial da tubulação, enquanto que o terceiro termo refere-se à resistência devido à convecção na superfície externa do tubo. O último termo do lado direito da equação (3.90) representa todas as demais resistências até o ponto onde é medida a temperatura no ambiente interno, T_{int} .

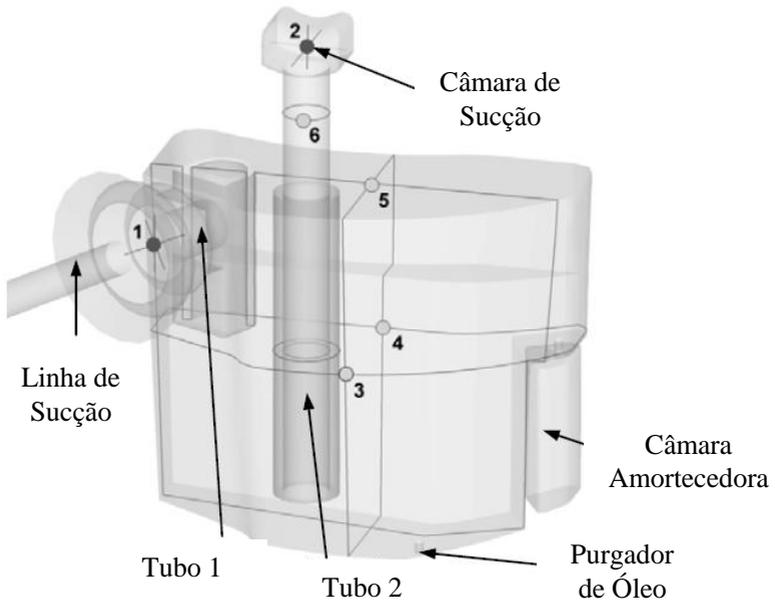


Figura 3.16 – Esquema dos componentes de um filtro de sucção típico de compressor alternativo. (Reproduzido de Morriesen *et al.*, 2009).

Quando a condição de operação do compressor muda, a velocidade do fluido na superfície externa do filtro de sucção é muito menos afetada do que a velocidade do fluido no interior dos tubos 1 e 2. Assim, assume-se que o coeficiente de troca convectiva de calor no lado interno do filtro sofre as maiores variações e a equação (3.90) pode ser simplificada para a seguinte forma:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{H_{int}} + \frac{1}{U_{adi}^*} \quad (3.91)$$

onde todos os demais termos, estão inseridos em U_{adi}^* . Com isto, o coeficiente global de troca de calor pode ser escrito por:

$$U = \frac{U_{adi}^*}{U_{adi}^* + H_{int}} H_{int} \quad (3.92)$$

Uma correlação clássica para o coeficiente de transferência de calor interno ao tubo de sucção é a de Dittus-Boelter. Assim, a equação (3.92) pode ser escrita da seguinte forma:

$$U = \frac{U_{adi}^*}{U_{adi}^* + H_{int}} \cdot 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \frac{k}{D_{suc}} \quad (3.93)$$

onde k é a condutividade térmica do gás e D_{suc} é o diâmetro interno do tubo principal do filtro de sucção (tubo 2).

Com o objetivo de se considerar a área de troca e de ajustar a correlação a parâmetros simples, a equação (3.93) é linearizada,

$$UA_{suc} = [C_1 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,4} + C_2] \frac{k}{D_{suc}} \quad (3.94)$$

O processo de calibração das constantes C_1 e C_2 a partir de dados experimentais introduz implicitamente efeitos tridimensionais de transferência de calor por condução, convecção e radiação, além de incertezas de medição. Os valores obtidos para estas constantes no presente trabalho foram $1,66 \cdot 10^{-4} [m^2]$ e $1,55 \cdot 10^{-2} [m^2]$, respectivamente.

Devido ao fato de a área de troca térmica estar inserida nas constantes da equação (3.94), estas se tornam inválidas quando se pretende avaliar efeitos de transferência de calor considerando variações dimensionais do compressor. No entanto, uma possibilidade de atualização das constantes com a variação da área é discutida na seção 3.6.4.

De maneira similar, os coeficientes globais para as transferências de calor do sistema de descarga para o ambiente interno do compressor foram aproximados à correlação de Dittus-Boelter para a situação de arrefecimento. No caso da câmara de descarga, o diâmetro equivalente D_{eq} foi aproximado pela média harmônica das principais dimensões do volume da câmara, chegando-se à seguinte equação:

$$UA_{c,des} = [6,64 \cdot 10^{-5} Re^{0,8} Pr^{0,3} + 0,274] \frac{k}{D_{eq}} \quad (3.95)$$

Já para o tubo de descarga, incluindo o filtro de atenuação de ruído, o diâmetro característico considerado foi equivalente ao diâmetro interno da linha de descarga, dado que é nesta região em que ocorre a maior parte da transferência de calor do componente. Assim, a correlação pode ser escrita da seguinte forma:

$$UA_{des} = [1,98 \cdot 10^{-5} Re^{0,8} Pr^{0,3} + 0,0118] \frac{k}{D_{ls}} \quad (3.96)$$

No caso do conjunto mecânico, Fagotti (1997) comenta que não encontrou correlações precisas para a previsão da temperatura do cilindro. Isto não é difícil de compreender dada a quantidade de fenômenos que ocorrem simultaneamente e de forma transiente dentro do volume de controle, como o trabalho entregue ao gás pelo pistão, as perdas mecânicas, os processos de admissão, compressão, descarga, vazamento e refluxos e a própria transferência de calor entre o gás e os elementos sólidos. Além disso, o padrão de escoamento de óleo na superfície externa do conjunto pode causar variações significativas nos efeitos térmicos. Assim, conforme sugerido por Fagotti (1997), adotou-se um valor constante para a condutância global representando a média dos resultados experimentais obtidos de um compressor de rotação variável. Este valor não foi obtido por Fagotti (1997), mas de resultados de medição mais recentes:

$$UA_{cil} = 0,543 \quad (3.97)$$

O coeficiente para a troca de calor entre a carcaça e o ambiente interno foi aproximado a uma situação de escoamento em placa plana:

$$UA_{car,i} = \left(5,36 \cdot 10^{-4} Re^{0,8} Pr^{1/3} + 44,3 \right) \frac{k}{D_{eq}} \quad (3.98)$$

Neste caso, o comprimento equivalente do escoamento D_{eq} foi obtido pela média harmônica das dimensões do espaço formado entre o conjunto mecânico e a carcaça, enquanto que a velocidade do escoamento foi considerada como proporcional à rotação do motor f , de modo que o número de Reynolds toma a seguinte forma:

$$Re = \frac{\rho f D_{eq}^2}{\mu} \quad (3.99)$$

A condutância global utilizada para o cálculo da temperatura do motor tomou a vazão mássica do compressor como principal parâmetro, podendo ser representada adequadamente por:

$$UA_m = 306,55 \dot{m} + 0,2302 \quad (3.100)$$

esta equação para o coeficiente global do motor foi obtida no presente trabalho com dados de um compressor de rotação variável.

Enfim, a condutância global para a carcaça em contato com o ambiente externo foi definida como uma função linear de vários parâmetros:

$$UA_{car,e} = -0,0388 \left(\frac{\Delta p f \nabla_{des}}{\dot{W}} \right) + 2,41 \quad (3.101)$$

onde Δp é a diferença de pressão entre a descarga e a sucção e \dot{W} a potência elétrica consumida. Com este conjunto de equações, é possível simular a transferência de calor para o compressor alternativo.

3.6.2 Compressor de Pistão Rolante

Puff e Souza (1994) obtiveram resultados experimentais para o campo de temperaturas e desempenho do compressor de pistão rolante para três condições de sistema com diferentes pressões de evaporação. Com ajustes a estes dados experimentais e com base nas equações para os coeficientes globais sugeridos para o compressor alternativo (Fagotti, 1997), é proposto neste trabalho um conjunto de coeficientes globais para o compressor de pistão rolante para solução simplificada da transferência de calor neste equipamento.

No compressor de pistão rolante, o gás segue um caminho diferente em relação ao compressor alternativo. Em primeiro lugar, o sistema de sucção se caracteriza por uma conexão direta de um tubo com o cilindro de compressão. Além disso, a descarga do fluido a alta pressão se dá diretamente no ambiente interno da carcaça, escoando através do motor elétrico e alcançando o tubo da linha de descarga na extremidade superior do compressor, conforme apresentado na Figura 3.17.

Para efeitos de cálculo, o compressor foi dividido em quatro componentes internos: o tubo de sucção, o conjunto mecânico (também caracterizado pelo conjunto pistão-cilindro, mancais e o eixo do motor), a descarga, cujo volume de controle envolve as fronteiras do ambiente interno por onde o gás escoar, e o motor elétrico. Além desses componentes, também foram realizados balanços de energia no compressor para se identificar temperaturas de referência para a carcaça e para o ambiente interno.

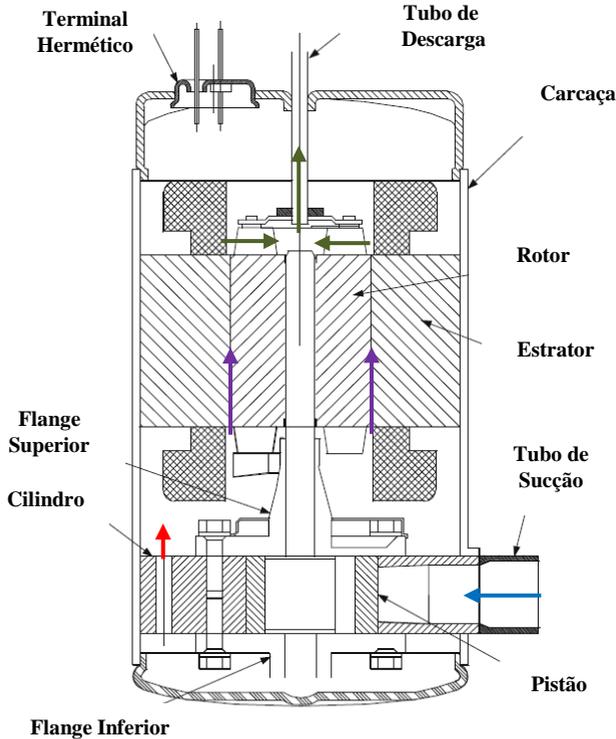


Figura 3.17 – Caminho do gás no compressor de pistão rolante (Reproduzido de Park, 2010).

O calor absorvido pelo tubo de sucção pode ser calculado conforme a equação (3.82), sendo que o coeficiente global para a sucção segue a equação (3.94), mas com as constantes $C_1 = 5,10 \cdot 10^{-5} m^2$ e $C_2 = 5,87 \cdot 10^{-1} m^2$.

Para o conjunto mecânico, os parâmetros da equação do coeficiente global de troca térmica com o ambiente interno são os mesmos utilizados na correlação entre o cilindro e o fluido em seu interior. No entanto, neste caso foram consideradas quantidades médias dimensionais e termodinâmicas, resultando na equação (3.102):

$$UA_{cil} = \left[1,42 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0,8} Pr^{0,4} \frac{\sqrt[3]{V_{des}}}{r_{med}} - 6,05 \right] \frac{k}{\sqrt[3]{V_{des}}} \quad (3.102)$$

onde,

$$Re = \frac{\rho_{cmp} f (\forall_{des})^{2/3}}{\mu_{cmp}} \quad (3.103)$$

$$\rho_{cmp} = \rho_{cmp}(T_{cmp}, p_{cmp}) \quad (3.104)$$

$$\mu_{cmp} = \mu_{cmp}(T_{cmp}, p_{cmp}) \quad (3.105)$$

$$T_{cmp} = \frac{T_{vd} + T_{suc}}{2} \quad (3.106)$$

$$p_{cmp} = \frac{p_c + p_e}{2} \quad (3.107)$$

Como o processo de descarga ocorre diretamente na carcaça, a correlação para o coeficiente global da descarga seguiu os parâmetros utilizados para escoamento no ambiente interno do compressor alternativo:

$$UA_{des} = \left[5,31 \cdot 10^{-4} Re^{0,8} Pr^{1/3} - 16,18 \right] \frac{k}{D_{cmp}} \quad (3.108)$$

O comprimento característico foi assumido ser igual ao diâmetro do compressor D_{cmp} , enquanto o número de Reynolds foi expresso pela equação (3.99). Assim, o cálculo do calor cedido pela descarga é realizado pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{des} = UA_{des} \left(\frac{T_{G,f} + T_{ld}}{2} - T_{car} \right) \quad (3.109)$$

Diferentemente da equação (3.85), na equação acima, a temperatura de referência corresponde à temperatura média da carcaça T_{car} . Esta adequação se fez necessária, pois os pontos que caracterizam a temperatura do ambiente interno, T_{int} , estão contidos no volume de controle da descarga do compressor rotativo. De qualquer modo, a temperatura do ambiente interno é importante para se definirem as temperaturas de sucção, do cilindro e do motor. Portanto, a condutância global para a troca de calor entre o ambiente interno e a carcaça foi ajustada por:

$$UA_{car,i} = \left[6,69 \cdot 10^{-4} Re^{0,8} Pr^{1/3} - 26,57 \cdot 10^{-2} \right] \frac{k}{D_{eq}} \quad (3.110)$$

Os procedimentos de cálculo para o número de Reynolds e o comprimento equivalente para esta equação são similares aos utilizados para o cálculo do calor na descarga, com a diferença de que a temperatura do gás agora é a temperatura média do ambiente interno T_{int} . Assim, a temperatura do ambiente interno pode ser calculada de acordo com a equação (3.88).

Por fim, o coeficiente global entre a carcaça e o ambiente externo é aproximado por uma correlação de transferência de calor por convecção. Devido ao fato de que a carcaça do compressor é submetida a um fluxo de ar proveniente de um ventilador, a troca convectiva de calor é considerada forçada sobre um cilindro infinito de diâmetro equivalente, D_{eq} , igual ao diâmetro externo da carcaça, empregando-se a correlação proposta por Hilpert (Incropera e DeWitt, 1992):

$$UA_{car,e} = (\pi D_{eq} L_{car}) \left[C \cdot Re^a Pr^{1/3} \right] \frac{k_{ar}}{D_{eq}} \quad (3.111)$$

onde L_{car} é a altura do compressor e os valores de C e a , apresentados na Tabela 3.2, são atribuídos conforme o valor do número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho_{ar} \bar{V}_{fan} D_{eq}}{\mu_{ar}} \quad (3.112)$$

Tabela 3.2 – Constantes da equação (3.111) no escoamento transversal a um cilindro circular.

Re	C	a
0,4 – 4	0,989	0,330
4 – 40	0,911	0,385
40 – 4.000	0,683	0,466
4.000 – 40.000	0,193	0,618
40.000 – 400.000	0,027	0,805

Na equação anterior, a velocidade média do escoamento de ar é modulada pelo ventilador \bar{V}_{fan} e a temperatura média da carcaça pode ser obtida através da equação (3.87).

A correlação utilizada para o motor também tomou como parâmetro a vazão mássica com uma função de ajuste expressa por uma curva assintótica:

$$UA_m = \frac{2,822 \cdot 10^{-3}}{\dot{m}^2} - \frac{3,502 \cdot 10^{-1}}{\dot{m}} + 2,685 \cdot 10^1 \quad (3.113)$$

3.6.3 Cálculo da Temperatura na Linha de Sucção

Em testes experimentais de desempenho de compressores, além das pressões de evaporação e condensação, a temperatura do refrigerante antes de sua entrada no compressor é controlada. Esta temperatura é conhecida por temperatura de superaquecimento, T_{sup} . Conforme o refrigerante escoar a partir desta região de controle em direção ao compressor, ele recebe calor proveniente do próprio compressor, transportado pela tubulação de cobre. Deste modo, a temperatura na entrada do compressor, conhecida por temperatura da linha de sucção, T_{ls} , normalmente é maior que a temperatura de superaquecimento. Na Figura 3.18, é apresentado um esquema do escoamento do fluido através da linha de sucção até a entrada do compressor.

O conhecimento da temperatura da linha de sucção se faz necessário, pois esta é condição de contorno para solução dos modelos de transferência de calor supracitados. Assim, uma abordagem analítica é proposta, aproximando a tubulação a uma aleta infinita com temperatura de base prescrita e igual à temperatura média da carcaça, conforme ilustrado na Figura 3.18. Além disso, como os efeitos convectivos do escoamento interno são muito superiores ao externo, é assumido que todo o calor cedido pelo tubo é transmitido ao refrigerante. Assim, a equação para a taxa de transferência de calor para o fluido pode ser escrita por:

$$\dot{Q}_{ale} = \sqrt{H_{int} P_{int} k_{tub} A_c} \theta_b \quad (3.114)$$

sendo θ_b a diferença de temperatura entre a superfície da carcaça e o fluido na saída do evaporador, A_c a área de seção transversal do tubo referente à sua espessura, k_{tub} a condutividade térmica do metal e P_{int} o perímetro interno da seção transversal do tubo. O coeficiente de troca convectiva de calor do escoamento interno, H_{int} , pode ser obtido pela correlação de Dittus-Boelter para escoamento interno sob aquecimento em tubo circular (Incropera e Witt, 1992):

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \quad (3.115)$$

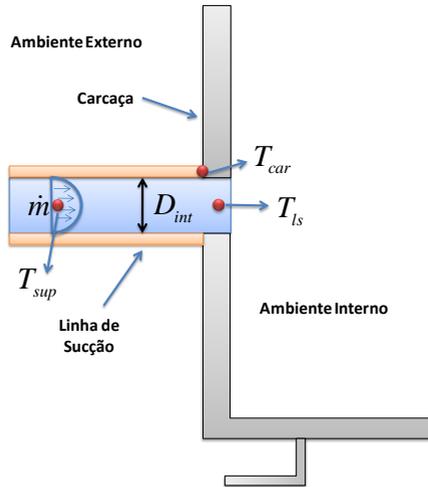


Figura 3.18 – Esquema do aquecimento do fluido na linha de sucção.

O número de Reynolds pode ser expresso por:

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_{int} \mu} \quad (3.116)$$

Uma vez determinado o calor absorvido pelo fluido, pode-se encontrar sua entalpia na entrada do compressor através de:

$$h_{ls} = \frac{\dot{Q}_{ale}}{\dot{m}} + h_1 \quad (3.117)$$

Utilizando um método inverso, é possível determinar a temperatura do fluido conhecendo-se sua entalpia e pressão.

3.6.4 Efeito da Variação Geométrica do Compressor sobre a Condutância Global de Calor

Em situações em que se varia a geometria do compressor como em casos de otimização geométrica ou miniaturização, deve-se levar em consideração as variações de área dos componentes sólidos para atualização dos coeficientes globais. Apesar de que nas equações para cálculo das condutâncias globais de calor tais variações no escoamento são consideradas pela atualização do comprimento característico de cada componente, os valores das áreas de troca térmica permanecem inalterados, já que estão inseridos nas constantes das equações.

A atualização das áreas dos componentes deve ser inserida nas equações de condutância global como fator multiplicativo das constantes, de forma que o coeficiente global atualizado, UA_n , seja proporcional à razão entre a área atual, A_n , e a área referência, A_{ref} , para a qual as constantes foram calibradas inicialmente, podendo-se utilizar da seguinte equação:

$$UA_{cil,n} = UA_{cil,ref} \cdot \frac{A_n}{A_{ref}} \quad (3.118)$$

Em situações simplificadas, em que se deseja simular um compressor com volume deslocado diferente do compressor referência, as correções para as áreas podem ser extrapolada por razões de aspecto. Por exemplo, a correção para a superfície de troca para o conjunto mecânico, quando se pretende simular um novo compressor com descolamento volumétrico duas vezes maior que o convencional, pode se dar da seguinte maneira:

$$\frac{A_n}{A_{ref}} = \left(\sqrt[3]{\frac{\nabla_{des,n}}{\nabla_{des,ref}}} \right)^2 = \left(\sqrt[3]{2} \right)^2 \quad (3.119)$$

onde A_n e A_{ref} são as áreas da configuração nova e de referência, respectivamente. Assim, o novo valor para a condutância global será:

$$UA_{cil,n} = UA_{cil,ref} \cdot \left(\sqrt[3]{2} \right)^2 \quad (3.120)$$

Este procedimento simplificado foi utilizado nas otimizações realizadas no presente trabalho.

4 ESTRATIFICAÇÃO DAS PERDAS EM EFICIÊNCIAS ISENTRÓPICA E VOLUMÉTRICA

A análise comparativa de compressores somente por meios de eficiências globais não permite conclusões detalhadas a respeito dos motivos que levaram os mesmos a determinado desempenho em relação a uma situação ideal. Neste trabalho, um desenvolvimento teórico foi realizado para o detalhamento das ineficiências do ciclo de compressão, de maneira que diferentes tipos de compressor possam ser avaliados de forma conclusiva.

Pèrez-Segarra *et al.* (2005) e Schreiner *et al.* (2010) propuseram caracterizações de ineficiências para compressores do tipo alternativo. Analisando o desempenho volumétrico do compressor, Schreiner *et al.* (2010) refinaram a proposta inicial de Pèrez-Segarra *et al.* (2005) por meio de uma caracterização com um maior número de fenômenos, incluindo perdas relacionadas ao atraso de abertura de válvulas e por transferência de calor entre as paredes do cilindro e o fluido. No entanto, os autores não trataram todos os termos da mesma maneira. Alguns foram assumidos como sub-eficiências, enquanto outros como perdas fracionadas, impedindo comparação direta entre os mesmos. Além da eficiência volumétrica, Pèrez-Segarra *et al.* (2005) realizaram também uma análise de perdas em eficiência isentrópica dividindo o ciclo real de compressão em três etapas: sucção, compressão e descarga. Nesta abordagem, os autores não caracterizaram as perdas desde a linha de sucção até a entrada no cilindro de compressão.

Neste trabalho, realizou-se um detalhamento das principais fontes de ineficiência isentrópica e volumétrica, aplicável aos dois tipos de mecanismos de compressão, considerando todas como perdas fracionadas. Além disso, foi caracterizada a ineficiência inerente ao superaquecimento desde a linha de sucção até a entrada do cilindro. Com isto, torna-se possível comparações diretas tanto de diferentes fenômenos na eficiência de um mesmo equipamento, quanto entre equipamentos distintos.

4.1 O Ciclo Ideal de Compressão

O ciclo ideal de compressão, tomado como base para as análises de perdas de energia, tem os processos de admissão e descarga isobáricos e compressão isentrópica. Neste equipamento em questão não há a presença de volume morto nem consequente expansão de gás residual. Desta forma, o ciclo de compressão do gás no cilindro pode ser representado por um diagrama pressão-volume conforme ilustrado na Figura 4.1.

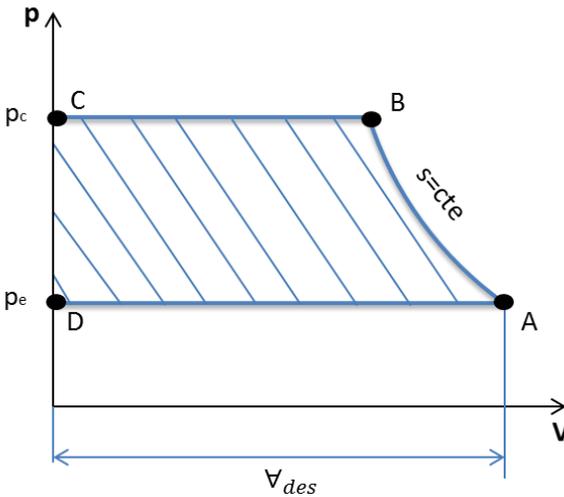


Figura 4.1 – Diagrama pressão-volume de um ciclo ideal de compressão.

De acordo com Gosney (1982), o trabalho indicado do compressor ideal sem volume morto ao longo de um ciclo pode ser calculado pela integral do trabalho ao longo de um ciclo, que equivale à área hachurada do diagrama pressão-volume da Figura 4.1:

$$W_{ind,i} = - \oint p dV = - \int_A^B p dV)_s + p_c V_B - p_e V_A \quad (4.1)$$

O símbolo $)_s$ significa que a etapa de compressão ocorre à entropia constante, partindo do ponto A, cujo estado termodinâmico é definido pela temperatura de superaquecimento e pressão de

evaporação. A equação acima pode ser substituída pela seguinte identidade:

$$-\int_A^B p d\forall)_s + p_c \forall_B - p_e \forall_A = \int_{p_e}^{p_c} \forall dp)_s \quad (4.2)$$

Considerando que ao longo da compressão não há vazamentos, a massa deslocada assume valor constante durante todo o processo. Assim, é possível obter o trabalho específico indicado pela nova relação da variação da pressão com o volume específico do gás:

$$w_{ind,i} = \int_{p_e}^{p_c} v dp)_s \quad (4.3)$$

Utilizando a identidade termodinâmica:

$$dh = T ds + v dp \quad (4.4)$$

e lembrando que não há variação de entropia no processo, a equação (4.3) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$w_{ind,i} = \int_{h_e}^{h_c} dh)_s = (h_c - h_e)_s \quad (4.5)$$

A potência indicada do compressor ideal pode ser obtida pela multiplicação da vazão mássica ideal pelo trabalho indicado específico.

$$\dot{W}_{ind,i} = \dot{m}_i (h_c - h_e)_s \quad (4.6)$$

onde:

$$h_e = h(T_{sup}, p_e) \quad (4.7)$$

e a vazão mássica ideal é,

$$\dot{m}_i = \rho_A \forall_{des} f \quad (4.8)$$

4.2 A Presença do Superaquecimento

A presença do superaquecimento desde o evaporador até o cilindro de compressão altera as propriedades termodinâmicas do fluido. Por exemplo, a densidade é reduzida, enquanto que a entalpia aumenta. Estes fatores incorrem em redução de vazão mássica e aumento do trabalho específico de compressão, respectivamente.

Considerando que a temperatura na qual o gás entra no cilindro de compressão seja a temperatura de sucção, T_{suc} , então a entalpia de admissão é,

$$h_{e,sc} = h(T_{suc}, p_e) \quad (4.9)$$

e o trabalho específico indicado do compressor ideal comprimindo fluido superaquecido é:

$$w_{ind,i,sc} = (h_{c,sc} - h_{e,sc})_s \quad (4.10)$$

O trabalho de compressão é maior quanto maior for a temperatura inicial de compressão. Por sua vez, a vazão mássica decresce devido à redução da densidade. Assim, para a nova densidade $\rho_{A'}$, a vazão mássica é:

$$\dot{m}_{i,sc} = \rho_{A'} \nabla_{des} f \quad (4.11)$$

4.3 A Presença do Volume Morto

O volume morto se faz necessário na câmara de compressão para garantir a acomodação de válvulas, evitando o desgaste e até mesmo a quebra do compressor durante sua operação, mas do ponto de vista termodinâmico é indesejável. A seguir são apresentados os efeitos causados pelo volume morto em ciclos ideais de compressores alternativos e rotativos de pistão rolante.

4.3.1 Compressor Alternativo

No caso do compressor alternativo, a presença do volume morto provoca redução na eficiência volumétrica. No entanto, considerando um ciclo ideal, a expansão do gás residual ocorre em processo reversível isentrópico, devolvendo ao pistão o trabalho recebido para comprimir

essa porção de gás. Assim, a eficiência isentrópica deste ciclo, bem como o trabalho específico de compressão, permanece igual ao do ciclo ideal sem volume morto. Um diagrama representativo para esta situação encontra-se na Figura 4.2. A expansão isentrópica ocorre de C' até D'.

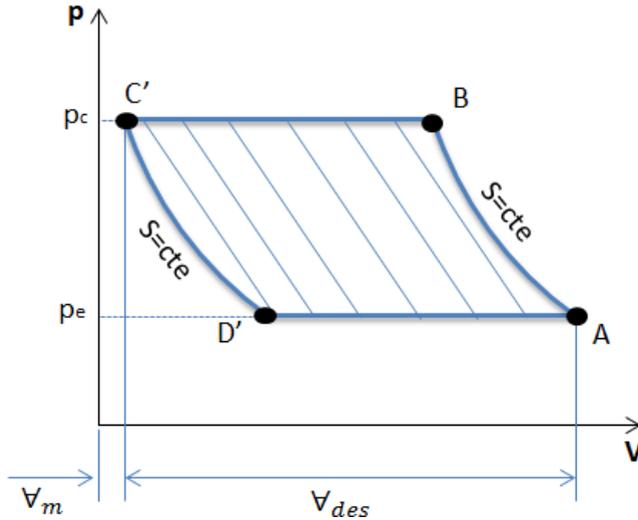


Figura 4.2 – Diagrama pressão-volume de um ciclo ideal de compressão típico de um compressor alternativo com volume morto.

O volume ocupado pela massa residual expandida é referente ao volume no ponto D'. Assim, massa só será admitida na câmara a partir deste ponto, o que indica que o volume disponível para deslocamento de massa, V_{dis} , é menor que o volume deslocado geométrico V_{des} . Uma estimativa do volume ocupado pela massa residual ao atingir a pressão de evaporação pode ser obtida com o emprego das hipóteses de gás ideal e expansão isentrópica:

$$V_{D'} = \left(\frac{p_c}{p_e}\right)^{1/\gamma} V_m \quad (4.12)$$

onde:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.13)$$

Desta forma, o volume disponível para admissão de massa é dado pela diferença:

$$\forall_{dis} = \forall_{des} - (\forall_{D'} - \forall_m) \quad (4.14)$$

Com isto, pode-se calcular a vazão mássica entregue pelo compressor:

$$\dot{m}_{i,vm} = \rho_A \forall_{dis} f \quad (4.15)$$

A fração de volume residual presente no sistema de compressão pode ser representada pela relação:

$$c = \frac{\forall_m}{\forall_m + \forall_{des}} \quad (4.16)$$

4.3.2 Compressor de Pistão Rolante

Diferentemente do caso do compressor alternativo, no compressor de pistão rolante não há recuperação do trabalho pela expansão do gás comprimido. De fato, duas situações são possíveis, dependendo da configuração do compressor.

Na primeira situação, considerando que a massa residual entre em equilíbrio termodinâmico com a massa a ser comprimida por um processo adiabático e de perdas desprezíveis, justamente ao final da etapa de admissão, o processo de compressão se inicia em um estado de pressão acima da pressão de evaporação.

Essa soma de massas e o aumento de pressão exigem um trabalho adicional do compressor em relação ao trabalho do compressor ideal sem volume morto. Este ciclo encontra-se esquematizado na Figura 4.3. O trabalho adicional, ocasionado pelo volume morto, é dado pela região escurecida compreendida entre os pontos A-A'-B'-B. Ozu e Itami (1981) apresentaram uma equação para o cálculo deste trabalho adicional, assumindo a hipótese de gás ideal:

$$\Delta W_{ind,i,vm} = \frac{p_c c^\gamma (\forall_{des} + \forall_m)}{\gamma - 1} \quad (4.17)$$

Onde γ representa o índice isentrópico do gás.

Apesar da perda adicional em eficiência isentrópica, não há perda em eficiência volumétrica. Assim, esta situação hipotética será tomada

como base para análises de perdas devido ao volume morto nesta dissertação.

A segunda situação é o caso em que o processo de expansão do fluido compreendido no volume morto ocorre enquanto o orifício de sucção está em contato com a câmara analisada. A expansão do gás faz com que parte do fluido a baixa pressão retorne por refluxo através do orifício de sucção. Considerando ainda o processo de expansão como isentrópico e o refluxo sem perdas de carga para este ciclo ideal, o diagrama pressão-volume corresponde ao da Figura 4.1, assim como o cálculo do trabalho de compressão corresponde à equação (4.1).

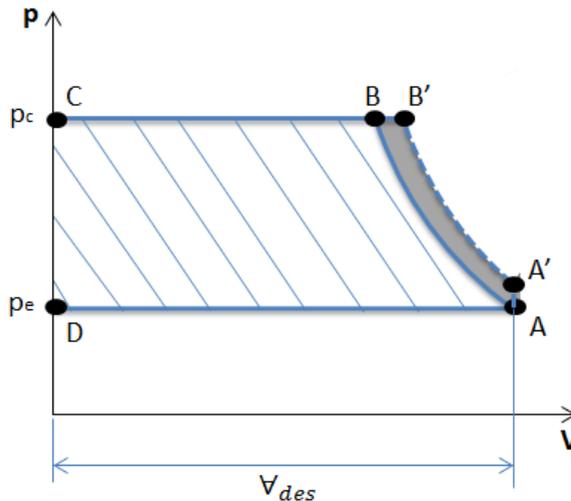


Figura 4.3 – Diagrama pressão-volume de um ciclo ideal de compressão típico de um compressor de pistão rolante com volume morto.

A vazão mássica entregue por este compressor pode ser calculada com base no volume disponível, conforme o desenvolvimento apresentado nas equações de (4.12) a (4.15). Com isto, o trabalho específico pode ser obtido pela razão entre a potência indicada ideal, considerando ou não o superaquecimento, e a vazão mássica para este caso:

$$w_{ind,i,sc,vm} = \frac{\dot{W}_{ind,i,sc}}{\dot{m}_{i,vm}} \quad (4.18)$$

4.4 O Ciclo Real de Compressão

Em um ciclo real de compressão, há a necessidade de consumo adicional de energia para a superação de restrições impostas ao escoamento pela presença de válvulas, orifícios e flutuações de pressão durante os processos de sucção e descarga. Além disso, existe o desperdício de energia e redução de deslocamento de massa devido a efeitos de transferência de calor e vazamentos. Nesta seção, são apresentados os ciclos reais referentes aos compressores alternativo e rotativo de pistão rolante.

4.4.1 Compressor Alternativo

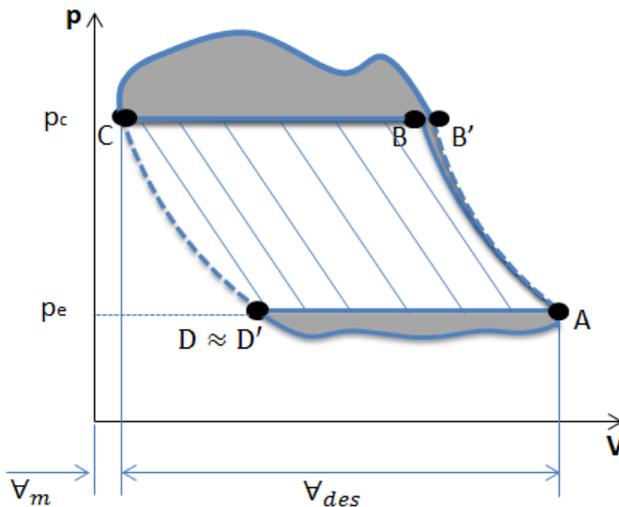


Figura 4.4 – Diagrama pressão-volume de um ciclo real de compressão típico de um compressor alternativo.

Na Figura 4.4 está ilustrado um ciclo típico do compressor alternativo. A região hachurada refere-se ao ciclo ideal com volume morto, enquanto que as áreas escurecidas representam as parcelas adicionais de energia consumidas no ciclo real, decorrentes de perdas nos processos de sucção, descarga e compressão e admissão. Na etapa de expansão, como a quantidade de massa é relativamente pequena, comparada com a compressão, é possível assumir que este processo é praticamente reversível. Esta verificação foi realizada no trabalho de Pereira (2006).

As perdas nos processos de sucção e descarga são referentes à diferença de pressão entre a linha de sucção e descarga em relação à pressão no interior do cilindro durante o processo. Por exemplo, as perdas na sucção referem-se à área escurecida compreendida entre os pontos D e A e podem ser calculadas da seguinte forma:

$$W_{suc} = \int (p_e - p) dV, \quad p < p_e \quad (4.19)$$

Similarmente, as perdas na descarga, representadas pela área escurecida compreendida entre os pontos B' e C, são calculadas por:

$$W_{des} = \int (p - p_c) dV, \quad p > p_c \quad (4.20)$$

No caso do compressor alternativo, os trabalhos adicionais vinculados às perdas em sucção e descarga podem ser sub-divididas em duas partes: a primeira, relacionada a restrições ao escoamento impostas por válvulas e orifícios e a segunda a restrições ao escoamento devido aos filtros conectados aos passadores de sucção e de descarga. Assim, o trabalho total no processo de admissão pode ser escrito da seguinte forma:

$$W_{suc} = W_{f,suc} + W_{v,suc} \quad (4.21)$$

onde:

$$W_{f,suc} = \int (p_e - p_{suc}) dV \quad (4.22)$$

e

$$W_{v,suc} = \int (p_{suc} - p) dV, \quad p < p_e \quad (4.23)$$

representam as parcelas de energia despendidas no filtro e no orifício de sucção, respectivamente. O termo p_{suc} nas equações acima representa a pressão no filtro de sucção adjacente à válvula.

Da mesma forma, é possível escrever as perdas no processo de descarga:

$$W_{des} = W_{v,des} + W_{f,des} \quad (4.24)$$

com:

$$W_{v,des} = \int (p - p_{des}) dV, \quad p > p_c \quad (4.25)$$

e

$$W_{f,des} = \int (p_{des} - p_c) dV \quad (4.26)$$

O trabalho remanescente do ciclo, definido em Schreiner (2008) como trabalho efetivo, refere-se ao trabalho efetivamente utilizado para comprimir e deslocar o gás, podendo ser obtido pela subtração das perdas em sucção e descarga do trabalho indicado:

$$W_{eff} = W_{ind} - W_{suc} - W_{des} \quad (4.27)$$

No trabalho efetivo estão incluídas as perdas por superaquecimento ilustradas na Figura 4.4 pela área entre A–B–B', além das perdas por vazamentos, incluindo refluxos.

O trabalho específico real é:

$$w_{ind} = \frac{W_{ind} f}{\dot{m}} = \frac{(W_{eff} + W_{suc} + W_{des}) f}{\dot{m}} \quad (4.28)$$

Assim, o trabalho específico indicado pode ser composto pela soma das parcelas em cada processo:

$$w_{ind} = w_{eff} + w_{suc} + w_{des} \quad (4.29)$$

onde

$$w_{suc} = \frac{W_{suc}}{\dot{m}} f \quad (4.30)$$

$$w_{des} = \frac{W_{des}}{\dot{m}} f \quad (4.31)$$

$$w_{eff} = \frac{W_{eff}}{\dot{m}} f \quad (4.32)$$

As frações das perdas nos processos de admissão e descarga em relação ao trabalho específico indicado são denotadas por:

$$\varepsilon_{s,suc} = \frac{W_{suc}}{w_{ind}} \quad (4.33)$$

$$\varepsilon_{s,des} = \frac{W_{des}}{w_{ind}} \quad (4.34)$$

A perda fracionada no processo de sucção, equação (4.33), ainda pode ser escrita como a soma de duas parcelas, uma devido à válvula e outra devido ao filtro:

$$\varepsilon_{s,suc} = \varepsilon_{s,v,suc} + \varepsilon_{s,f,suc} \quad (4.35)$$

sendo,

$$\varepsilon_{s,v,suc} = \frac{f W_{v,suc}/\dot{m}}{w_{ind}} \quad (4.36)$$

e

$$\varepsilon_{s,f,suc} = \frac{f W_{f,suc}/\dot{m}}{w_{ind}} \quad (4.37)$$

O mesmo procedimento pode ser realizado para a descarga:

$$\varepsilon_{s,des} = \varepsilon_{s,v,des} + \varepsilon_{s,f,des} \quad (4.38)$$

Uma possibilidade de análise da solitação dos mancais devido ao processo de compressão do gás pode se dar pela obtenção da taxa de trabalho específico através da seguinte equação:

$$dw_{ind} = \frac{-p dV/dt}{\dot{m}} \quad (4.39)$$

Foi demonstrado que o trabalho específico indicado pode ser dividido em três processos principais, de acordo com a equação (4.28) podendo ser representado da seguinte forma:

$$w_{ind} = w_{ind,i} - (w_{ind,i} - w_{ind,i,sc}) - (w_{ind,i,sc} - w_{ind,i,sc,vm}) - (w_{ind,i,sc,vm} - w_{eff}) + w_{suc} + w_{des} \quad (4.40)$$

Com isto, pode-se incluir as principais fontes de ineficiência desde o ciclo ideal até o real. Vale ressaltar que para o compressor alternativo, o trabalho específico não é afetado pela presença do volume morto:

$$w_{ind,i,sc} = w_{ind,i,sc,vm} \quad (4.41)$$

Dividindo-se os termos da equação (4.40) pelo trabalho específico indicado, podem-se indicar os resultados dessas divisões devido a superaquecimento, volume morto e perdas no trabalho específico efetivo, respectivamente por:

$$\varepsilon_{s,sup} = \frac{w_{ind,i,sc} - w_{ind,i}}{w_{ind}} \quad (4.42)$$

$$\varepsilon_{s,vm} = \frac{w_{ind,i,sc,vm} - w_{ind,i,sc}}{w_{ind}} \quad (4.43)$$

$$\varepsilon_{s,eff} = \frac{w_{eff} - w_{ind,i,sc,vm}}{w_{ind}} \quad (4.44)$$

Assim, a eficiência isentrópica do compressor, η_s , pode ser obtida a partir da eficiência ideal com a subtração das ineficiências (perdas fracionadas) nos vários processos:

$$\eta_s = 1 - \varepsilon_{s,sc} - \varepsilon_{s,vm} - \varepsilon_{s,eff} - \varepsilon_{s,suc} - \varepsilon_{s,des} \quad (4.45)$$

A diferença desta equação em relação à obtida por Pèrez-Segarra (2005) está na inclusão dos termos de superaquecimento e volume morto no cálculo da eficiência isentrópica.

4.6 Perdas em Eficiência Volumétrica

Aplicando a equação da conservação da massa no interior da câmara de compressão ao longo de um ciclo, obtém-se a seguinte relação:

$$\left(M_A^{t+1/f} - M_A^t \right) + \left(m_{suc} - m_{ref,suc} - m_{des} + m_{ref,des} - m_{vaz} + m_{ref,vaz} \right) = 0 \quad (4.46)$$

Para a condição de regime cíclico plenamente desenvolvido, a massa deslocada não varia de um ciclo para outro e a equação acima pode ser simplificada:

$$m_{suc} - m_{ref,suc} - m_{des} + m_{ref,des} - m_{vaz} + m_{ref,vaz} = 0 \quad (4.47)$$

A partir da equação acima, pode-se obter uma relação para a vazão mássica disponibilizada pelo compressor. As considerações assumidas para o compressor alternativo diferem daquelas para o compressor de pistão rolante e, assim, serão detalhados de forma separada.

4.6.1 Compressor Alternativo

A Figura 4.6 apresenta um esquema do escoamento do fluido refrigerante em um compressor alternativo. A pressão do ambiente interno da carcaça do compressor alternativo é equalizada à pressão de sucção através de aberturas no filtro de sucção. Assim, a massa que é vazada do cilindro para o ambiente interno retorna ao sistema de sucção. Logo, a vazão mássica entregue pelo compressor ao sistema de refrigeração é:

$$\dot{m} = (m_{des} - m_{ref,des})f \quad (4.48)$$

A equação para a vazão mássica pode também ser escrita em função dos demais termos apresentados na equação (4.47):

$$\dot{m} = (m_{suc} - m_{ref,suc} - m_{vaz} + m_{ref,vaz})f \quad (4.49)$$

A massa que retorna por refluxo na válvula de descarga reduz a vazão mássica disponibilizada ao sistema. Assim, esta redução de vazão é incluída na equação da vazão mássica da seguinte forma:

$$\dot{m} = [(m_{suc} + m_{ref,vaz} + m_{ref,des}) - m_{ref,des} - m_{ref,suc} - m_{vaz}]f \quad (4.50)$$

Multiplicando-se cada termo pela frequência de rotação, e considerando que no compressor alternativo $m_{ref,vaz} \approx 0$, é possível dizer que:

$$\dot{m} = (\dot{m}_{suc} + \dot{m}_{ref,vaz} + \dot{m}_{ref,des}) - \dot{m}_{ref,suc} - \dot{m}_{ref,des} - \dot{m}_{vaz} - \dot{m}_{ref,vaz} \quad (4.51)$$

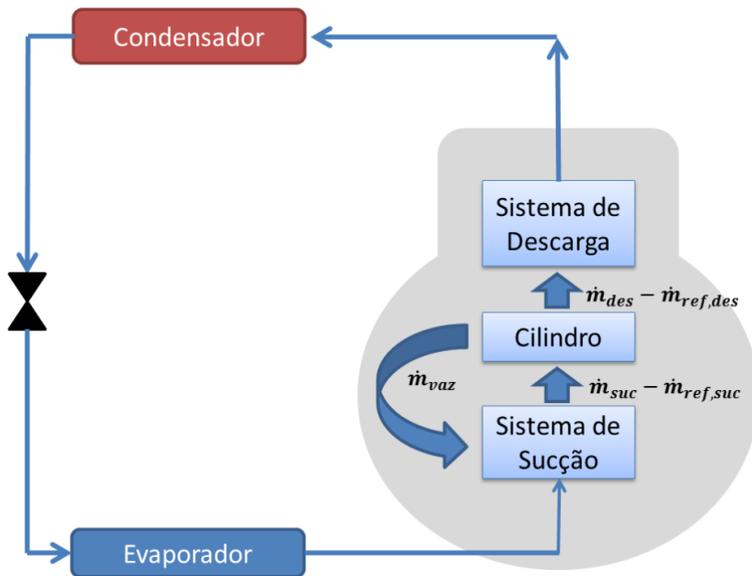


Figura 4.6 – Esquema do escoamento de refrigerante num sistema de refrigeração com ênfase no compressor alternativo.

A vazão mássica real pode também ser entendida como a subtração das perdas ao valor da vazão ideal:

$$\begin{aligned} \dot{m} = \dot{m}_i - (\dot{m}_i - \dot{m}_{i,sc}) - (\dot{m}_{i,sc} - \dot{m}_{i,sc,vm}) \\ - [\dot{m}_{i,sc,vm} \\ - (\dot{m}_{suc} + \dot{m}_{ref,vaz} + \dot{m}_{ref,des})] - \dot{m}_{ref,des} \\ - \dot{m}_{ref,suc} - \dot{m}_{vaz} - \dot{m}_{ref,vaz} \end{aligned} \quad (4.52)$$

A primeira subtração entre parênteses ao lado direito da equação, $(\dot{m}_i - \dot{m}_{i,sc})$, diz respeito à perda de vazão mássica referente ao superaquecimento, enquanto que a segunda subtração entre parênteses, $(\dot{m}_{i,sc} - \dot{m}_{i,sc,vm})$, refere-se à perda por volume morto. A subtração entre colchetes refere-se às perdas no processo de admissão, enquanto que os demais termos na equação, a reduções de vazão devido a refluxos e vazamentos.

Dividindo a equação (4.52) pela vazão mássica ideal e por uma simples manipulação, chega-se a uma relação para a eficiência volumétrica como sendo igual a eficiência do ciclo ideal menos as diversas perdas inerentes ao ciclo real:

$$\begin{aligned} \eta_v = 1 - \varepsilon_{v,sc} - \varepsilon_{v,vm} - \varepsilon_{v,suc} - \varepsilon_{v,ref,suc} - \varepsilon_{v,ref,des} \\ - \varepsilon_{v,vaz} \end{aligned} \quad (4.53)$$

Onde as diversas perdas fracionadas são:

$$\varepsilon_{v,sc} = \frac{\dot{m}_i - \dot{m}_{i,sc}}{\dot{m}_i} \quad (4.54)$$

$$\varepsilon_{v,vm} = \frac{\dot{m}_{i,sc} - \dot{m}_{i,sc,vm}}{\dot{m}_i} \quad (4.55)$$

$$\varepsilon_{v,suc} = \frac{\dot{m}_{i,sc,vm} - (\dot{m}_{suc} + \dot{m}_{ref,vaz} + \dot{m}_{ref,des})}{\dot{m}_i} \quad (4.56)$$

$$\varepsilon_{v,ref,suc} = \frac{\dot{m}_{ref,suc}}{\dot{m}_i} \quad (4.57)$$

$$\varepsilon_{v,ref,des} = \frac{\dot{m}_{ref,des}}{\dot{m}_i} \quad (4.58)$$

$$\varepsilon_{v,vaz} = \frac{(\dot{m}_{vaz} + \dot{m}_{ref,vaz})}{\dot{m}_i} \quad (4.59)$$

4.6.2 Compressor de Pistão Rolante

No compressor de pistão rolante, a pressão do ambiente interno é equalizada com a pressão da linha de descarga. Desta forma, o vazamento ocorre do ambiente interno da carcaça para o interior da câmara de compressão, conforme indicado na Figura 4.7.

Neste caso, pode-se assumir que a vazão mássica disponibilizada pelo compressor é:

$$\dot{m} = (m_{suc} - m_{ref,suc})f \quad (4.60)$$

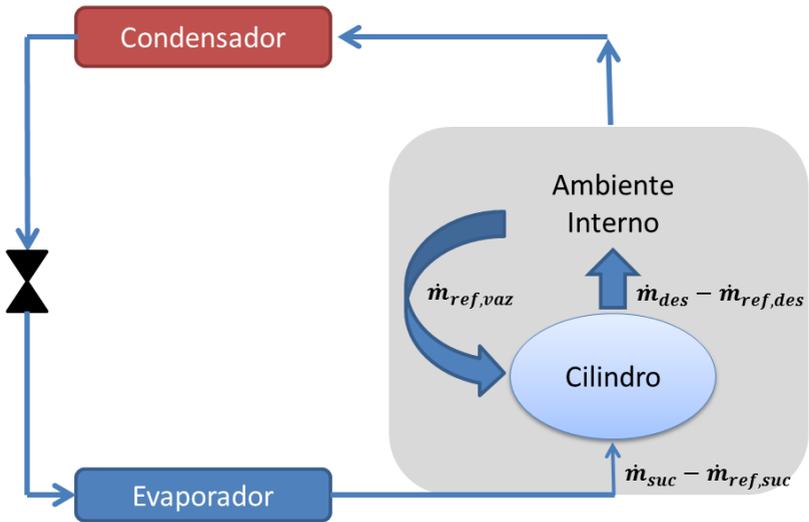


Figura 4.7 – Esquema do escoamento de refrigerante num sistema de refrigeração com ênfase no compressor de pistão rolante.

Considerando que para o compressor de pistão rolante $m_{vaz} \approx 0$ e multiplicando os termos da relação (4.47) pela frequência de rotação, pode-se chegar à equação (4.52) e, a partir desta, à equação para a eficiência volumétrica (4.53).

Apesar de as considerações para cálculo de vazão a cada compressor serem distintas, obtêm-se equações similares para vazão

mássica e eficiência volumétrica, permitindo avaliações comparativas de desempenho dos dois tipos de compressores.

Além disso, a análise de eficiência volumétrica pela utilização de perdas fracionadas para todos os termos permite a comparação direta de fenômenos, tais como superaquecimento e refluxo. Esta característica da abordagem teórica compõe a principal diferença em relação às apresentadas nos trabalhos de Pérez-Segarra (2005) e Schreiner *et al.* (2010).

Neste capítulo encontram-se apresentados os procedimentos numéricos para a solução do conjunto de equações que regem os ciclos de compressão e as dinâmicas térmicas dos compressores em questão. Além disso, apresenta-se a validação dos modelos e uma breve explicação do uso dos mesmos em um procedimento de otimização empregado para a análise comparativa dos compressores.

Nos ciclos de compressão, as variações das propriedades termodinâmicas do gás, das vazões mássicas e da dinâmica de válvulas, são calculadas através do método explícito de Euler e os cálculos são realizados até que a condição periódica plenamente desenvolvida seja alcançada para todas as grandezas de interesse.

A transferência de calor entre os componentes do compressor é calculada com base na conservação da energia. Assim, o código de simulação da transferência de calor é utilizado de forma acoplada ao código de simulação do ciclo de compressão. A solução numérica para a atualização do campo de temperaturas no código da dinâmica térmica é realizada por métodos específicos para cada compressor, que serão apresentados a seguir.

O processo de otimização dos compressores é realizado para se obter projetos ótimos de compressores na aplicação de refrigeração desejada, permitindo uma análise comparativa adequada. O algoritmo de otimização genético se mostrou apropriado para esta tarefa por reunir as características de robustez, rapidez e versatilidade para convergência de otimizações com múltiplos objetivos conflitantes.

Os códigos de simulação dos ciclos de compressão e de transferência de calor para ambos os compressores encontram-se escritos em FORTRAN, utilizando o compilador Compaq Visual Fortran 6.6 (2001), enquanto que os processos de otimização foram realizados por meio de um pacote disponibilizado pela Esteco (2010).

5.1 Modelos dos Ciclos de Compressão

Nos códigos de simulação dos compressores, além dos cálculos para a evolução das propriedades termodinâmicas do refrigerante e da potência indicada, geralmente calculam-se também perdas em mancais e no motor elétrico. Estas análises, apesar de relevantes, não estão

contemplados neste trabalho. Como essas perdas são condições de entrada para o cálculo do campo de temperatura dos compressores, pois atuam como fontes de calor as mesmas foram representadas por valores fixos de eficiências típicas de motores elétricos e mancais de compressores. A seguir, estão apresentados os procedimentos de solução para a termodinâmica de compressão dos compressores alternativo e rotativo.

5.1.1 Compressor Alternativo

O algoritmo de solução do ciclo de compressão do compressor alternativo é inicializado pela leitura e definição de parâmetros relacionados à geometria do compressor, à rotação do motor, à discretização do deslocamento do pistão e aos critérios de convergência. Também são definidas as condições de contorno, como pressões nas linhas de sucção e descarga, bem como as temperaturas de sucção, da câmara de descarga, do ambiente interno e da superfície do cilindro.

Tabela 5.1 – Dados de entrada para simulação do compressor alternativo.

Dados de Entrada	Parâmetro
Condições de operação	Temperaturas de evaporação, condensação, subresfriamento, superaquecimento e frequência de rotação do motor.
Características geométricas e operacionais	Diâmetro do pistão, excentricidade, volume morto, diâmetros dos orifícios de sucção e descarga e folga pistão-cilindro. Rigidez e frequência natural das válvulas de sucção e descarga, áreas efetivas de força e de escoamento em função da posição das válvulas.
Campo de temperaturas	Temperaturas de sucção, câmara de descarga, superfície do cilindro e do ambiente interno da carcaça.
Propriedades do fluido refrigerante	Constante do gás.
Parâmetros de simulação	Variação angular de cada laço iterativo e número máximo de iterações.

O procedimento de cálculo é iniciado a partir de uma variação angular discreta da posição do pistão, seguida da atualização do volume da câmara e de um balanço de massa em seu interior. Com isto, a temperatura do refrigerante pode ser obtida através da equação (3.32). Conhecidos o volume, a massa de refrigerante na câmara e a temperatura, um novo valor para a pressão é determinado pela relação (3.34) e utilizando uma biblioteca externa (REFPROP. NIST, 2007).

Na sequência, os escoamentos nos sistemas de sucção e descarga são resolvidos via volumes finitos, conforme indicado na seção 3.5.1 e as novas pressões nas câmaras de sucção e descarga são obtidas. Desta forma, é possível calcular a dinâmica das válvulas de sucção e descarga para obtenção de suas novas posições. Por fim, as vazões mássicas nos orifícios de sucção e descarga, bem como na folga entre o pistão e o cilindro, são calculadas e o laço iterativo é finalizado.

Tabela 5.2 – Resultados da simulação do compressor alternativo.

Dados de Saída	Parâmetro
Capacidade do compressor	Capacidade de refrigeração e vazão mássica.
Eficiências	Volumétrica, isentrópica, mecânica e elétrica.
Perdas em vazão mássica	Refluxos nos processos de sucção e descarga e vazamento através da folga pistão-cilindro.
Termodinâmica do fluido	Entalpias médias de refluxo na sucção, de vazamento através da folga e de descarga e temperatura média de descarga.
Variáveis armazenadas ao longo do processo	Posição do pistão, temperatura e pressão na câmara de compressão, pressões nas câmaras de sucção e descarga e posições das válvulas.

Um novo laço iterativo é iniciado com um novo incremento na posição do pistão e assim outros seguem até que um ciclo seja completado. Por experiência de usuários e através de verificações neste trabalho, foi estabelecido que 10 ciclos de compressão são suficientes para que seja estabelecida a condição de regime cíclico plenamente desenvolvido. O diagrama de fluxo deste processo de compressão está apresentado na Figura 5.1. Os parâmetros de entrada da simulação

encontram-se na Tabela 5.1, enquanto que os resultados avaliados pelo código são listados na Tabela 5.2.

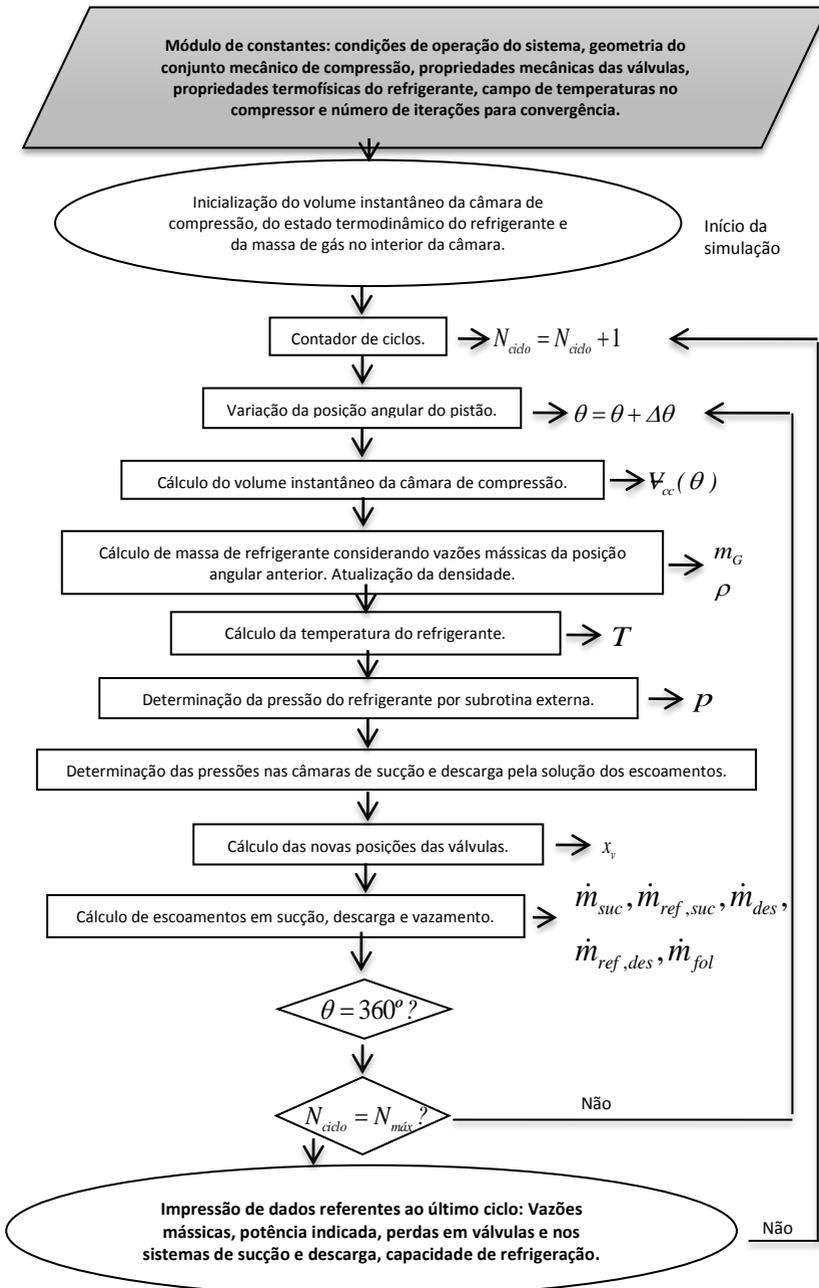


Figura 5.1 – Diagrama de fluxo do processo de compressão do compressor alternativo.

5.1.2 Compressor de Pistão Rolante

O algoritmo para simulação do compressor de pistão rolante é similar ao do alternativo. As diferenças estão no fato de que no compressor rotativo não há a presença da válvula de sucção e não se resolvem pulsações de pressão na linha de sucção. Além disso, a evolução do processo é avaliada simultaneamente para duas câmaras, uma correspondendo à câmara de sucção e a outra à câmara de compressão. Ao final de cada ciclo, a câmara de sucção passa a atuar como a câmara de compressão, enquanto que a câmara de compressão passa a fazer o papel de câmara de sucção assumindo um volume inicial igual a zero.

Uma vez lidos os parâmetros de entrada, detalhados na Tabela 5.3, inicializam-se os valores dos volumes de cada câmara e do estado termodinâmico do fluido no interior delas. Pela variação da posição angular do pistão, são calculados os volumes instantâneos das câmaras de sucção e de compressão. Em seguida, balanços de massa determinam as densidades e em conjunto com a equação da conservação da energia, temperaturas do fluido em cada uma das duas câmaras. Posteriormente, são determinadas as respectivas pressões através de uma equação de estado, acompanhadas do cálculo da dinâmica da válvula de descarga, obtendo-se as vazões mássicas na descarga e na sucção, bem como vazamentos através das folgas.

O procedimento supracitado é repetido para um novo instante até que o ciclo se complete. Novos ciclos são resolvidos até que haja convergência nos resultados de vazão de massa de refrigerante e de óleo nas câmaras para os dois últimos ciclos ou até que seja atingido um número máximo de ciclos pré-estabelecido. O diagrama de fluxo do procedimento de cálculo do ciclo de compressão está apresentado na Figura 5.2 e os parâmetros de saída da simulação estão detalhados na Tabela 5.4.

Tabela 5.3 – Dados de entrada para simulação do compressor de pistão rolante.

Dados de Entrada	Parâmetro
Condições de operação	<p>Temperaturas de evaporação, condensação, subresfriamento, superaquecimento e frequência de rotação do motor.</p> <p>Raio interno do cilindro, raios interno e externo do pistão, excentricidade, altura do cilindro, comprimento da palheta, raio do topo da palheta, diâmetros dos orifícios de sucção e descarga, posições angulares dos orifícios de sucção e descarga, volume formado pelo orifício de descarga, folga mínima, folgas nas laterais da palheta, folga entre a palheta e os mancais, folga entre o pistão e os mancais.</p>
Características geométricas e operacionais	<p>Rigidez e frequência natural da válvula de descarga, área efetiva de força e de escoamento em função da posição da válvula na descarga, área efetiva de escoamento na sucção.</p>
Campo de temperaturas	Temperaturas de sucção, de superfície do cilindro e do ambiente interno da carcaça.
Propriedades do fluido refrigerante	Constante do gás.
Parâmetros de simulação	Variação angular de cada laço iterativo, critério de convergência para a massa e número máximo de iterações.

Tabela 5.4 – Resultados da simulação do compressor de pistão rolante.

Dados de Saída	Parâmetro
Capacidade do compressor	Capacidade de refrigeração e vazão mássica.
Eficiências	Volumétrica, isentrópica, mecânica e elétrica.
Perdas em vazão mássica	Refluxos nos processos de sucção e descarga e vazamento através das folgas.
Termodinâmica do fluido	Entalpias médias de refluxo na sucção e descarga e temperatura média de descarga.
Variáveis armazenadas ao longo do processo	Posição do pistão, temperatura e pressão nas câmaras de sucção e de compressão e posição da válvula.

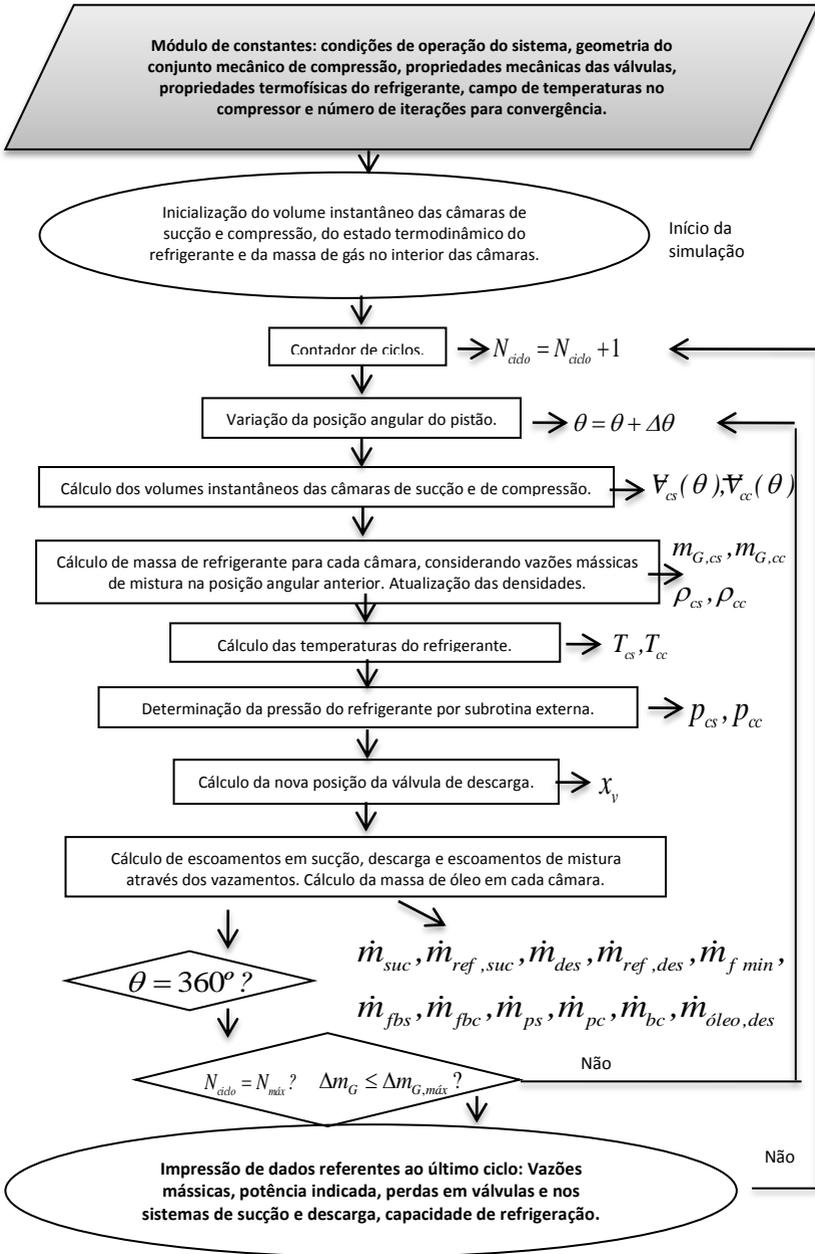


Figura 5.2 – Diagrama de fluxo do processo de compressão do compressor de pistão rolante.

5.2 Modelos de Transferência de Calor

Os códigos de simulação térmica determinam o campo de temperatura necessário à avaliação do desempenho do compressor. Os resultados obtidos do código de simulação do ciclo de compressão são condições de contorno para a atualização das temperaturas no modelo térmico e vice-versa. Para um determinado compressor operando sob condições estabilizadas de um sistema de refrigeração, existe uma solução única para o seu campo de temperaturas e desempenho.

Os balanços de energia nos componentes são alcançados pela minimização dos módulos dos resíduos de energia, obtidos pelo valor absoluto da subtração da equação (3.79) da (3.78).

$$\phi = \dot{W} + \sum_i \dot{m}_{in,i} h_{in,i} - \sum_j \dot{m}_{out,j} h_{out,j} - UA(\bar{T}_{gás} - T_{ref}) \quad (5.1)$$

A conservação da energia é plenamente atendida quando o valor do resíduo (ϕ) em cada componente for igual a zero. Nos modelos, um critério de tolerância máxima para este valor ($\phi_{máx}$) é estabelecido para se assumir a convergência dos resultados.

Os algoritmos utilizados para as simulações do compressor alternativo e do compressor rotativo de pistão rolante são similares, exceto no procedimento numérico para se estimar o novo campo de temperatura. O programa é iniciado com a leitura do campo de temperaturas estimado para o compressor e pelas temperaturas impostas pelo sistema. Em seguida, o código de simulação do ciclo de compressão é acionado. Com o campo de temperaturas e com as informações de vazão mássica e energia consumida pelo compressor, é possível resolver o sistema de equações de energia para a verificação dos resíduos. Caso o módulo de algum dos resíduos seja maior que o critério de convergência estipulado, um campo de temperaturas mais adequado para o desempenho do compressor é estimado por um método numérico, o qual será explicado em detalhes a seguir. Com o novo campo de temperaturas obtido, a simulação do ciclo de compressão é repetida. As simulações com os dois códigos se alternam até que os resíduos atinjam os critérios estabelecidos.

Concluída esta etapa, denominada “Primeira Etapa” na Figura 5.3, o passo seguinte consiste em se estimar a temperatura do refrigerante na linha de sucção. Para tanto, adota-se a abordagem analítica da aleta, representada pelas equações (3.114) a (3.117). Com este novo valor de temperatura na linha de sucção, o coeficiente global

de transferência de calor no sistema de sucção tem seu valor também atualizado e novamente o sistema de equações da energia é resolvido para verificação dos resíduos. Caso algum dos resíduos seja maior que o critério estabelecido, o campo de temperaturas volta a ser atualizado e o programa retorna à primeira etapa. Este ciclo se repete até que os resíduos de energia convirjam para as duas etapas subsequentes.

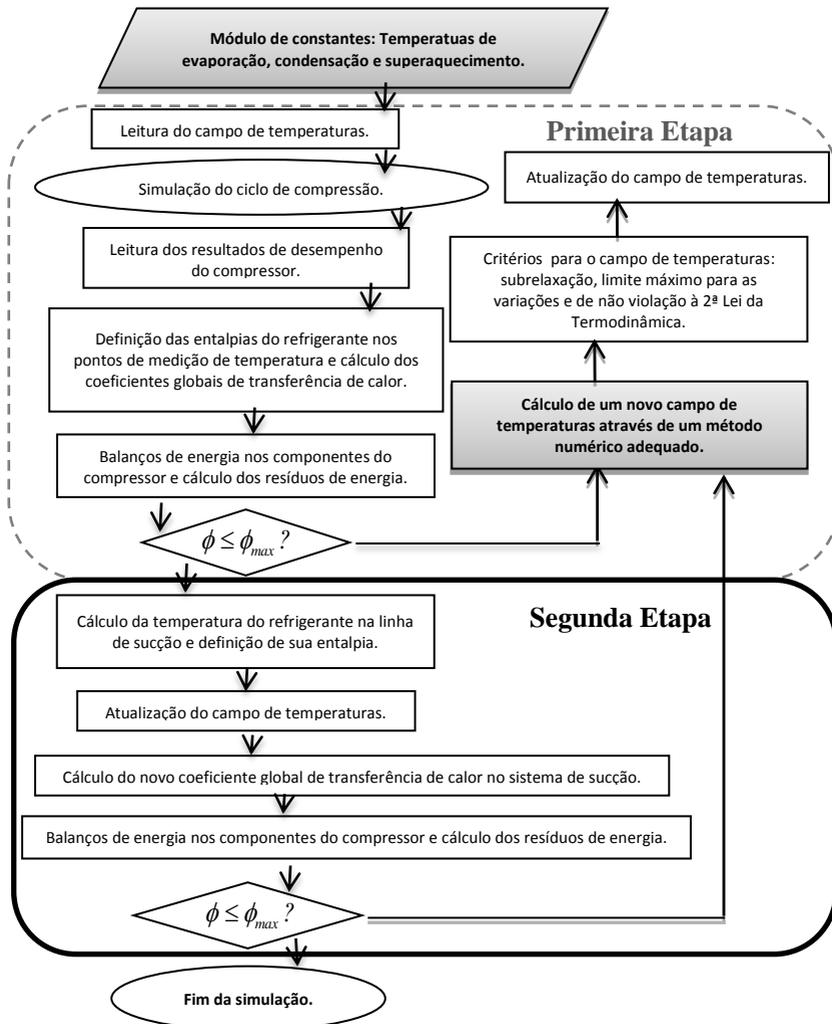


Figura 5.3 – Diagrama de fluxo do modelo de transferência de calor.

O diagrama de fluxo do procedimento de solução do modelo de transferência de calor está apresentado na Figura 5.3. Por outro lado, a Tabela 5.5 relaciona as condições de contorno e variáveis no campo de temperaturas. A temperatura da câmara de descarga encontra-se entre parênteses na tabela, pois esta câmara só existe no compressor alternativo. As demais variáveis estão presentes nos dois tipos de compressores. Os procedimentos para solução do campo de temperaturas em cada compressor são apresentados a seguir.

Tabela 5.5 – Condições de contorno e variáveis no campo de temperaturas.

Temperaturas	Parâmetro no Modelo
Evaporação	
Condensação	Condições de contorno impostas pelo sistema e pelo ambiente.
Superaquecimento	
Ambiente externo	
Linha de sucção	
Carcaça	Variável na primeira etapa e condição de contorno na segunda etapa.
Sucção	
Superfície do cilindro (Câmara de descarga)	Variáveis na primeira etapa.
Linha de descarga	
Ambiente interno	
Descarga	Condição de contorno obtida pela simulação do processo de compressão.

5.2.1 Compressor Alternativo

A seleção de um método numérico conveniente para resolver adequadamente o campo de temperaturas de cada compressor levou em consideração três critérios: velocidade de convergência, simplicidade de implementação e estabilidade numérica.

No caso do compressor alternativo, o método selecionado foi o método das Substituições Sucessivas (Stoecker, 1989), cujas principais vantagens são a simplicidade e a facilidade de implementação. No

entanto, para o compressor de pistão rolante esse método se apresentou instável, mesmo com a utilização de critérios de subrelaxação. Assim, o método de Newton-Raphson (Stoecker, 1989) foi selecionado como a opção funcional mais simples. Embora mais robusto do que o primeiro, o método de Newton-Raphson necessita que o ciclo de compressão seja simulado três vezes para cada atualização do campo de temperaturas na primeira etapa (Figura 5.3) enquanto que no método das substituições sucessivas a simulação do ciclo é acionada somente uma vez.

De fato, a simulação do ciclo de compressão é o fator determinante para o custo computacional envolvido no acoplamento dos modelos. Assim, pode-se dizer que, neste caso, o método das Substituições Sucessivas acaba por se tornar três vezes menos dispendioso que o método de Newton-Raphson, especialmente quando o campo de temperaturas inicial encontra-se próximo da solução.

No compressor alternativo, a obtenção do campo de temperaturas inicia com a determinação da temperatura da linha de descarga, na saída do compressor, a partir do campo inicial. Com essa temperatura e a pressão de condensação, obtém-se a entalpia da linha de descarga. Então, um balanço de energia global na carcaça do compressor é realizado e as temperaturas da carcaça e do ambiente interno são obtidas. Com a temperatura do ambiente interno e a condição de contorno da temperatura de descarga, é possível se obter a temperatura na câmara de descarga e, em seguida, a temperatura da linha de descarga, pelos balanços de energia no sistema de descarga. Se a diferença de temperaturas para a linha de descarga estimada inicialmente e a obtida através dos cálculos for superior a um critério de convergência, um novo ciclo se iniciará assumindo a nova temperatura como valor inicial. Este processo se repetirá até que seja atingida a convergência.

Uma vez determinadas as temperaturas no sistema de descarga, na carcaça e no ambiente interno, a temperatura de sucção é calculada e, por fim, a temperatura de superfície do cilindro. Os procedimentos numéricos para atualização do campo de temperaturas através do método de Substituições Sucessivas encontram-se ilustrados na Figura 5.4.

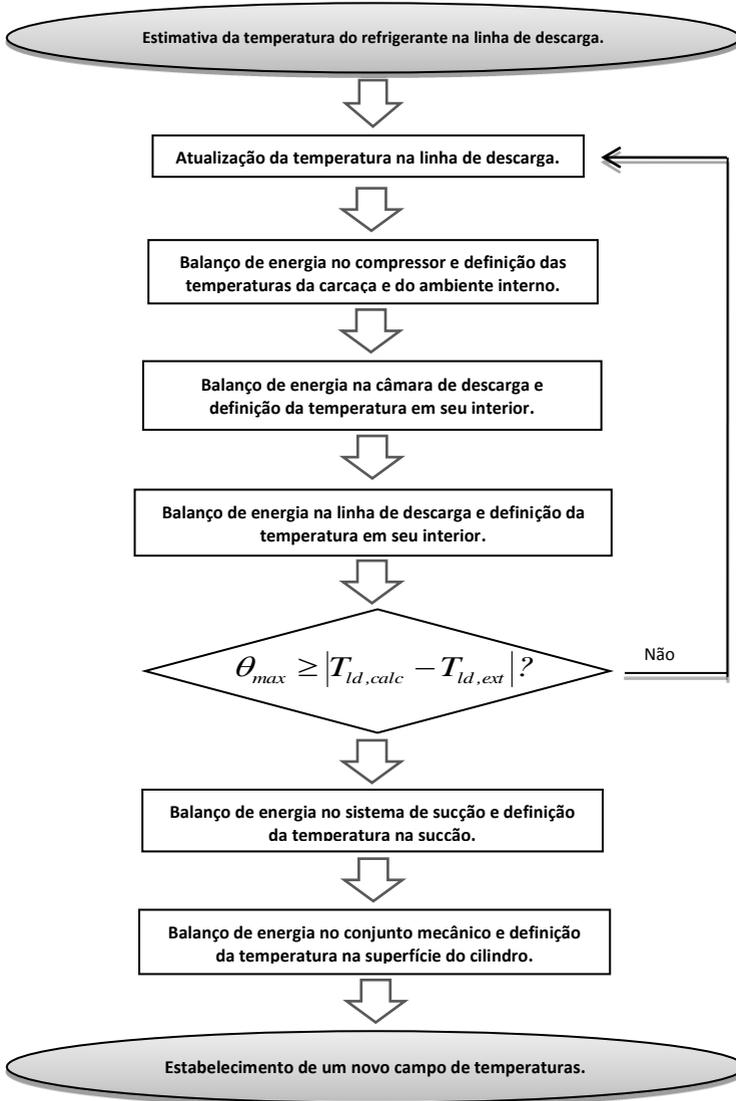


Figura 5.4 – Diagrama de fluxo da estimativa do campo de temperaturas através do método das substituições sucessivas.

5.2.2 Compressor de Pistão Rolante

Apesar de ser simples, o método das Substituições Sucessivas depende do conjunto de equações a ser resolvido e da ordem em que elas são organizadas para a atualização da variável desejada. Isto torna o método dependente tanto da natureza das equações, quanto da experiência do usuário para evitar problemas de divergência do procedimento de solução.

Foi constatado que a temperatura do ambiente interno do compressor de pistão rolante é consideravelmente mais sensível às condições de sistema que no caso do compressor alternativo. Como as temperaturas de sucção e de superfície do cilindro são dependentes da temperatura do ambiente interno na solução do modelo de transferência de calor, a estabilidade numérica para convergência é comprometida.

Deste modo, verificou-se que o método de Newton-Raphson apresentou-se adequado para a atualização do campo de temperaturas do compressor rotativo para múltiplas equações e múltiplas variáveis. Este método é mais robusto que o das Substituições Sucessivas, pois o sistema de equações é resolvido na forma matricial. Portanto, a solução do sistema não depende da ordem das equações. Os resíduos de energia, apresentados na equação (5.1), são assumidos como funções resíduo do campo de temperaturas, ou seja:

$$\Phi_i = \Phi_i(T_1, T_2, \dots, T_n) \quad (5.2)$$

Através de uma expansão em série de Taylor truncada no termo de primeira ordem, é possível estimar a função resíduo em questão da seguinte forma:

$$\Phi_i(T_{j,t}) \approx \Phi_i(T_{j,c}) + \frac{\partial \Phi_i(T_j)}{\partial T_j} (T_{j,t} - T_{j,c}) \quad (5.3)$$

onde os sub-índices t e c referem-se aos valores da temperatura estimada e da suposta temperatura correta. Sabendo que a função resíduo para o campo de temperaturas correto é igual a zero, pode-se aproximar a equação acima para um conjunto de pontos discretos da seguinte forma:

$$\phi_i(T_{j,t}) \approx \frac{\Delta\phi_i(T_j)}{\Delta T_j} (T_{j,t} - T_{j,c}) \quad (5.4)$$

Com isto, um novo campo de temperaturas pode ser definido pela solução do sistema de equações. A variação nas temperaturas de sucção e de superfície do cilindro causa impacto direto no desempenho do compressor. Desta forma, para se determinar os valores das funções resíduo nesses dois casos, é necessário simular o processo de compressão. Na Figura 5.5, é apresentado o diagrama de fluxo para a estimativa do campo de temperaturas pelo método Newton-Raphson.

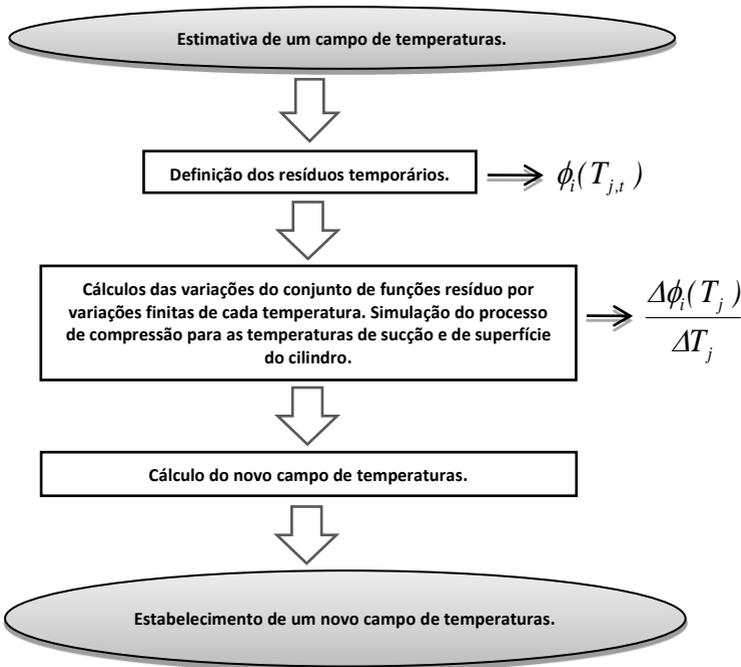


Figura 5.5 – Diagrama de fluxo da estimativa do campo de temperaturas através do método Newton Raphson.

5.3 Validação dos Modelos

Para a validação dos códigos de simulação dos ciclos de compressão e das transferências de calor, empregam-se comparações para os resultados numéricos e dados experimentais. Primeiramente, os modelos dos ciclos de compressão são verificados para resultados de vazão mássica, capacidade de refrigeração e desempenho termodinâmico, considerando o campo de temperaturas medido em bancada. Em seguida, os modelos dos processos de compressão acoplados às formulações para transferência de calor são verificados para a previsão da capacidade de refrigeração e do campo de temperaturas em diferentes condições de operação. Por meio dessa abordagem, buscou-se observar eventuais discrepâncias do modelo do ciclo de compressão e do modelo de transferência de calor a partir de comparações com dados experimentais. Além disso, para o compressor de pistão rolante, são apresentados resultados do modelo de simulação do ciclo de compressão desenvolvido parcialmente neste trabalho e do modelo anterior de Puff e Souza (1994).

Os resultados experimentais utilizados neste trabalho foram extraídos de relatórios de engenharia da Whirlpool S.A. – Unidade Embraco e de trabalhos realizados por outros no POLO. Tais medições fornecem valores para consumo de energia, vazão mássica, deslocamento de válvulas, posição do pistão, pressões na câmara de compressão e nas linhas de sucção e descarga, bem como temperaturas em diversos pontos do compressor. Foram utilizados resultados experimentais de dois modelos diferentes de compressores alternativos e de um modelo de pistão rolante, cujas características e condições de teste estão descritas na Tabela 5.6.

O código de simulação do ciclo de compressão do compressor alternativo utilizado neste trabalho é um método consolidado, tendo sido utilizado em diversos trabalhos (Gomes, 2006, Kremer, 2006, Pizarro, 2007 e Schreiner, 2008). Um exemplo da acurácia do modelo na previsão do processo termodinâmico é demonstrado através de comparações de resultados numéricos e experimentais na Tabela 5.7, extraído de Gomes (2006).

Por sua vez, o modelo de compressão do compressor rotativo foi parcialmente desenvolvido neste trabalho, com a inclusão de balanços de massa e energia, critério de convergência para a massa e cálculo de propriedades de mistura do par óleo e refrigerante nos vazamentos. Os resultados numéricos deste modelo, do modelo de Puff e Souza (1994) e experimentais para este compressor estão apresentados na Tabela 5.8.

Tabela 5.6 – Características dos compressores alternativo e rotativo, e condições de testes.

Características de Operação			
Compressor	Alternativo de rotação constante	Alternativo de rotação variável	Rotativo de pistão rolante
Rotação do motor elétrico	50 Hz	Variável	60 Hz
Deslocamento volumétrico	11,14 cm ³	9,04 cm ³	10,60 cm ³
Refrigerante	R600a	R600a	R22
Óleo	Mineral/ISO7	ALQUILB/ISO5	4GS
Condições de Teste			
Temperaturas (pressões)	[°C]	[°C]	[°C]
Evaporação	-25,0 (0,58 bar)	-25,0 (0,58 bar)	7,2 (6,26 bar)
Condensação	55,0 (7,65 bar)	30,0 (4,04 bar)	54,4 (21,47 bar)
Subresfriamento	55,0 (líquido saturado)	25,0	46,1
Superaquecimento	32,2	25,0	35,0
Ambiente	32,2	25,0	35,0

Tabela 5.7 – Resultados numérico e experimental para o compressor alternativo de rotação constante. (Reproduzido de Gomes, 2006).

Dados	\dot{m} [kg/h]	\dot{Q} [W]	\dot{W}_{ind} [W]	\dot{W}_{suc} [W]	\dot{W}_{des} [W]	COP_{pV}
Experimental	2,00	154	88,4	5,40	4,04	1,74
Numérico	2,02	155	85,3	4,62	3,80	1,83
Desvio [%]	-0,9	-0,9	3,5	14,4	6,0	-4,4

Conforme se pode observar, os resultados numéricos dos modelos atuais relacionados à vazão mássica, capacidade de refrigeração e potência indicada, para ambos os compressores, concordam com os dados experimentais, com desvios inferiores a 4%. Já os resultados comparativos de perdas termodinâmicas apresentaram desvios de até

15%. Deve ser observado que as perdas no processo de descarga do compressor de pistão rolante não foram obtidas experimentalmente.

No modelo de Puff e Souza, os desvios em relação a dados experimentais de vazão mássica e capacidade de refrigeração na Tabela 5.8 foram duas vezes maiores que aqueles do modelo atual, com valores de 4%. Devido à maior vazão mássica prevista no modelo antigo, a perda de energia na etapa de admissão foi conseqüentemente maior.

Tabela 5.8 – Resultados numérico e experimental para o compressor de pistão rolante.

Dados	\dot{m} [kg/h]	\dot{Q} [W]	\dot{W}_{ind} [W]	\dot{W}_{suc} [W]	\dot{W}_{des} [W]	COP_{pV}
Experimental	43,96	2084	558	13,1	[-]	3,73
Numérico - Modelo Atual	43,08	2043	540	15,1	7,1	3,75
Desvio [%]	2,0	2,0	3,3	-15,1	[-]	-0,1
Numérico - Puff e Souza (1994)	45,87	2175	568	18,7	7,8	3,83
Desvio [%]	-4,3	-4,3	-1,8	42,7	[-]	-2,7

De acordo com Gomes (2006), uma parcela das diferenças encontradas entre os resultados pode estar relacionada à mudança do desempenho do compressor devido à presença de instrumentação intrusiva nos experimentos, difícil de ser caracterizada nos modelos matemáticos. Além disso, embora os desvios percentuais relacionados às perdas termodinâmicas nos processos de sucção e descarga serem bem maiores do que as das demais quantidades, as magnitudes das respectivas potências são consideravelmente menores do que a potência indicada. Assim, os erros relacionados a perdas nos sistemas de válvulas para estas condições têm relevância marginal nos resultados globais de potência indicada e de capacidade de refrigeração. Maiores detalhes a respeito das dificuldades de modelação impostas pela instrumentação podem ser encontrados em Pereira (2006).

Nos resultados apresentados até aqui, as condições de contorno dadas pelos campos de temperaturas necessários às simulações foram obtidas nos testes experimentais. O passo seguinte foi então testar os modelos de transferência de calor, acoplados à simulação do ciclo de compressão, em uma condição de operação crítica definida pela variação

considerável da vazão mássica. Bezerra *et al.* (2010) mostraram que a hipótese de coeficientes globais de troca de calor constantes para o modelo é inadequada em situações em que a vazão mássica é bastante diferente daquela em que o modelo foi calibrado.

A Figura 5.6 apresenta uma comparação entre resultados numéricos e experimentais para o compressor alternativo de rotação variável para três rotações: 1200, 2000 e 4500 rpm. Os resultados em questão são capacidades de refrigeração obtidas de medições em calorímetro e por meio do modelo de simulação do ciclo de compressão. As temperaturas utilizadas como condições de contorno do modelo do ciclo de compressão foram obtidas experimentalmente num teste e previstas numericamente em outro, compondo assim, os três tipos de resultados obtidos para as comparações.

Observa-se da Figura 5.6 que os resultados experimentais são um pouco menores dos que os valores previstos numericamente, podendo haver alguma influência da instrumentação do compressor. De fato, o compressor não instrumentado deve fornecer uma capacidade de refrigeração 10% maior que o valor apresentado para 1200rpm e em torno de 4% maior para as demais rotações. Isto permite concluir que as previsões do ciclo de compressão estão dentro da faixa de incertezas da medição.

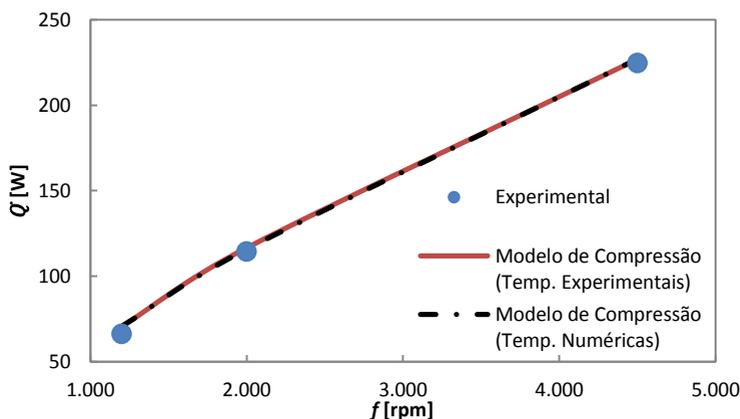


Figura 5.6 – Resultados da capacidade de refrigeração para um compressor alternativo de rotação variável.

Os desvios na capacidade de refrigeração em relação aos modelos numéricos, dado pela estimativa e medição do campo de temperaturas

foram menores que 1%, o que mostra que o modelo de transferência de calor cumpriu com seu objetivo, mesmo com variações de vazão mássica de até 300%.

As temperaturas de sucção e de superfície do cilindro são as mais importantes na simulação do ciclo de compressão. Verifica-se na Tabela 5.9 que a máxima diferença entre os valores experimentais e numéricos dessas temperaturas foi menor que 3°C. A temperatura da carcaça apresentou as maiores diferenças, com desvios de até 5°C. No entanto, isto não influenciou significativamente na previsão da temperatura da linha de sucção.

Na Figura 5.7, encontram-se os resultados de desempenho para o compressor rotativo de pistão rolante. Foram obtidos quatro tipos de resultados para avaliação dos modelos atuais em comparação com dados experimentais e com o modelo antigo do ciclo de compressão, proposto por Puff e Souza (1994). Nos testes de validação, foram mantidas as condições de operação, exceto pela temperatura de evaporação, que variou de -5°C a 15°C. Isto permitiu avaliar o compressor em capacidades de refrigeração variando entre 1300W e 2800W. Observa-se que os desvios entre resultados numéricos dos modelos atuais e experimentais foram inferiores a 4%. Além disso, percebe-se que o campo de temperaturas previsto numericamente permitiu a obtenção de resultados de capacidade de refrigeração, ou seja, de vazão mássica praticamente idênticos àqueles obtidos de simulações com dados experimentais de temperatura. Os resultados das temperaturas numéricas e experimentais encontram-se na Tabela 5.10.

Tabela 5.9 – Resultados do campo de temperaturas para o compressor alternativo de rotação variável.

Rotação [rpm]	1200			2000			4500		
	Exp.	Num.	Dif.	Exp.	Num.	Dif.	Exp.	Num.	Dif.
Linha de Sucção	28,0	28,1	-0,1	28,1	28,2	-0,1	[-]	28,5	[-]
Sucção	36,7	36,1	0,6	37,6	40,0	-2,5	47,1	46,7	0,4
Cilindro	51,1	49,0	2,0	56,3	56,4	-0,1	78,9	80,0	-1,1
Ambiente Interno	40,8	39,2	1,6	48,4	44,3	4,1	56,1	55,5	0,6
Câmara de Descarga	60,1	60,3	-0,2	76,6	74,3	2,3	100,9	99,4	1,5
Linha de Descarga	41,0	44,5	-3,5	51,1	53,9	-2,9	73,5	73,0	0,5
Carcaça	39,7	35,0	4,6	42,1	39,0	3,1	52,2	48,0	4,2

Ao contrário do verificado para o compressor alternativo, os resultados numéricos do modelo atual do ciclo de compressão subestimam a capacidade de refrigeração, sendo que o desvio aumenta com a vazão mássica. Dois motivos podem estar relacionados a este fenômeno. O primeiro é que a hipótese de vazamento de mistura saturada tende a superestimar os vazamentos de refrigerante e, conseqüentemente, subestimar o desempenho do compressor. O segundo diz respeito à incerteza do valor da área efetiva de escoamento da sucção indicada por Puff e Souza (1994). Por falta de dados geométricos sobre o sistema de sucção, não foi possível investigar esta questão no presente trabalho.

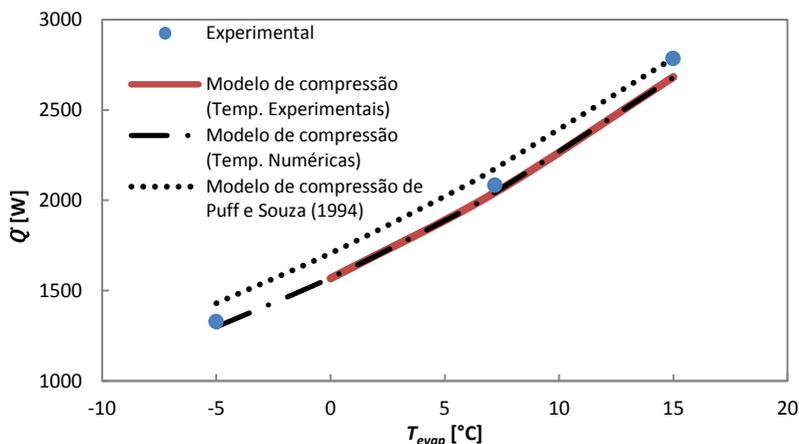


Figura 5.7 – Resultados da capacidade de refrigeração para um compressor de pistão rolante.

Simulações foram conduzidas com o modelo do ciclo de compressão de Puff e Souza (1994), utilizando os campos de temperaturas encontrados numericamente nas diversas condições testadas. O modelo antigo apresentou desvios de capacidade de até 8% com relação aos dados experimentais. Além disso, a temperatura máxima atingida pelo gás no final do ciclo de compressão deste modelo apresentou inconsistência. Na condição de operação com temperatura de evaporação de 0°C, a temperatura medida do gás logo após a válvula de descarga, na região externa do mecanismo de compressão foi de 150°C. Isto indica que a temperatura do fluido no interior do cilindro, durante a etapa de descarga, deve apresentar valores iguais ou superiores a este, devido a sua maior energia interna. No entanto, o modelo de Puff e

Souza (1994) apresentou resultado de temperatura máxima de 127°C, consideravelmente aquém do esperado. Com os cálculos da temperatura do fluido subestimados ao longo do ciclo, os resultados de capacidade de refrigeração foram, conseqüentemente, superestimados, conforme se observa na Figura 5.7.

O modelo atual do ciclo de compressão apresentou, para a condição de operação com evaporação a 0°C, temperatura média de descarga de 160°C, demonstrando maior coerência com a temperatura medida na descarga.

Tabela 5.10 – Resultados do campo de temperaturas para o compressor de pistão rolante.

Temperaturas [°C]	Condições de Operação								
	0,0			7,2			15,0		
Evaporação	0,0			7,2			15,0		
Condensação	54,4			54,4			54,4		
Sub-Resfriamento	46,1			46,1			46,1		
Superaquecimento	35,0			35,0			35,0		
Ambiente Externo	35,0			35,0			35,0		
	Exp.	Num.	Dif.	Exp.	Num.	Dif.	Exp.	Num.	Dif.
Linha de Sucção	39,8	39,1	0,7	37,6	38,0	-0,4	34,4	37,0	-2,6
Sucção	59,0	58,1	0,9	51,4	51,6	-0,2	46,1	46,3	-0,2
Cilindro	119,0	118,2	0,8	104,4	104,2	0,2	89,6	90,2	-0,6
Ambiente Interno	136,8	135,2	1,6	120,5	120,2	0,3	103,1	104,5	-1,4
Linha de Descarga	125,9	125,2	0,7	114,4	114,4	0,0	100,8	101,6	-0,8
Carcaça	111,3	111,1	0,2	100,5	100,7	-0,3	87,8	89,6	-1,8

As temperaturas previstas numericamente para o compressor de pistão rolante são apresentadas na Tabela 5.10 e mostram concordância satisfatória com dados experimentais. Para as temperaturas de sucção e de superfície do cilindro, as diferenças são inferiores a 2°C. Para as demais temperaturas, as diferenças foram também pequenas, exceto para a temperatura da linha de sucção na condição de evaporação de 15°C. No entanto, neste caso observa-se que houve um erro no procedimento experimental, pois a temperatura na linha de sucção na entrada do compressor é inferior a 35°C, que é a condição de superaquecimento na saída do evaporador. Isto indica que não se conseguiu elevar esta

temperatura no experimento até o valor estipulado, provavelmente por dificuldades devido à alta vazão mássica do compressor nesta condição.

Parte do êxito na previsão dos campos de temperaturas se deve ao fato de que foram exatamente para essas três condições de operação que as constantes das equações dos coeficientes globais foram obtidas. Assim, existe a possibilidade de que os valores das constantes das equações tenham que ser ajustadas caso outras condições de operação sejam analisadas.

5.4 Procedimentos de Otimização

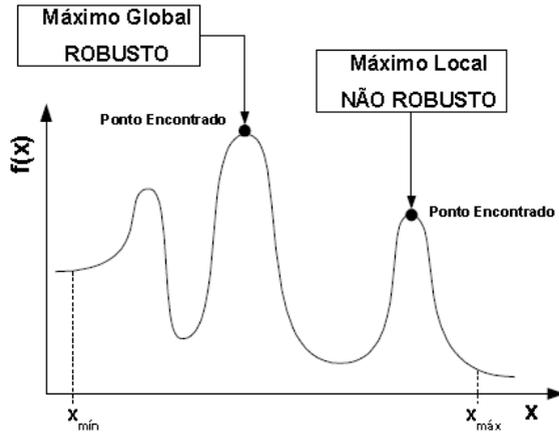
Neste trabalho, objetiva-se analisar os desempenhos dos compressores de pistão rolante e alternativo para uma capacidade de refrigeração pré-estabelecida. Com a intenção de se realizar uma análise comparativa conclusiva, os compressores devem ser adequadamente projetados para tal aplicação, através de um procedimento de otimização. Além disso, a inclusão de um algoritmo de otimização permite a criação de cenários capazes de identificar potencialidades e limitações inerentes a cada tecnologia, fundamental em projetos de novos compressores.

Os modelos de simulação do ciclo de compressão, acoplados aos modelos de transferência de calor foram acoplados a um algoritmo de otimização disponibilizado pelo código comercial modeFRONTIER (ESTECO, 2010). A seguir, apresenta-se uma breve introdução à otimização, com enfoque no algoritmo genético aplicado a este trabalho, bem como sobre as variáveis submetidas à otimização.

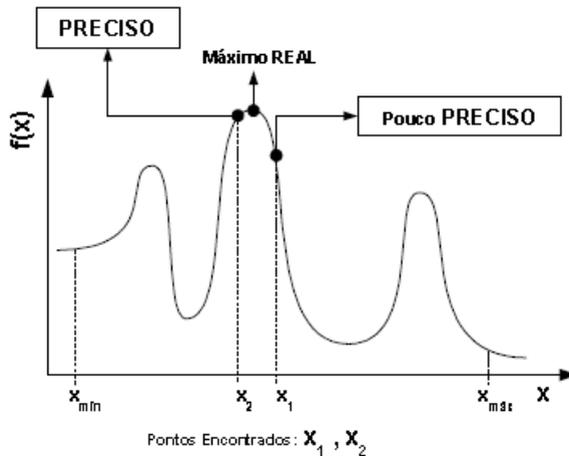
5.4.1 Introdução

De acordo com HAUPT e HAUPT (2004), a otimização é um processo de ajuste de parâmetros de entrada ou características de um dispositivo, de um processo matemático ou de um experimento para se encontrar o mínimo ou máximo resultado ou parâmetro de saída. Os parâmetros de entrada são as variáveis e o processo ou função é conhecido como função-objetivo, cujos resultados deverão ser processados para obtenção dos valores ótimos. Na otimização pode haver um ou mais objetivos ou uma ou mais funções objetivo, sendo que para este último caso denomina-se otimização multi-critérios. As variáveis da função devem estar contidas dentro de um domínio, cujos limites são impostos pelo usuário. De fato, cada variável pode ser submetida a restrições. Isto significa dizer que caso a mesma assuma um

valor que ultrapasse a restrição estabelecida, o resultado é entendido como inviável. Além dessa restrição, pode haver restrições também para determinadas combinações de variáveis ou, até mesmo, restrições para resultados.



(a) Robustez.



(b) Precisão.

Figura 5.8 – Características de um algoritmo de otimização. (Reproduzido de Gomes, 2006).

De forma geral, as propriedades desejáveis num algoritmo de otimização são: robustez, eficácia e acurácia. A robustez está

relacionada à capacidade de se encontrar ótimos globais, independentemente das condições iniciais. A eficácia está relacionada à velocidade de convergência dos resultados enquanto que a precisão diz respeito ao quão perto os pontos de ótimo encontrados estão do ponto de máximo ou de mínimo real da função. Gomes (2006) apresenta uma ilustração interessante sobre robustez e precisão de resultados, conforme a Figura 5.8.

5.4.2 Algoritmo Genético

Existem diversos tipos de algoritmos de otimização, com aplicações limitadas a determinados casos. Para o estudo em questão, alguns trabalhos indicam que algoritmos genéticos são adequados à otimização de compressores por apresentarem robustez e acurácia, apesar de eficácia relativamente baixa comparada a outros métodos (Gomes, 2006). Mais especificamente, o algoritmo genético NSGA II (*Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II*) demonstrou ser adequado para buscas de multi-critérios em compressores (Ooi, 2007) e mais eficaz que outros algoritmos genéticos mais antigos (Deb *et al.*, 2002). Por este motivo, esse algoritmo foi selecionado para o presente trabalho.

Em linhas gerais, os algoritmos genéticos utilizam técnicas de busca e otimização baseadas em princípios da genética e da seleção natural. Cada combinação dos parâmetros de entrada para obtenção da função-objetivo é entendida como um indivíduo. É necessário um grupo de indivíduos inicial para a realização da busca. A este grupo é dado o nome de população. Os valores das variáveis que formam cada indivíduo compõem o gene que o caracteriza. Os novos indivíduos terão os valores de suas variáveis como a combinação das variáveis de dois indivíduos já existentes, em analogia à combinação genética para a geração de uma nova vida. Cada grupo de população formada pelos indivíduos antigos é chamado de geração. Além da combinação genética de dois indivíduos antigos para a formação de um novo existe uma probabilidade de mutação de parte da cadeia genética. Este artifício contribui para a robustez na busca do objetivo. A seleção dos indivíduos que deverão transmitir suas informações genéticas para a próxima geração e dos indivíduos que deverão morrer é realizada por meio de análises combinatórias e estatísticas.

Em otimizações de multi-critérios podem existir a busca de objetivos conflitantes, ou seja, a otimização de um objetivo pode distanciar a otimização de outro. Um exemplo de fácil compreensão relacionado à economia pode ser os objetivos de maximização do

consumo interno em um país e a redução da taxa de inflação. Assim, não existe um único ponto de ótimo, mas uma frente de pontos que podem ser ditos ótimos. A esta frente é atribuído o nome de frente de Pareto.

No caso do método NSGA II, utilizado para otimizações de multi-critérios, a evolução das buscas é feita com base em um modelo matemático elitista, mas que, ao mesmo tempo, procura garantir a diversidade genética da população. Este modelo é o que torna o algoritmo mais rápido comparado a algoritmos genéticos anteriores e, como resultado, o método é capaz de obter boa distribuição de pontos (indivíduos) na frente de Pareto.

5.4.3 Procedimento de Otimização dos Compressores

Para o compressor alternativo, foram otimizados os sistemas de sucção e descarga. As dimensões do conjunto pistão-cilindro seguiram uma razão de aspecto estabelecida para garantir acomodação adequada ao conjunto biela-manivela. A variação das dimensões da câmara de compressão se deu somente para garantir a capacidade de refrigeração desejada. Os parâmetros otimizados para este compressor estão presentes na Tabela 5.11.

Na otimização do compressor rotativo, o conjunto pistão cilindro foi otimizado juntamente aos orifícios de sucção e descarga e válvula de descarga. Também neste caso, procurou-se encontrar uma relação entre os raios do pistão e do cilindro e entre suas alturas de forma a garantir um deslocamento volumétrico capaz de fornecer a capacidade de refrigeração requisitada. As variáveis otimizadas neste caso estão apresentadas na Tabela 5.12.

Na modelação da dinâmica das válvulas, conforme representado na equação (3.76), os parâmetros massa, rigidez e coeficiente de amortecimento são parâmetros relacionados a propriedades mecânicas do material e suas dimensões geométricas. O valor do coeficiente de amortecimento, normalmente, é obtido por meio de ajuste experimental e assumido constante para fins de otimização. Já a massa e rigidez equivalente podem ser obtidas por correlações analíticas, cujo detalhamento da abordagem encontra-se no Apêndice A. Estas relações são importantes para efeitos de otimização das dimensões da válvula.

Tabela 5.11 – Variáveis otimizadas no compressor alternativo.

Tipos de Variáveis	Número de Variáveis
Número de orifícios de sucção e de descarga	2
Diâmetro de orifício de sucção e de descarga	2
Espessura das válvulas de sucção e de descarga	2
Altura do orifício de descarga	1
Palheta auxiliar de descarga: posição (em relação à válvula de descarga), rigidez equivalente, frequência natural.	3
Comprimento e diâmetro dos tubos e câmaras no sistema de sucção (3 câmaras e 2 tubos)	10
Comprimento e diâmetro dos tubos e câmaras no sistema de descarga (2 câmaras e 2 tubos)	8

Tabela 5.12 – Variáveis otimizadas no compressor de pistão rolante.

Tipos de Variáveis	Número de Variáveis
Raio do cilindro	1
Raio externo do pistão	1
Diâmetro de orifício de sucção e de descarga	2
Espessura da válvula de descarga	1

Os filtros de sucção e descarga no compressor alternativo têm suas geometrias simplificadas através de uma série de tubos e volumes. No processo de otimização, as variáveis analisadas são os diâmetros e comprimentos dos tubos e dimensão do volume. Estas foram as caracterizações dos parâmetros utilizados no processo de otimização.

6.1 Introdução

O acoplamento de um algoritmo de otimização ao modelo de simulação do ciclo de compressão, acoplado a um modelo de transferência de calor permitiu a obtenção de projetos ótimos de compressores alternativos e rotativos de pistão rolante para posterior análise comparativa.

A condição do sistema de refrigeração foi estabelecida a partir das temperaturas de evaporação e de condensação, superaquecimento e vazão mássica a serem atendidas. Três diferentes rotações foram testadas para ambos os compressores, definindo diferentes deslocamentos volumétricos. Estas rotações, múltiplas de 50Hz, foram estabelecidas com base na frequência da rede elétrica europeia. Além disso, definiram-se os limites dimensionais de folgas a partir das tolerâncias atuais dos processos de fabricação. O melhor projeto de cada tipo de compressor em cada rotação, atendendo às restrições de projeto, foi selecionado para as análises comparativas apresentadas neste capítulo. A Tabela 6.1 apresenta uma síntese dos requisitos de projeto estabelecidos para as análises.

Na otimização geométrica do compressor alternativo foram contempladas 28 variáveis (Tabela 5.11), enquanto que no compressor de pistão rolante foram consideradas apenas 5 (Tabela 5.12). Apesar do menor número de variáveis livres no compressor de pistão rolante, outros 18 parâmetros como altura do cilindro, posições dos orifícios de sucção e descarga e dimensões de válvula tiveram valores atualizados como função das variáveis livres estabelecidas. Em todos os casos, as funções objetivo a serem atendidas foram: maximização da eficiência isentrópica e maximização da eficiência volumétrica. Por fim, para cada projeto, o compressor que obteve maior eficiência isentrópica e vazão mássica dentro das restrições de projeto foi selecionado.

Para a melhor compreensão das análises de desempenho, caracterizaram-se teoricamente as principais fontes de ineficiências isentrópica e volumétrica dos compressores.

Tabela 6.1 – Requisitos de projeto estabelecidos.

Parâmetro	Definição
Temperaturas de operação do sistema de refrigeração	Evaporação: $T_e = 10,0^\circ\text{C}$
	Condensação: $T_c = 55,0^\circ\text{C}$
	Subresfriamento: $T_{sub} = 43,0^\circ\text{C}$
	Superaquecimento: $T_{sup} = 43,0^\circ\text{C}$
Vazão mássica alvo	$\dot{m} = (25,00 \pm 1,25)\text{kg/h}$
Capacidade de aquecimento alvo	$\dot{Q} = 1400\text{W}$
Fluido refrigerante	R134a
Óleo lubrificante	Poliol ester ISO 7
Rotações do motor	$f = 50\text{Hz}, 100\text{Hz e } 200\text{Hz}$
Folgas no compressor alternativo	Folga pistão-cilindro: $\frac{D_{cil}-D_{pis}}{2} = 8 \mu\text{m}$
	Altura de câmara do volume morto: $h_{min} = 170\mu\text{m}$
	Folga mínima: $\delta_{min} = 12\mu\text{m}$
Folgas no compressor rotativo	Folga axial pistão-cilindro: $\delta_p = 13\mu\text{m}$
	Folga lateral palheta-cilindro: $\delta_{fb} = 8\mu\text{m}$
	Folga de topo palheta-cilindro: $\delta_{bc} = 8\mu\text{m}$

6.2 Análise Térmica: Temperaturas Médias em Regiões Estratégicas dos Compressores

Na Tabela 6.2, estão apresentados os resultados do campo de temperaturas obtidos com os modelos de transferência de calor para os dois tipos de compressores nas três rotações (50, 100 e 200Hz). Conforme esperado, os compressores de maior rotação, por terem dimensões reduzidas em relação ao compressor de 50Hz, apresentaram temperaturas maiores, de modo geral. Isto ocorre porque a dissipação de calor do compressor se torna mais difícil com a redução das superfícies de troca sem necessária redução da energia térmica gerada no interior do equipamento, já que a vazão mássica é mantida constante.

A temperatura do fluido na linha de sucção está variando basicamente como função da temperatura média da carcaça. No caso do

compressor alternativo, a variação máxima de quase 10°C da temperatura da carcaça entre as rotações causa uma variação menor que 1°C na temperatura do gás na entrada do compressor. Seguindo proporções similares, no compressor de pistão rolante, a variação de cerca de 25°C na temperatura média da carcaça resulta em uma variação menor que 2°C na linha de sucção.

Os níveis de temperatura de sucção são indicativos fundamentais das perdas por superaquecimento. Por exemplo, a razão entre as temperaturas absolutas de sucção e de superaquecimento dão a ordem de grandeza das perdas em eficiência volumétrica por superaquecimento. Os níveis de temperatura na sucção, antes da entrada no cilindro de compressão, do compressor alternativo são comparativamente maiores do que aquelas do compressor de pistão rolante nas mesmas rotações. Apesar de a temperatura do fluido na linha de sucção e da temperatura do ambiente interno do compressor alternativo serem menores, os parâmetros construtivos do seu filtro de sucção são determinantes para o maior aquecimento. O fato é que, ao contrário do compressor rotativo, o compressor alternativo possui um filtro de sucção com superfície relativamente grande para troca térmica no interior do compressor. Além disto, conta também com uma válvula de sucção que contribui para a intensificação do calor das paredes da câmara de sucção para o gás. Morriesen e Deschamps (2009) corroboram experimentalmente estas análises mostrando ainda que os maiores ganhos de temperatura do gás ocorrem no intervalo em que a válvula se encontra fechada. Finalmente, deve ser mencionado que o fluido do sistema de sucção do compressor alternativo se mistura com o fluido aquecido no ambiente interno antes de entrar na câmara de compressão, contribuindo para o superaquecimento.

O compressor de pistão rolante possui conexão direta entre a linha de sucção e a câmara de admissão e não conta com válvula de sucção, sendo uma configuração mais conveniente do ponto de vista termodinâmico. Isto permite que a temperatura de sucção, antes da entrada no cilindro, seja até 5°C inferior àquela do compressor alternativo na mesma rotação.

A combinação entre as temperaturas de sucção e da superfície do cilindro influencia no trabalho de compressão e no estado termodinâmico final do fluido comprimido. Quanto menor a temperatura de superfície do cilindro e do fluido admitido, menor será o trabalho específico realizado pelo compressor, maior será a eficiência volumétrica e menor a temperatura de final de compressão, denominada temperatura da válvula de descarga na Tabela 6.2.

Pode-se antecipar qualitativamente que no caso do compressor de pistão rolante, o trabalho específico efetivo a 200Hz será maior do que em todos os outros projetos otimizados dos compressores, devido ao valor da temperatura da válvula de descarga ser maior que 10°C das demais configurações.

A diferença de temperatura entre a válvula de descarga e a linha de descarga, no caso do compressor alternativo, indica a quantidade de calor perdida no sistema de descarga. Este calor é indesejável, pois contribui no superaquecimento do fluido no sistema de sucção e junto à superfície do cilindro. As perdas de calor no sistema de descarga no compressor alternativo são similares para 50Hz e 100Hz e um pouco menores para 200Hz.

No compressor de pistão rolante, a diferença de temperatura entre a válvula de descarga e a linha de descarga indica quanto calor o compressor perdeu, principalmente, para o ambiente externo, mas também para o sistema de sucção e para o conjunto mecânico. Como a descarga é realizada diretamente no ambiente interno, a temperatura média deste ambiente é delimitada entre a temperatura da válvula de descarga e da linha de descarga. A descarga direta no ambiente interno do compressor explica também o fato de as temperaturas médias da carcaça ser maior que no caso dos compressores alternativos.

Tabela 6.2 – Campo de temperaturas nos compressores.

Temperaturas [°C]	Alternativo			Pistão Rolante		
	50Hz	100Hz	200Hz	50Hz	100Hz	200Hz
Linha de Sucção	44,4	44,6	44,9	45,0	45,2	46,5
Sucção	53,7	55,5	54,6	50,8	50,4	53,0
Cilindro	83,3	85,7	87,5	86,8	90,7	104,0
Ambiente Interno	75,3	76,4	83,1	101,7	104,7	119,0
Válvula de Descarga	107,9	110,5	111,9	110,0	112,2	122,2
Linha de Descarga	93,9	97,7	101,9	99,5	103,5	115,0
Carcaça	69,1	71,5	78,8	78,8	81,8	103,9

6.3 Análise Termodinâmica do Ciclo de Compressão

Na Figura 6.1, é apresentado o diagrama pressão-volume dos compressores alternativo e rotativo para a rotação de 3000 rpm (50Hz). Vale ressaltar que nesta figura o eixo das abcissas considera o volume deslocado pelo compressor, não incluindo o volume morto. A escolha dessa representação permite que se analise mais claramente as irreversibilidades no ciclo de compressão dos dois compressores.

O consumo de energia no processo de descarga do compressor alternativo é consideravelmente maior do que aquele do compressor de pistão rolante. Embora menos visível na Figura 6.1, o consumo no processo de sucção é também maior no compressor alternativo. As diferenças nos consumos de energia em ambos os processos estão relacionadas ao tempo disponível para realizá-los. Por exemplo, no compressor alternativo de 50Hz os intervalos para os processos de sucção e descarga são iguais a 8ms e 3ms, respectivamente, enquanto que no compressor de pistão rolante os mesmos são iguais a 20ms e 7ms. Como o volume de gás descarregado em cada ciclo de compressão é equivalente para ambos os compressores, as maiores irreversibilidades do compressor alternativo se devem às maiores velocidade do gás nos processos de sucção e de descarga.

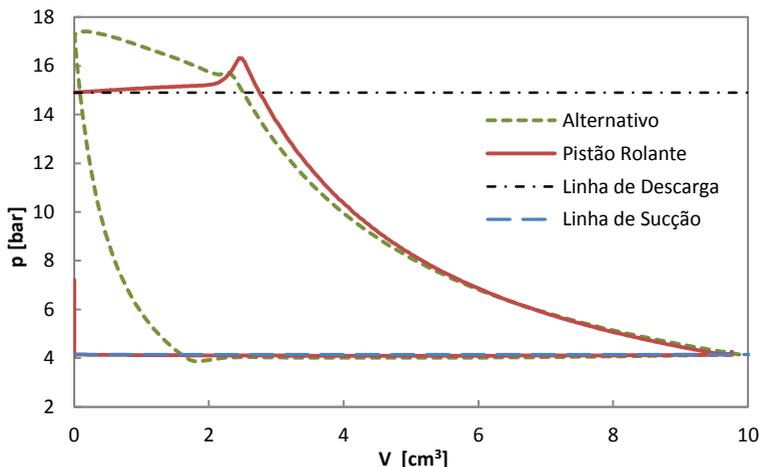


Figura 6.1 – Diagrama pressão-volume para os compressores alternativo e de pistão rolante: $f = 50\text{Hz}$.

No entanto, o processo de compressão do compressor de pistão rolante consome mais energia. A razão deste aspecto está no fato de que as trocas térmicas por convecção no interior do cilindro de compressão são maiores neste tipo de compressor, permitindo que o gás receba mais calor ao longo do ciclo que num ciclo do compressor alternativo. Além disso, a recuperação de trabalho na etapa de expansão do compressor alternativo é uma vantagem notável em relação ao rotativo.

Os diagramas pressão-volume útil para os compressores alternativo e rotativo para as rotações de 6000rpm e 12000rpm ($f = 100\text{Hz}$ e 200Hz) estão apresentados na Figura 6.2 e na Figura 6.3, respectivamente. O aumento da rotação do compressor permite uma redução praticamente proporcional do volume útil do compressor rotativo. No entanto, o mesmo não é observado no compressor alternativo, pois não é possível reduzir o volume morto na mesma proporção do volume deslocado devido a restrições construtivas como, por exemplo, a garantia necessária para evitar o choque do pistão com a placa de válvulas. De fato, este é um grande empecilho para o projeto de compressores alternativos miniaturizados de alta eficiência volumétrica.

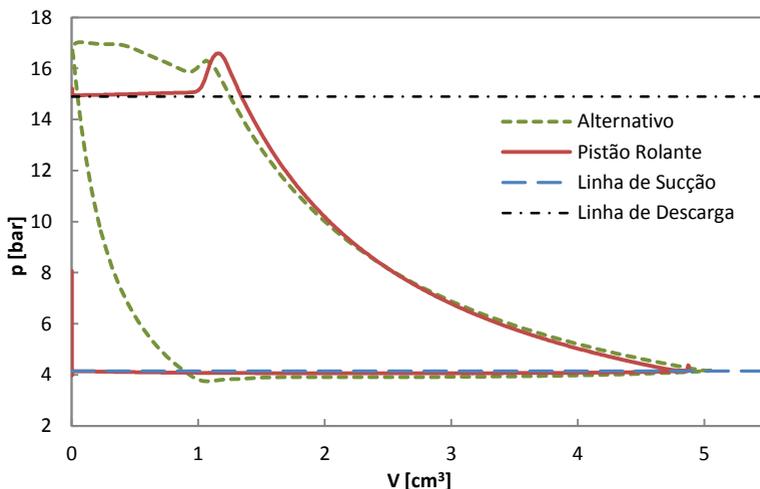


Figura 6.2 – Diagrama pressão-volume para os compressores alternativo e de pistão rolante: $f = 100\text{Hz}$.

Na Figura 6.3 torna-se ainda mais visível a perda da energia disponível no gás confinado no volume morto do compressor rotativo. Nota-se um pequeno pico de pressão em $V \approx 2,4 \text{ cm}^3$ em função de que

gás a baixa pressão entra em equilíbrio termodinâmico com o gás do volume morto deixado no final do processo de compressão anterior. A pressão do gás acaba caindo devido à presença de refluxo da câmara de compressão para o orifício de sucção. Esta perda de massa caracteriza um mau posicionamento do orifício de sucção no cilindro, o qual pode ser melhorado. Deve ser mencionado que a otimização da posição do orifício de sucção ocorreu dentro de um domínio de possibilidades bastante restrito.

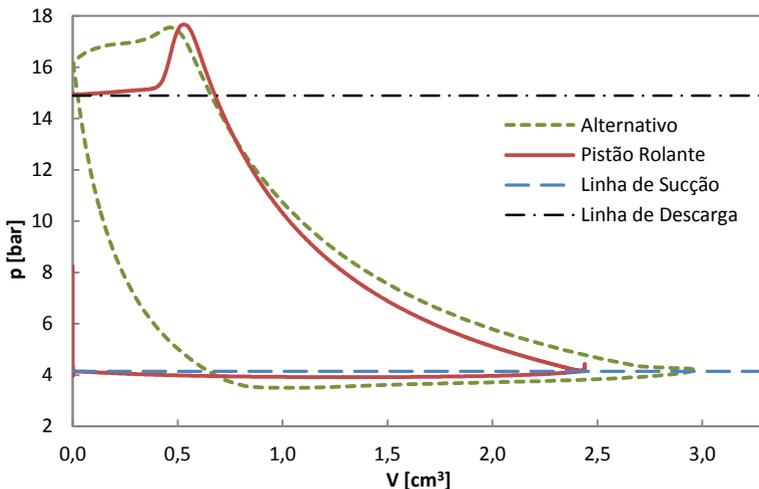


Figura 6.3 – Diagrama pressão-volume para os compressores alternativo e de pistão rolante: $f = 200\text{Hz}$.

O impacto do aumento de rotação e redução da geometria de cada tipo de compressor na variação da pressão durante um ciclo pode ser avaliado através da Figura 6.4 para o compressor alternativo e da Figura 6.5 para o compressor de pistão rolante.

Na Figura 6.4, as linhas horizontais representam as pressões nas linhas de sucção e descarga. Na posição $\theta = 0^\circ$ do ângulo de manivela, o pistão se encontra no ponto morto inferior e inicia-se o processo de compressão. Próximo da posição $\theta = 120^\circ$, a pressão no interior do cilindro supera a pressão na linha de descarga, provocando abertura da válvula e início do processo de descarga. De fato, nota-se a ocorrência da descarga com pressões elevadas no cilindro em relação à linha de descarga entre $120^\circ < \theta \leq 180^\circ$. Na posição $\theta = 180^\circ$, o pistão atinge o ponto morto superior, finalizando a etapa de descarga e iniciando o

processo de expansão do gás confinado no volume morto. A etapa de expansão causa um atraso de cerca de 45° do ângulo de manivela até a abertura da válvula de sucção. Na etapa final, a sucção ocorre com déficit da pressão do cilindro em relação à linha de sucção com encerramento em $\theta = 360^\circ$.

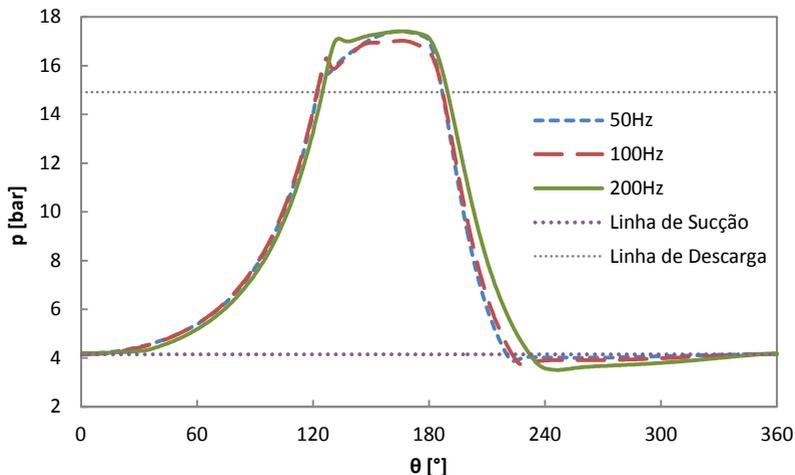


Figura 6.4 – Diagrama pressão-posição do ângulo de manivela para compressores alternativos de diferentes rotações.

Confrontando a evolução da pressão ao longo do ciclo da Figura 6.4 com a taxa de trabalho específico dos mesmos compressores, presente na Figura 6.5, é possível observar que apesar de a pressão do gás no compressor de 200Hz ser menor que a dos outros compressores na etapa de compressão, sua taxa do trabalho específico é maior. Isto mostra o aumento das irreversibilidades com a rotação do compressor, precisamente relacionado à intensificação da transferência de calor no interior do cilindro. Além disso, o pico de pressão entre o final da compressão e início da descarga para o compressor de 200Hz é o mais alto de todos, tendo também o maior pico de trabalho específico. Este fato está vinculado ao maior atraso de abertura da válvula de descarga.

Durante a expansão, o gás devolve parte do trabalho recebido ao pistão. Nota-se que os compressores de maior rotação entregaram mais trabalho. Isto devido à fração do volume morto que aumenta com a redução das dimensões dos equipamentos de maiores rotações. Este processo é finalizado com o vale de trabalho específico em $\theta \approx 220^\circ$, iniciando-se a admissão.

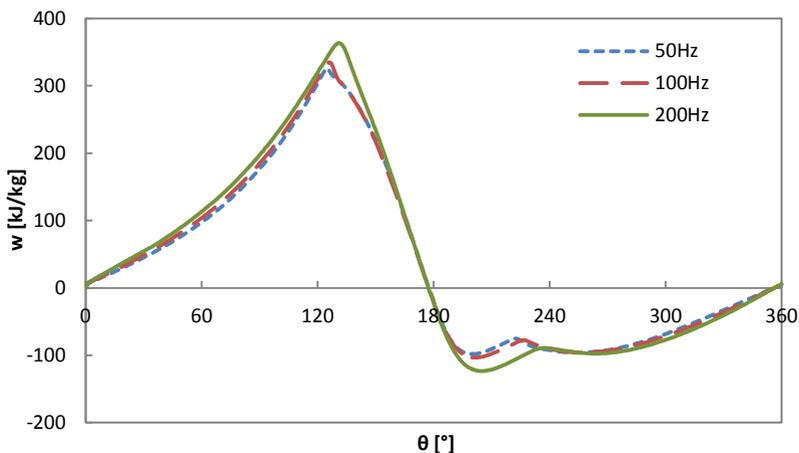


Figura 6.5 – Taxa de trabalho específico-posição do pistão para compressores alternativos de diferentes rotações.

Na Figura 6.6, no intervalo de $0^\circ \leq \theta < 360^\circ$, ocorre a admissão nos compressores rotativos. Os níveis de pressão do gás na câmara de sucção têm valores pouco defasados da pressão na linha de sucção, em comparação com os compressores alternativos de mesma rotação. Além disso, nota-se que o tempo deste processo no compressor rotativo é quase três vezes maior que no caso do alternativo. Os picos de pressão em $\theta = 360^\circ$ indicam a expansão do gás confinado no volume morto para a câmara analisada.

Em seguida, o fluido sofre compressão até o instante em que o pistão alcança uma posição por volta de $\theta \approx 590^\circ$. Os picos de pressão antes do início da descarga estão exclusivamente vinculados ao atraso de abertura da válvula. Quando a válvula se abre, os níveis de pressão voltam a ser próximos da pressão na linha de descarga. Esta é uma vantagem deste processo no compressor de pistão rolante em relação ao do tipo alternativo. No compressor alternativo a descarga do gás ocorre na câmara de descarga, que é relativamente pequena comparada à descarga direta na carcaça do compressor de rotativo. Isto faz com que haja uma restrição adicional ao escoamento do gás, ocasionada pelo aumento de pressão na câmara de descarga. Além disso, é possível observar que o tempo de descarga do compressor de pistão rolante é da ordem de duas vezes maior que no compressor alternativo, o que atenua irreversibilidades no processo.

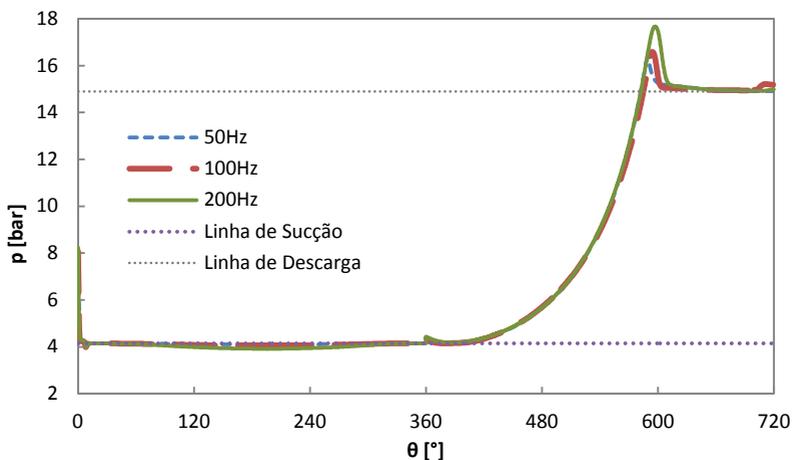


Figura 6.6 – Diagrama pressão-posição do ângulo de manivela para compressores de pistão rolante de diferentes rotações.

A taxa de trabalho específico dos compressores rotativos encontra-se presente na Figura 6.7. Os vales de consumo na admissão e os picos na compressão chegam a ter valores em módulo 50% inferiores em relação aos valores de máximo e de mínimo alcançados nos compressores alternativos. Os picos de trabalho indicam desvantagem do compressor alternativo especialmente durante a partida do motor, em que maior torque é necessário. Conforme observado por Collings *et al.* (2002), este é um problema que pode comprometer o desempenho do compressor alternativo.

Na Figura 6.8, é possível observar a evolução da temperatura média do gás no interior do cilindro de compressão para o compressor alternativo considerando as três rotações. Apesar de as temperaturas do início de compressão ($\theta = 0^\circ$) serem diferentes, as mesmas ficam muito próximas durante grande parte do processo de compressão (até $\theta \approx 120^\circ$). Durante a descarga ($120^\circ < \theta < 180^\circ$), os níveis de temperatura para os compressores de maior rotação são maiores. Ao contrário dos processos de compressão, existe uma defasagem entre os compressores no decaimento da temperatura durante a expansão. Finalmente, a etapa de sucção ocorre com o aquecimento do fluido pelo calor proveniente da superfície do cilindro. De fato, este fenômeno de transferência de calor fica mais claro na Figura 6.9, onde taxas de transferência de calor entre as paredes do cilindro e o fluido refrigerante são apresentadas ao longo de um ciclo. De modo geral, pode-se observar que a taxa de

transferência de calor é maior para os compressores de maiores rotações, permitindo-se inferir que o aumento dos níveis de velocidade dos escoamentos causa aumento dos coeficientes de troca, superando a contrapartida ocasionada pela redução das áreas de troca de calor.

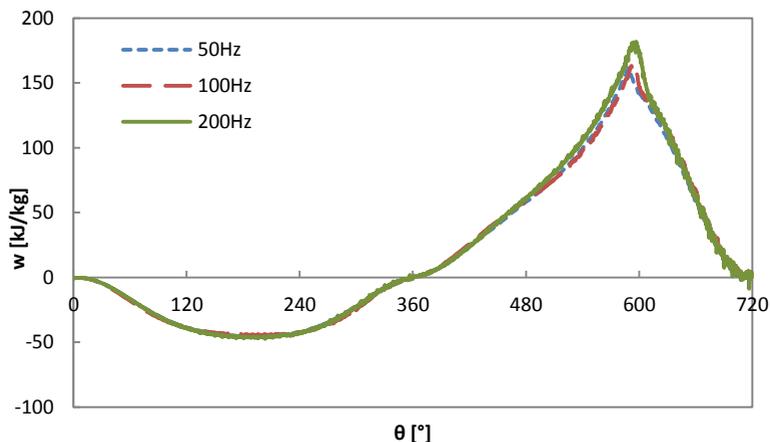


Figura 6.7 – Taxa de trabalho específico-posição do pistão para compressores de pistão rolante de diferentes rotações.

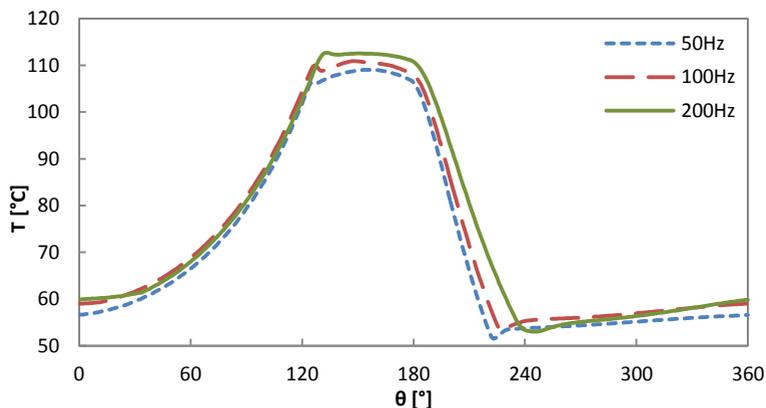


Figura 6.8 – Temperatura do fluido no interior do cilindro de compressores alternativos em diferentes rotações.

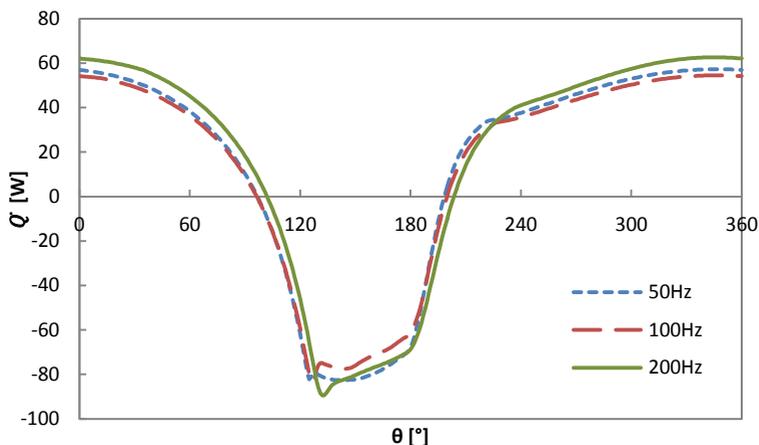


Figura 6.9 – Taxa de transferência de calor nas paredes do cilindro de compressores alternativos em diferentes rotações.

A Figura 6.10 e a Figura 6.11 trazem informações a respeito das variações da temperatura e da taxa de transferência de calor para os compressores rotativos. As tendências observadas para os compressores alternativos se aplicam aos rotativos, com a observação de que os níveis de temperatura e de trocas térmicas em 200Hz são consideravelmente superiores àqueles observados nas rotações de 50Hz e 100Hz.

Na variação de temperatura do fluido apresentada na Figura 6.10, chama a atenção os picos de temperatura que ocorrem próximos ao ângulo $\theta = 0^\circ$. Tais picos ocorrem no processo de admissão quando a porção de fluido na câmara de sucção é ainda muito pequena e praticamente não há admissão de massa. Esta pequena quantidade de massa no interior da câmara permite que o calor proveniente das paredes do cilindro eleve rapidamente a temperatura do gás. Conforme o volume da câmara aumenta, gás à temperatura de sucção é admitido, fazendo com que e a temperatura média do fluido no interior da câmara de sucção decaia.

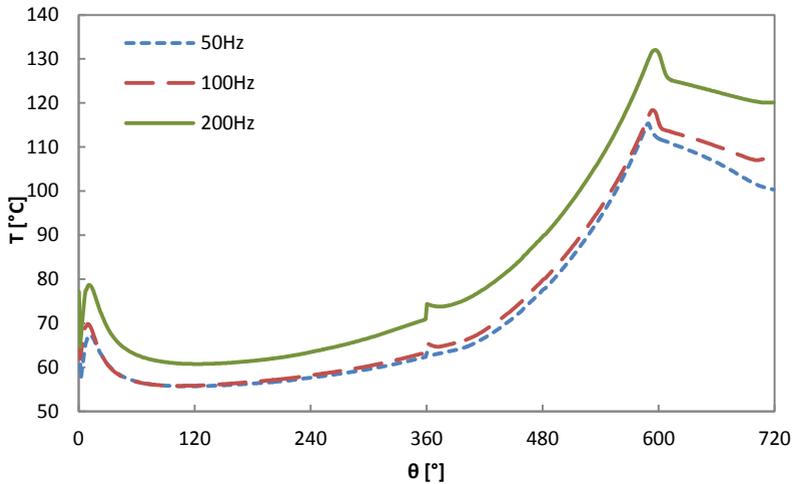


Figura 6.10 – Temperatura do fluido no interior do cilindro de compressores de pistão rolante em diferentes rotações.

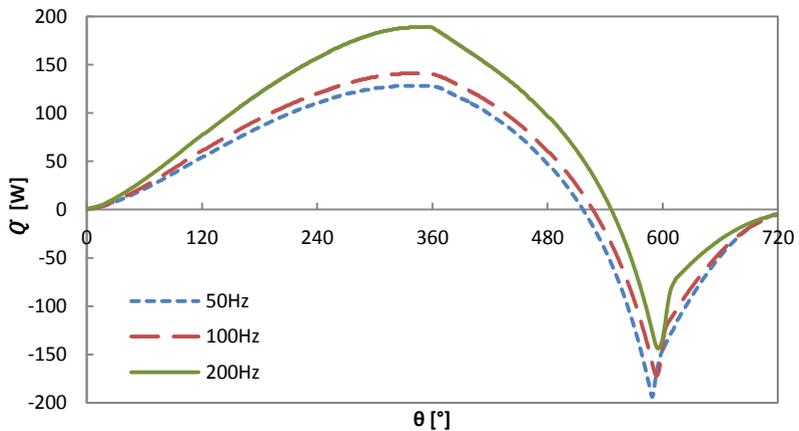


Figura 6.11 – Taxa de transferência de calor nas paredes do cilindro de compressores de pistão rolante em diferentes rotações.

6.4 Análise de Perdas em Eficiência Isentrópica

Na Figura 6.12 estão apresentados os valores de eficiência isentrópica para os dois tipos de compressores nas diferentes rotações. O compressor de pistão rolante apresentou desempenho da ordem de 1% superior ao do compressor alternativo para operações em 50Hz e 100Hz, enquanto as eficiências de ambos são praticamente equivalentes em 200Hz. A estratificação das principais perdas no ciclo de compressão que resultam nas eficiências isentrópicas indicadas na figura encontra-se na Tabela 6.3.

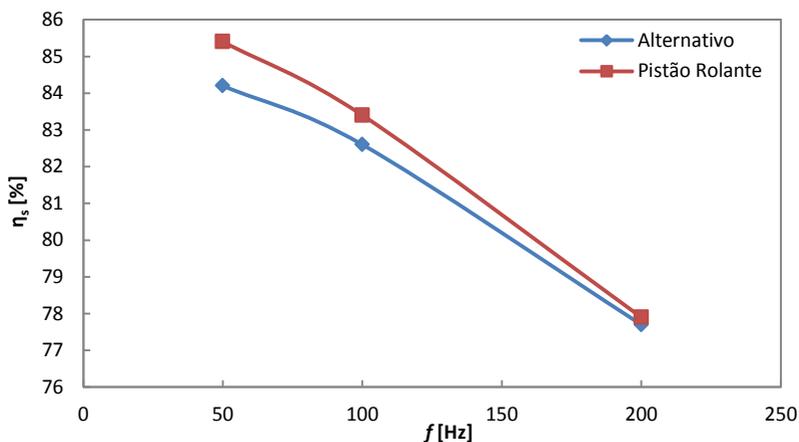


Figura 6.12 – Eficiência isentrópica dos compressores.

Conforme antecipado em seção anterior, as perdas por superaquecimento até a entrada do cilindro de compressão são maiores para o compressor do tipo alternativo. Uma maior temperatura do fluido no início do processo de compressão ocasiona um maior consumo de energia, ou trabalho específico, na compressão. Para a condição de refrigeração considerada aqui, observa-se que incrementos de 10°C na temperatura de sucção implicam em cerca de 3% de perda em eficiência isentrópica.

Conforme apresentado anteriormente, a presença do volume morto no compressor rotativo encerra em perdas de eficiência isentrópica, pois não é possível recuperar a parte do trabalho de compressão do gás confinado no volume mínimo, incorrendo nas perdas apresentadas na Tabela 6.3. Observa-se que essas perdas são as menos

expressivas entre todas as demais fontes de irreversibilidades analisadas, pelo fato do volume morto ser muito pequeno e, assim, também a energia armazenada no mesmo. A presença do volume morto em um compressor alternativo ideal sem vazamento não acarreta perdas em eficiência energética. Apesar de sua presença ser praticamente indiferente para fins de eficiência energética, ele é um dos principais empecilhos para a eficiência volumétrica deste compressor. Esta análise será apresentada em detalhes posteriormente.

Tabela 6.3 – Principais fontes de perdas em eficiência isentrópica nos compressores.

Perdas em Eficiência Isentrópica [%]	Alternativo			Pistão Rolante		
	50Hz	100Hz	200Hz	50Hz	100Hz	200Hz
Superaquecimento [$\epsilon_{s,sup}$]	3,9	4,5	3,9	2,9	2,7	3,4
Volume Morto [$\epsilon_{s,vm}$]	0,0	0,0	0,0	0,1	0,2	0,2
Trabalho Efetivo [$\epsilon_{s,eff}$]	2,4	2,3	2,1	9,4	10,9	12,1
Sucção [$\epsilon_{s,suc}$]	1,8	3,3	6,9	0,6	1,2	2,9
Descarga [$\epsilon_{s,des}$]	7,7	7,3	9,4	1,6	1,6	3,5
Eficiência Isentrópica [η_s]	84,2	82,6	77,7	85,4	83,4	77,9

Dentre as irreversibilidades do compressor alternativo, destacam-se as relacionadas ao processo de descarga. As perdas no processo de sucção tornam-se bem mais relevantes à medida que a rotação do compressor aumenta e, em 200Hz, é comparável à perda na descarga. As irreversibilidades inerentes ao escoamento nesses processos são afetadas pelo projeto de três componentes: orifício de passagem, válvula (podendo ser referenciada como palheta) e filtro acústico. De acordo com análises paramétricas realizadas por Pereira (2006), o filtro acústico da sucção é uma restrição ao escoamento que é sensivelmente afetada pela configuração geométrica. A otimização de filtros de sucção deve buscar a melhor combinação entre a geometria do filtro, o diâmetro de orifício e propriedades mecânicas de válvula de forma acoplada. No caso do sistema de descarga, apesar de o filtro também representar uma restrição ao escoamento, este não possui sensibilidade geométrica significativa dentro dos limites estabelecidos nos projetos de otimização. Assim, os maiores esforços nas otimizações foram concentrados nas propriedades mecânicas da válvula e no diâmetro do orifício. Através

das equações (4.35) e (4.38), é possível identificar as contribuições do conjunto válvula-orifício e do filtro nas perdas decorrentes aos processos de admissão e descarga, cujos resultados estão presentes na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 – Detalhamento das perdas em eficiência isentrópica nos processos de admissão e descarga dos compressores alternativos: perdas em válvulas e filtros.

f [Hz]	Admissão		Descarga	
	$\varepsilon_{s,v,suc}$ [%]	$\varepsilon_{s,f,suc}$ [%]	$\varepsilon_{s,v,des}$ [%]	$\varepsilon_{s,f,des}$ [%]
50	0,6	1,2	1,7	6,0
100	0,9	2,4	2,7	4,6
200	3,6	3,4	6,8	2,6

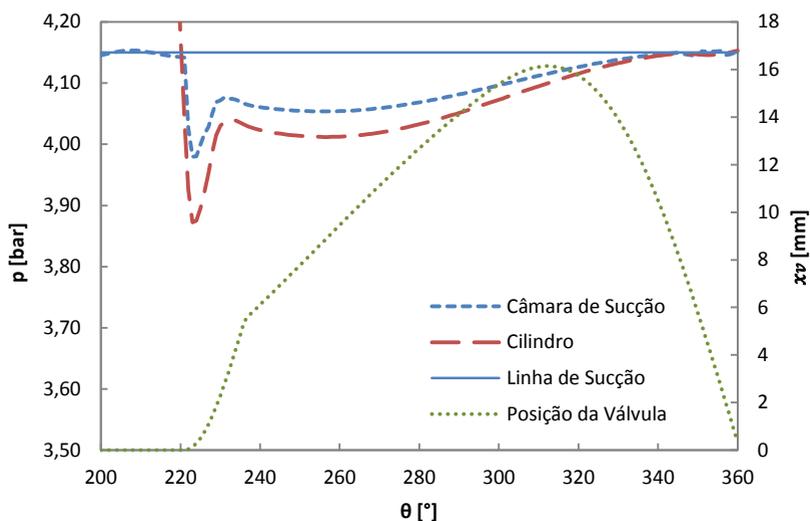


Figura 6.13 – Diagrama pressão (posição da válvula de sucção)-posição do pistão do compressor alternativo de 50Hz.

Pereira (2006) realizou testes para compressores de refrigeração doméstica, verificando perdas em filtros inferiores àquelas em válvulas. Neste trabalho, observa-se justamente o contrário para as rotações de 50Hz e 100Hz. As perdas em filtros representam as maiores parcelas,

indicando que para compressores destinados a sistemas de refrigeração de maior capacidade, a presença desses componentes pode comprometer substancialmente o desempenho do compressor. Uma forma de se contornar este problema é a utilização de filtros com volumes e diâmetros de tubos maiores, mas isto pode inviabilizar o projeto de compressores compactos de alto desempenho. De fato, a redução do tamanho do compressor proporcionada pelo aumento de sua rotação implica inevitavelmente na diminuição das dimensões do filtro.

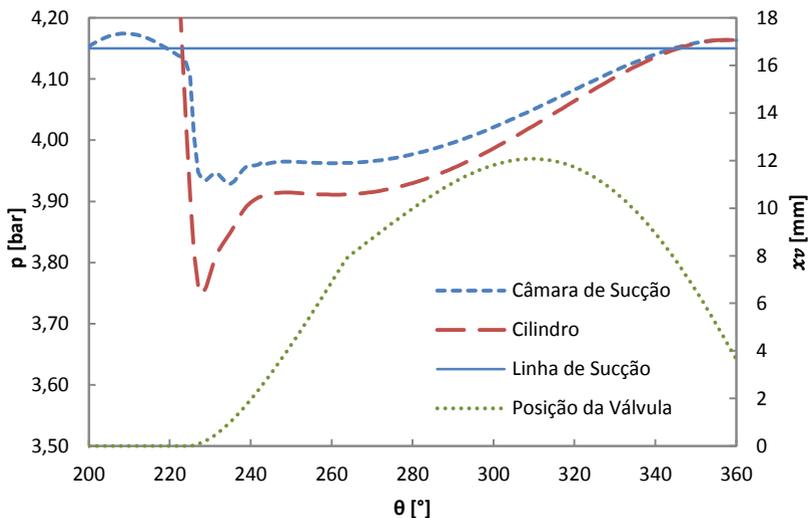


Figura 6.14 – Diagrama pressão (posição da válvula de sucção)-posição do pistão do compressor alternativo de 100Hz.

As perdas em filtros são representadas em um diagrama pressão-volume como a área compreendida entre linha da pressão na linha de sucção e aquela da pressão na câmara de sucção, conforme ilustram a

Figura 6.13 e a Figura 6.15. Também nessas figuras, as perdas em válvulas podem ser visualizadas pela área compreendida entre a pressão no cilindro e a pressão na câmara de sucção.

O aumento da parcela das perdas em válvulas com a rotação do compressor também fica evidenciado nestas figuras, devido ao atraso na abertura da válvula causado em grande parte pela sua inércia. Deve ser mencionado que o aumento da velocidade do escoamento no orifício e a correspondente redução do seu diâmetro também contribuem para o aumento dessas perdas. O fato de a válvula permanecer aberta depois da

posição $\theta = 360^\circ$, especialmente para os compressores operando em 100Hz e 200Hz, indica a ocorrência de refluxo de gás na válvula de sucção.

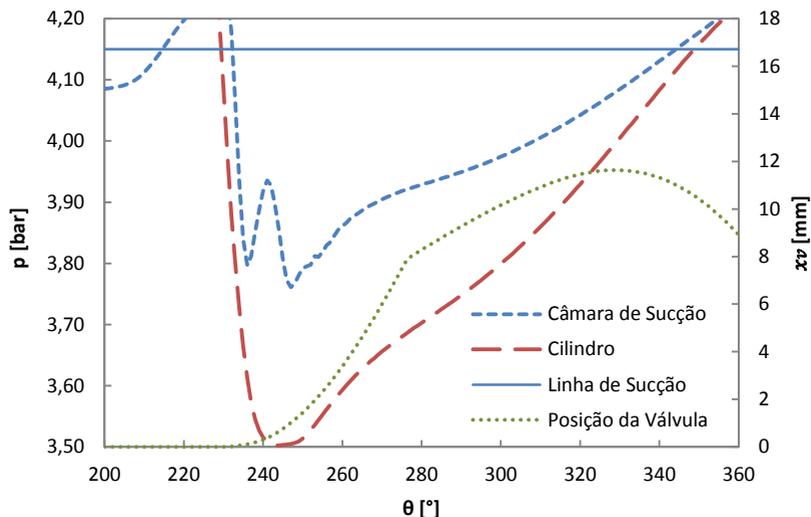


Figura 6.15 – Diagrama pressão (posição da válvula de sucção)-posição do pistão do compressor alternativo de 200Hz.

O aumento da perda total no processo de descarga com a rotação do compressor (Tabela 6.3) é menor do que a verificada na sucção. Observa-se na Tabela 6.4 que isto ocorre pelo fato de a perda no filtro de descarga diminuir com a rotação do compressor, contrabalanceando o aumento da perda em válvula. As pressões no cilindro e na câmara de descarga, bem como a posição da válvula no processo de descarga, podem ser observadas nas Figuras 6.16 a 6.18. Essas figuras evidenciam o aumento das perdas na válvula através da diferença gradativamente maior entre os níveis de pressão no cilindro e na câmara de descarga. Observa-se também que a dinâmica das válvulas de descarga fica comprometida com o aumento da rotação do compressor, pela defasagem do intervalo de abertura. Além de incorrer em um aumento significativo da pressão no cilindro no início da descarga, este aspecto acarreta também em refluxo após o pistão atingir o ponto morto superior ($\theta = 180^\circ$).

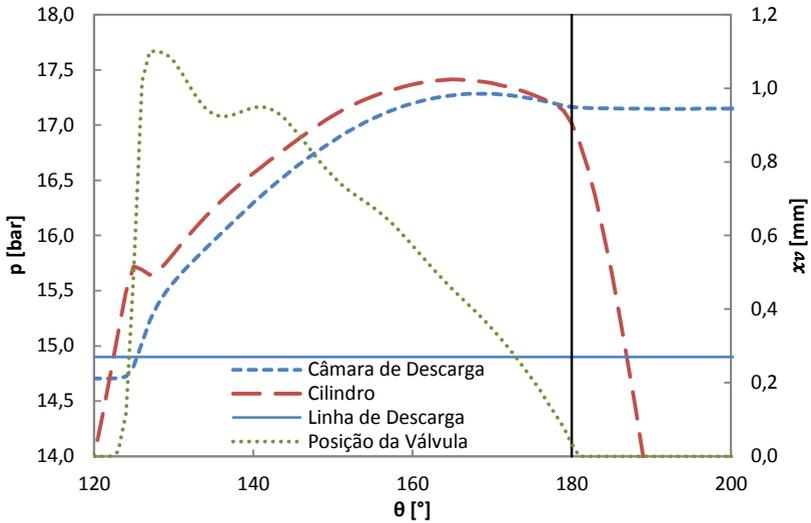


Figura 6.16 – Diagrama pressão (posição da válvula de descarga)-posição do pistão do compressor alternativo de 50Hz.

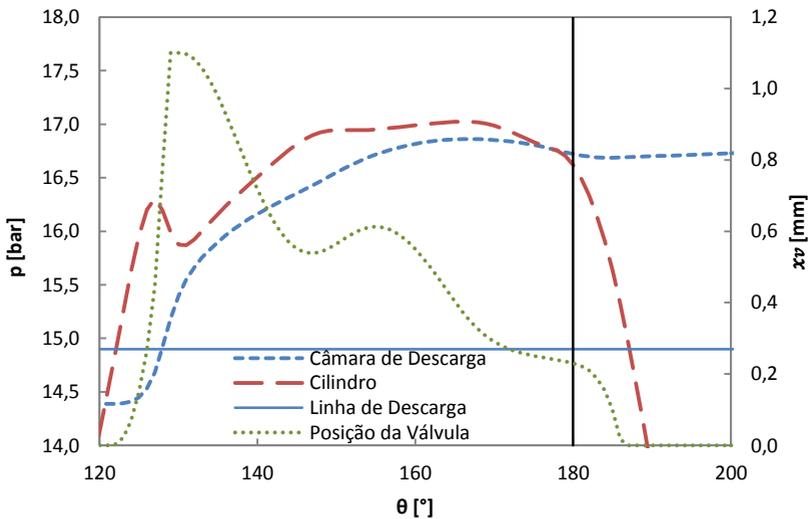


Figura 6.17 – Diagrama pressão (posição da válvula de descarga)-posição do pistão do compressor alternativo de 100Hz.

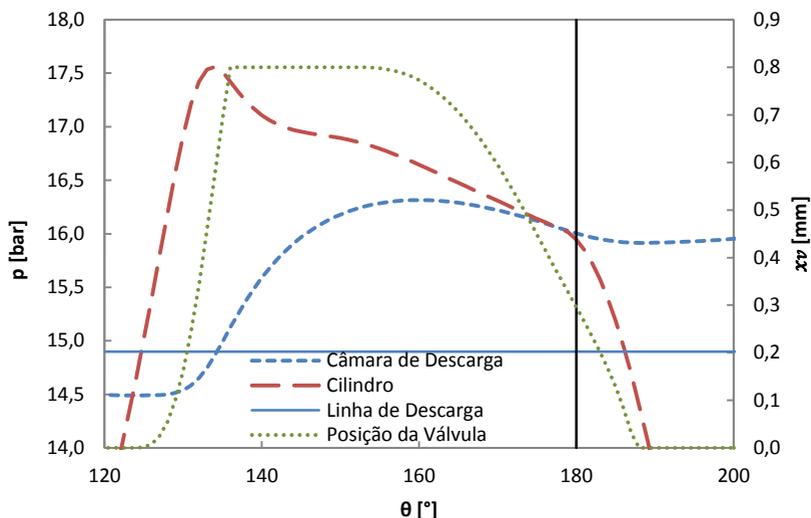


Figura 6.18 – Diagrama pressão (posição da válvula de descarga)-posição do pistão do compressor alternativo de 200Hz.

Os níveis de pressão na câmara de descarga são reduzidos com o aumento da rotação do compressor. A redução das perdas na câmara de descarga para os compressores de maior rotação estão relacionadas aos efeitos de aumento da frequência de pulsação seguida de redução de sua amplitude.

Conforme mostrado na Tabela 6.3, os processos de sucção e descarga no compressor de pistão rolante apresentam perdas menores que no compressor alternativo. Para as menores rotações do compressor, a perda na sucção é em torno de 30% daquela observada no compressor alternativo, enquanto que na descarga a perda chega a apenas 20% do valor verificado no compressor alternativo. O aumento da velocidade do escoamento nas válvulas com a rotação do compressor tende a aproximar as perdas dos dois tipos de compressores, como observado para 200Hz. Embora ainda menores, as perdas nos processos de sucção e descarga passam a ser 50% e 30% menores do que as correspondentes perdas no compressor alternativo.

O fato de o processo de descarga ocorrer ao longo de um período de tempo praticamente duas vezes maior do que aquele do compressor alternativo de mesma rotação justifica tal diferença. Além disso, a descarga direta na carcaça do compressor de pistão rolante permite que, uma vez aberta a válvula de descarga, os níveis de pressão no interior

cilindro tendam a se aproximar da pressão da linha de descarga, facilitando o processo. Os resultados numéricos para pressão e posição da válvula na descarga nas diferentes rotações do compressor de pistão rolante podem ser observados na Figura 6.19 a Figura 6.21.

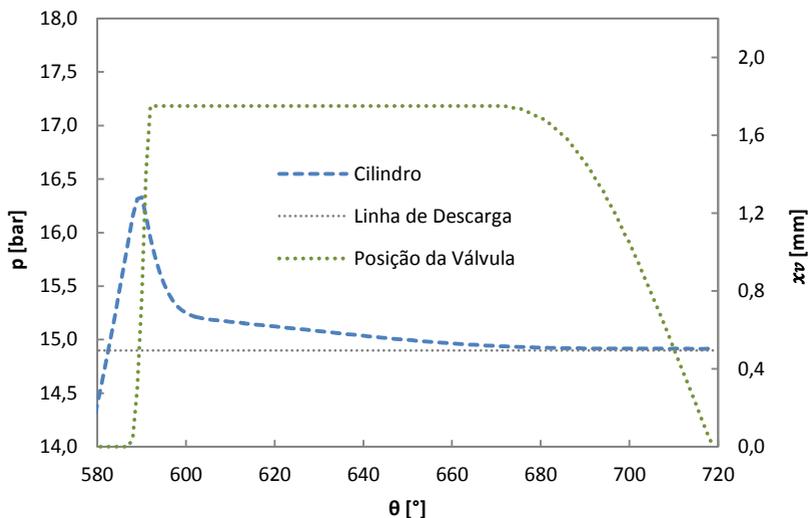
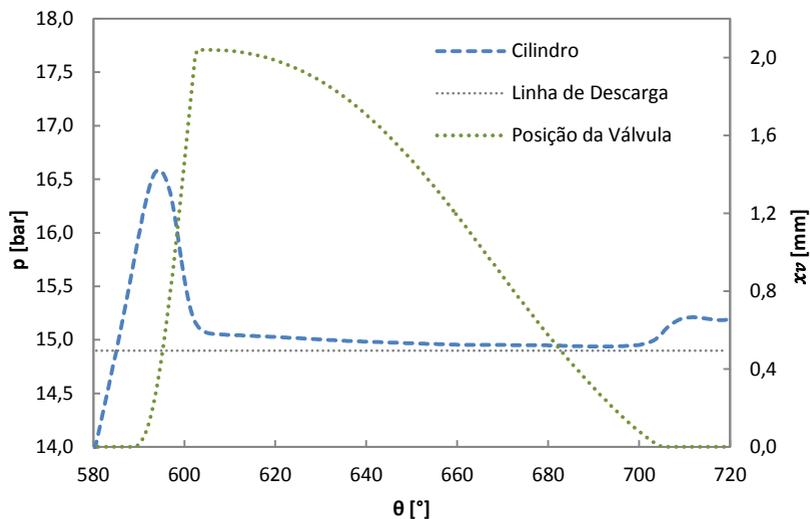
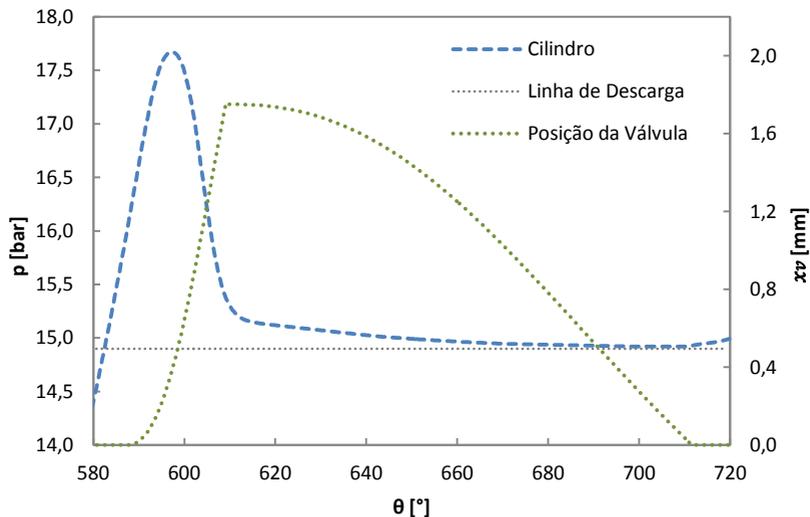


Figura 6.19 – Diagrama pressão (posição da válvula de descarga)-posição do pistão do compressor de pistão rolante de 50Hz.



**Figura 6.20 – Diagrama pressão (posição da válvula de descarga)-
posição do pistão do compressor de pistão rolante de 100Hz.**



**Figura 6.21 – Diagrama pressão (posição da válvula de descarga)-
posição do pistão do compressor de pistão rolante de 200Hz.**

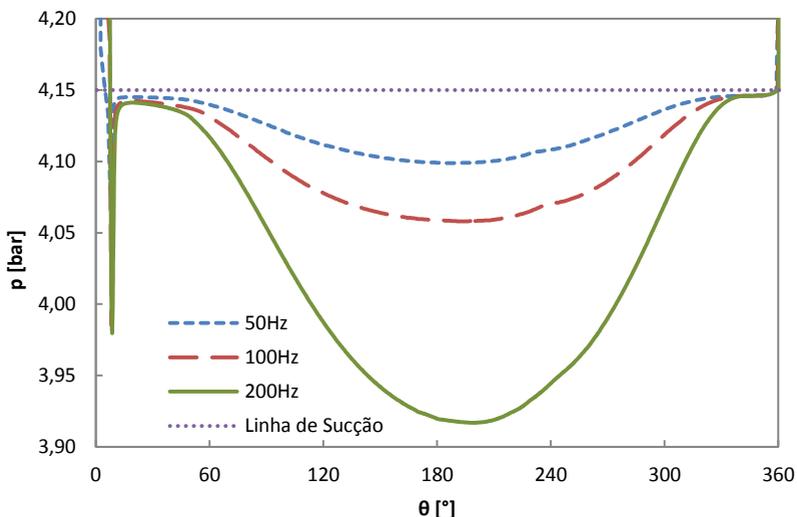


Figura 6.22 – Diagrama pressão-posição do pistão dos compressores de pistão rolante de diferentes rotações.

Na etapa de sucção dos compressores rotativos, ilustrada na Figura 6.22, a pressão no interior do cilindro é mais próxima da pressão na linha de sucção que no caso dos compressores alternativos. Além disso, nota-se nesta figura a existência de relação de proporcionalidade entre a variação da pressão na sucção e a rotação do compressor.

As perdas em trabalho efetivo estão relacionadas a três fenômenos principais: perdas derivadas dos processos de admissão e descarga, transferência de calor por convecção entre o gás e as paredes da câmara e vazamentos. Apesar de o trabalho efetivo já estar separado das perdas em sucção e descarga, estas ineficiências afetam o trabalho efetivo. Por exemplo, o estado termodinâmico no início da compressão é função do processo de admissão e interfere no resultado do trabalho efetivo. Assim, com o intuito de se calcular a contribuição de cada uma destas fontes, foram realizadas simulações para duas condições idealizadas: (i) ciclo de compressão sem vazamento e adiabático; (ii) ciclo de compressão adiabático com vazamento. Nestas duas simulações foram consideradas perdas em admissão e descarga. Uma simulação desconsiderando todas estas perdas equivale a um compressor ideal somente com as perdas por superaquecimento antes da entrada do fluido no compressor e por volume morto no caso do compressor de pistão rolante, enquanto que a simulação que considera todas as perdas é

justamente a situação real que já foi calculada. Assim, a contribuição de cada perda é calculada de modo simplificado pela superposição dos resultados das quatro situações mencionadas. As contribuições percentuais de cada fonte de irreversibilidade nas perdas em eficiência isentrópica referentes ao trabalho efetivo estão presentes na Tabela 6.5.

Tabela 6.5 – Composição das perdas em eficiência isentrópica no trabalho efetivo de compressão.

Perdas em Eficiência Isentrópica [%]	Alternativo			Pistão Rolante		
	50Hz	100Hz	200Hz	50Hz	100Hz	200Hz
Admissão & Descarga	0,3	0,5	1,2	1,6	3,1	3,0
Transferência de Calor	1,6	1,5	1,4	5,6	6,0	7,1
Vazamentos	0,5	0,3	0,2	2,2	1,8	2,0
Total [$\epsilon_{s,eff}$]	2,4	2,3	2,8	9,4	10,9	12,1

Considerando o compressor alternativo, a parcela de perdas em trabalho efetivo proveniente dos processos de sucção e descarga aumenta com a rotação, seguindo a tendência destas perdas no ciclo. A parcela do superaquecimento é responsável por cerca de 60% das irreversibilidades e as perdas por vazamento se caracterizam como pouco expressivas, com proporções não maiores que 21%.

No compressor de pistão rolante, as perdas referentes aos processos de admissão e descarga quase dobram na comparação entre as rotações de 50Hz e 100Hz. No entanto, entre 100Hz e 200Hz permaneceram constantes.

As perdas por superaquecimento também correspondem à maior parcela para o compressor rotativo. Estas observações das irreversibilidades por transferência de calor estão em linha com os resultados nos gráficos de taxa de transferência de calor (Figura 6.9 e Figura 6.11).

Por fim, as perdas por vazamento nos compressores de pistão rolante chegam a ser até 10 vezes maiores que nos alternativos de mesma rotação. Ainda assim, elas estão entre as fontes menos expressivas para os dois tipos de compressor.

6.5 Análise de Perdas em Eficiência Volumétrica

A Figura 6.23, apresenta resultados para as eficiências volumétricas dos compressores otimizados. O compressor de pistão rolante apresenta eficiências entre 7% e 14% maiores que os compressores alternativos de mesma rotação. O efeito do volume morto no compressor alternativo, se por um lado não interfere na eficiência isentrópica, por outro compromete significativamente a eficiência volumétrica, a qual passa de 79% em 50Hz para 69% em 200Hz.

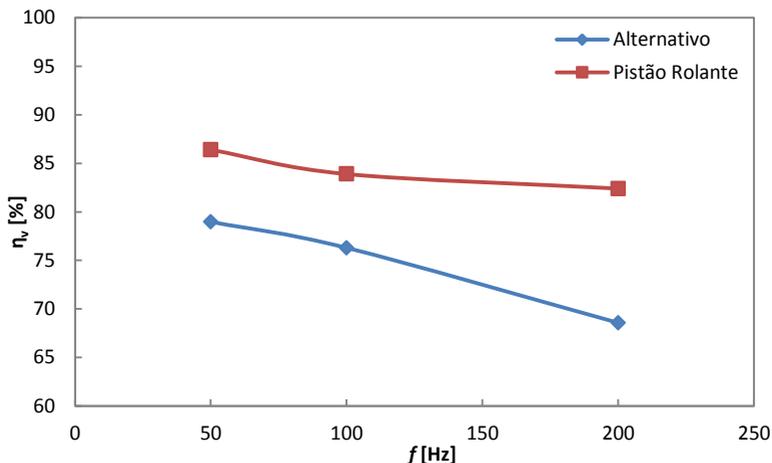


Figura 6.23 – Eficiência volumétrica dos compressores.

Os valores de volume total do cilindro de compressão e das correspondentes frações de volume morto encontram-se disponíveis na Figura 6.24. Um detalhe a ser ressaltado é que no compressor alternativo, o aumento da rotação em duas vezes, de 50Hz para 100Hz, implica em uma redução de 49% da câmara de compressão para manter a mesma vazão. Para o aumento da rotação em quatro vezes, de 50Hz para 200Hz, o volume é reduzido em 69%. Para o compressor de pistão rolante, as variações de volume são inversamente proporcionais às de rotação, ou seja, 50% quando a rotação passa de 50 para 100Hz e de 75% quando o compressor passa de 50 para 200Hz. Estas evidências mostram maior flexibilidade por parte do compressor de pistão rolante para projetos de miniaturização. No entanto, para elevadas razões de pressão, vazamentos podem interferir no desempenho do compressor

rotativo. Resultados detalhados das principais fontes de perda em eficiência volumétrica estão apresentados na Tabela 6.6.

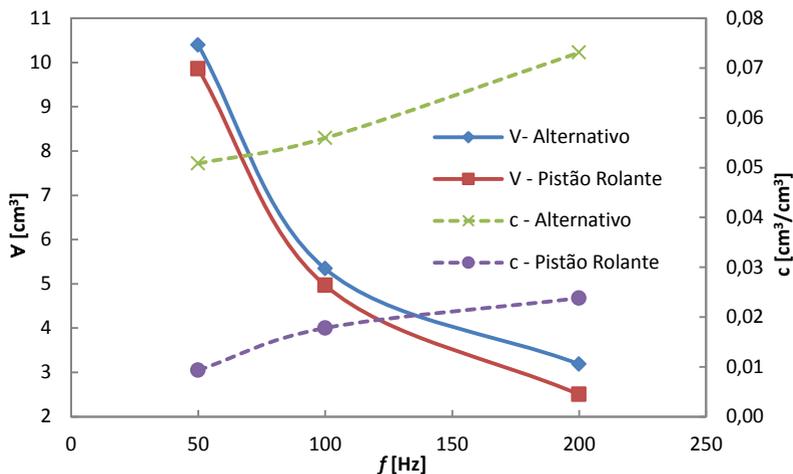


Figura 6.24 – Volume de câmara e fração de volume morto dos compressores.

Tabela 6.6 – Principais fontes de perda de eficiência volumétrica dos compressores.

Perdas em Eficiência Volumétrica [%]	Alternativo			Pistão Rolante		
	50Hz	100Hz	200Hz	50Hz	100Hz	200Hz
Superaquecimento [$\epsilon_{v,sup}$]	4,1	4,8	4,6	3,1	2,9	3,9
Volume Morto [$\epsilon_{v,vm}$]	12,6	13,7	18,4	0,0	0,0	0,0
Processo de Admissão [$\epsilon_{v,suc}$]	2,3	3,2	1,8	3,9	4,3	5,1
Vazamentos [$\epsilon_{v,vaz}$]	0,5	0,3	0,2	1,8	1,6	1,1
Refluxo na Sucção [$\epsilon_{v,ref,suc}$]	1,6	1,2	6,2	4,7	7,4	7,5
Refluxo na Descarga [$\epsilon_{v,ref,des}$]	0,0	0,3	0,2	0,1	0,0	0,0
Eficiência Volumétrica [η_v]	79,0	76,3	68,5	86,4	83,8	82,4

No compressor alternativo, as perdas devido ao volume morto corresponderam à parcela mais significativa, tornando-se mais crítica

nos compressores menores e reduzindo o volume disponível para admissão de massa. Em contrapartida, para o compressor de pistão rolante, a presença do volume morto não incorre necessariamente em perdas volumétricas.

As perdas no processo de admissão no compressor alternativo estão relacionadas principalmente a restrições ao escoamento ocasionadas pela presença da válvula de sucção. Nota-se inclusive uma relação entre estas perdas e aquelas por refluxo na sucção. O aumento das perdas na admissão, vinculado à resistência imposta pela válvula, reduz as perdas por refluxo e vice-versa.

No compressor de pistão rolante, o processo de sucção direta permite que as perdas por superaquecimento até o orifício de sucção sejam sensivelmente menores que no compressor alternativo. Por outro lado, a expansão do fluido dentro da câmara de sucção reduz consideravelmente o volume disponível para a admissão. Isto faz com que as perdas volumétricas em admissão para os compressores rotativos sejam maiores que para os alternativos.

A redução das perdas por vazamento com a miniaturização dos equipamentos ocorre devido às reduções das áreas de vazamento. Já as perdas por refluxo em sucção corresponderam à maior parcela para os compressores rotativos. A ausência de válvula de admissão e eventual posicionamento inadequado do orifício no cilindro de compressão ocasiona esta ineficiência.

A presente dissertação contemplou análises comparativas dos desempenhos termodinâmicos de compressores alternativo e rotativo de pistão rolante, com detalhamento de suas eficiências isentrópica e volumétrica. Considerando uma aplicação típica de bomba de calor, esses compressores foram avaliados em diferentes rotações, buscando-se identificar as principais fontes de irreversibilidade inerentes aos efeitos de miniaturização de cada um dos dois tipos de compressores.

Modelos numéricos foram desenvolvidos para o cálculo dos desempenhos termodinâmicos globais e da evolução de propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante ao longo do ciclo de compressão, baseados na formulação integral da equação da conservação da energia. Além disto, métodos específicos foram adotados para o cálculo da dinâmica de válvulas, vazamentos e transferência de calor por convecção no interior do cilindro. No caso do compressor alternativo, o escoamento pulsante nos sistemas de sucção e descarga foi também avaliado. Considerando o impacto de vazamentos no desempenho do compressor de pistão rolante, especial atenção foi dedicada ao cálculo de propriedades termodinâmicas da mistura binária óleo e refrigerante, de forma a caracterizar vazamentos de mistura. A abordagem do vazamento de mistura e da utilização da equação da conservação da energia na forma completa no compressor de pistão rolante foram implementadas neste trabalho em um programa já existente, enquanto que o modelo do compressor alternativo pôde ser utilizado sem a necessidade de modificações.

Antes de se procederem as análises comparativas, os compressores passaram por uma etapa de otimização de suas geometrias, procurando atender a funções objetivo de maximização da eficiência isentrópica e da eficiência volumétrica. O objetivo desta etapa foi garantir que as fontes de irreversibilidade em cada compressor estivessem associadas à concepção do mecanismo de compressão e não a um eventual projeto inadequado.

O desempenho de um compressor está fortemente atrelado ao estado termodinâmico do fluido submetido à compressão, o qual por sua vez é influenciado pelo tipo de aplicação do sistema, bem como pela rotação e geometria do compressor. Assim, faz-se necessária a previsão do capo de temperaturas associado aos compressores otimizados. Com

esta finalidade, modelos de transferência de calor baseados no método da condutância global foram desenvolvidos no presente trabalho, para operar de modo iterativo com os modelos de simulação dos ciclos de compressão.

O modelo utilizado para simulação do ciclo de compressão do compressor alternativo foi validado em trabalhos anteriores com desvios nas estimativas de desempenhos globais menores que 4% em relação a dados experimentais. O modelo do compressor de pistão rolante, cujo conjunto de equacionamentos foi desenvolvido parcialmente neste trabalho, apresenta desvios de desempenho da mesma ordem de grandeza. Os modelos de transferência de calor apresentaram desvios máximos de temperatura em torno de 5°C em relação a dados experimentais, mas menores que 3°C para as temperaturas mais influentes na análise.

Para as condições de operação analisadas, o compressor rotativo apresentou melhor desempenho que o compressor alternativo. Ambos os tipos de compressores apresentaram eficiências isentrópicas equivalentes, mas o compressor de pistão rolante se destacou por apresentar eficiência volumétrica entre 7% e 14% superior, demonstrando maior adequação à miniaturização através do aumento da rotação.

As principais fontes de irreversibilidades no compressor alternativo se devem a restrições ao escoamento no processo de descarga do fluido, representando mais de 40% das perdas termodinâmicas. Para as rotações de 50Hz e 100Hz, as perdas por superaquecimento são também importantes e alcançam cerca de 30% do total das perdas termodinâmicas. Já na rotação de 200Hz, as irreversibilidades no processo de admissão tornaram-se as mais relevantes, chegando a representar em torno de 30% da perda total. No compressor de pistão rolante, o superaquecimento desde a linha de sucção até o final do ciclo de compressão correspondeu a mais da metade do total das perdas termodinâmicas, seguida pela irreversibilidade devido ao volume morto, com cerca de 30%.

Considerando as perdas de eficiência volumétrica no compressor alternativo, o volume morto respondeu por até 60% do total, seguido dos fenômenos de superaquecimento e refluxo através da válvula de sucção. Já no compressor de pistão rolante, o refluxo na sucção, correspondeu por até 45% das perdas, seguido pelos efeitos inerentes a superaquecimento e volume morto.

Os resultados do presente estudo mostram que melhorias no desempenho do compressor alternativo, na faixa de capacidade testada,

devem incluir propostas de diferentes concepções de válvulas, especialmente para altas rotações. Além disso, propostas para a redução do volume morto e para o gerenciamento térmico adequado do compressor alternativo são também necessárias. No caso do compressor de pistão rolante, o gerenciamento térmico é importante, além de um posicionamento mais adequado do orifício de sucção.

Como possibilidades para trabalhos futuros, sugerem-se as seguintes atividades:

- (i) **Análise comparativa de compressores incluindo perdas mecânicas e elétricas:** A inclusão de modelos matemáticos capazes de prever perdas mecânicas e elétricas permitirá obtenção de resultados globais de desempenho de cada equipamento. Além disso, é necessária a inclusão de modelos que contemplem dimensionamento do motor elétrico para análises conclusivas de dimensionamento e miniaturização de todo o compressor.
- (ii) **Estudo teórico da transferência de calor no interior do cilindro de compressão no compressor de pistão rolante:** Ao contrário do observado para compressores alternativos, não se encontraram correlações de transferência de calor para a câmara de compressão do compressor de pistão rolante. A correlação de Liu e Soedel (1992), adotada neste trabalho, foi originalmente proposta para escoamentos em tubos espirais com seção retangular. Uma vez que altas taxas de transferência de calor ocorrem no interior desse tipo de compressor, contribuindo significativamente para perdas de energia, a avaliação minuciosa da transferência de calor e eventual proposta de uma correlação mais precisa pode contribuir para melhoria de resultados de desempenho e do ciclo termodinâmico de compressão.
- (iii) **Aperfeiçoamento dos modelos de simulação térmica dos compressores:** Os modelos de simulação térmica desenvolvidos e aplicados neste trabalho podem ser aperfeiçoados por meio de verificações experimentais e análises paramétricas. Para o compressor alternativo, seria conveniente identificar uma correlação para o coeficiente

global do conjunto mecânico. Além disso, é possível que a correlação para o coeficiente global da carcaça com o ambiente externo seja mais adequada a uma aproximação de escoamento de ar forçado em torno de uma esfera. Para o compressor de pistão rolante, é aconselhável a obtenção de constantes de ajuste das equações com base em uma maior quantidade de dados experimentais, incluindo condições de operação em MBP e HBP e também em diferentes rotações do motor.

REFERÊNCIAS

- ALMBAUER, R., BURGSTALLER, A., ABIDIN, Z., NAGY, D., 2006. **3-Dimensional Simulation for Obtaining the Heat Transfer Correlations of a Thermal Network Calculation for a Hermetic Reciprocating Compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, paper C079.
- ANNAND, W. J. D., 1963. **Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines.** Proc. Instn. Mech. Engrs., Volume 177, N°36, pp. 973-996.
- BAUNGARTNER, R., 2008. **Modelagem e Análise do Desempenho de Compressores Centrífugos para Baixa Capacidade de Refrigeração.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- BEJAN, A., 2006, **Advanced Engineering Thermodynamics.** John Wiley & Sons, Inc., 3th Edition.
- BEZERRA JR., J. G., DESCHAMPS, C.J., BOSELLI, M., 2010. **A Numerical Model To Predict The Thermodynamic Performance of Variable Capacity Compressors.** Proceedings of the 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. Uberlândia, Brazil, paper 0414.
- CARDOSO, R. B., NOGUEIRA, L. A. H., 2007. **Estimativa do Consumo de Energia Elétrica em Refrigeradores no Setor Residencial Brasileiro.** Revista Brasileira de Energia, Volume 13, n°2.
- CAVESTRI, R. C., 1995. **Measurement of Viscosity, Density, and Gas Solubility of Refrigerant Blends in Selected Synthetic Lubricants.** ARTI MCLR Project N° 655-51400: Blends, Prepared for The Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute.

- COLLINGS, D. A., YAP, Z. K., HALLER, D. K., 2002. **Compressor Mechanism Comparison for R744 Application**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, paper C9-1.
- DEB, K., PRATAP, A., AGARWAL, S., MEYARIVAN, T., 2002. **A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II**. IEEE Transactions Evolutionary Computation, Vol. 6, Nº2.
- DESCHAMPS, C. J., POSSAMAI, F. C., PEREIRA, E. L. L., 2002. **Numerical Simulation of Pulsating Flow in Suction Mufflers**. Proceedings of the International Compressor Engineering at Purdue, West Lafayette, USA, paper C11-4.
- DUTRA, T., DESCHAMPS, C.J., 2009. **Combined Experimental and Numerical Characterization of Heat Transfer in Hermetic Reciprocating Compressors**. Proceedings of the 7th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Krakow, Poland, CD-ROM.
- DUTRA, T., DESCHAMPS, C.J., 2010. **Experimental Investigation of Heat Transfer in Components of a Hermetic Reciprocating Compressor**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, paper 1346.
- DUTRA, T., 2008. **Investigação Experimental da Transferência de Calor em Componentes de Compressores Alternativos de Refrigeração Doméstica**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- ESTECO, 2010. **modeFRONTIER**. Version 4.2.1.
- FAGOTTI, F., 1997. **Coefficientes de Transferência de Calor para o Compressor “EM”**. Relatório de Engenharia. Embraco S.A.
- FAGOTTI, F., 1996. **Balço Térmico do Compressor “EM”**. Relatório de Engenharia. Embraco S.A.

- FAGOTTI, F., 1996. **Balço Térmico do Compressor “EM” – Relatório 2: Funcionamento com Isobutano**. Relatório de Engenharia. Embraco S.A.
- FAGOTTI, F., TODESCAT, M. L., FERREIRA, R. T. S., PRATA, A. T., 1993. **Balço Térmico em Compressores Alternativos – Relatório 3**. Relatório de Pesquisa. Embraco S.A.
- FERREIRA, R. T. S., LILIE, D. E. B. L., GASCHE, J. L., PRATA, A. T., 1992. **Bicylindrical Coordinate Formulation for the Leakage Flow Through the Minimal Clearance in a Rolling Piston Compressor**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, pp. 393 - 401.
- FOX, R. W., McDonald, A. T., PRITCHARD, P. J., 2006. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 6ª edição, LTC Editora S.A.
- GASCHE, J. L., 1996. **Escoamento de Óleo e Refrigerante pela Folga Radial de Compressores Rotativos de Pistão Rolante**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- GOMES, A. R., 2006. **Análise Comparativa de Mecanismos de Compressão para Aplicação em Refrigeração Doméstica**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- GOMES, A. R., 2007. **Metodologia de Otimização. Integração Entre as Variáveis de Projeto (Variáveis Geométricas)**. Relatório de Engenharia. POLO – Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica.
- GOMES, A. R., DESCHAMPS, C. J., 2007. **Thermodynamic Analysis of Scroll, Rolling Piston and Reciprocating Compressors for Commercial Refrigeration**. Proceedings of the International Congress of Refrigeration, Beijing, China, paper ICR07-B2-1605.
- GOSNEY, W. B., 1982. **Principles of Refrigeration**. Cambridge University Press. 1st edition.

- GRUNBERG, L., NISSAN, A. H., 1949. **Mixture Law for Viscosity**. Nature, Vol. 164, pp. 799 – 800.
- HAFEMANN, T. E., 2010. **Implementação da Metodologia Híbrida e Aplicação ao Compressor EMX2-70C**. Relatório de Atividades. POLO – Laboratório de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, Universidade Federal de Santa Catarina.
- HAUPT, R L., HAUPT, S. E., 2004. **Practical Genetic Algorithms**. John Wiley & Sons, Inc., 1st Edition.
- INCROPERA, F., DEWITT, D. P., 1992. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Terceira Edição, Editora Guanabara Koogan S.A.
- INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION, 2002. **Report on Refrigeration Sector Achievements and Challenges**. The World Summit on Sustainable Development.
- KREMER, R., 2006. **Análise Teórica e Experimental da Influência da Atomização de Óleo em Processos de Compressão**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- KRUEGER, M., 1988. **Theoretical Simulation and Experimental Evaluation of an Hermetic Rolling Piston Rotary Compressor**. M.Sc. Thesis, School of Mechanical Engineering, Purdue University, USA.
- LONGO, G. A., GASPARELLA, A., 2003. **Unsteady State Analysis of the Compression Cycle of a Hermetic Reciprocating Compressor**. International Journal of Refrigeration. Vol. 26, pp. 681 – 689.
- LIU, Z., SOEDEL, W., 1992. **Modeling Temperatures in High Speed Compressors for the Purpose of Gas Pulsation and Valve Loss Modelling**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, pp. 1375 – 1384.

- MATOS, F. F. S., 2002. **Análise Numérica do Comportamento Dinâmico de Válvulas Tipo Palheta em Compressores Alternativos**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- MEYER, W.A., THOMPSON, H.D., 1990. **An Analytical Model of Heat Transfer to the Suction Gas in a Low-Side Hermetic Refrigeration Compressor**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, pp. 898-907.
- MORRIESEN, A., 2009. **Investigação Experimental do Transiente Térmico no Processo de Sucção de Compressores de Refrigeração Doméstica**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- MORRIESEN, A., DESCHAMPS, C. J., 2009. **Measurement of Temperature Transients in the Suction System of a Reciprocating Compressor**. Proceedings of the 7th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Krakow, Poland, CD-ROM.
- MORRIESEN, A., DESCHAMPS, C. J., PEREIRA, E. L. L., DUTRA, T., 2009. **Numerical Prediction of Superheating in the Suction Muffler of a Hermetic Reciprocating Compressor**. Proceedings of the International Congress of Mechanical Engineering, Gramado, Brazil, CD-ROM.
- NAVARRO, E., GRANRYD, E., URCHUEGUÍA, J. F., CORBERÁN, J. M., 2007. **A Phenomenological Model for Analyzing Reciprocating Compressors**. International Journal of Refrigeration, Vol. 30, pp. 1254 – 1265.
- NEGRÃO, C. O. R., HERTHAL, R. H., ANDRADE, D. E. V., DA SILVA, L. W., 2011. **A Semi-Empirical Model for the Unsteady-State Simulation of Reciprocating Compressors for Household Refrigeration Applications**. Applied Thermal Engineering, Vol. 31, pp. 1114 – 1124.

- NETO, M. A. M., BARBOSA JR., J. R., 2008. **Solubility, Density and Viscosity of a Mixture of R-600a and Polyol Ester Oil.** International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 34 – 44.
- NIST, 2007. **Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP).** Version 8.0.
- OOI, K.T., 2003. **Heat Transfer Study of a Hermetic Refrigeration Compressor.** Applied Thermal Engineering, Vol.23, pp. 1931-1945.
- OOI, K.T., 2008. **Assessment of a Rotary Compressor Performance Operating at Transcritical Carbon Dioxide Cycles.** Applied Thermal Engineering, Vol.28, pp. 1160-1167.
- OOI, K. T., LEE, H. Q., 2007. **Multi-Objective Design Optimization of a Rotary Compressor.** Proceedings of the International Conference on Compressors and their Systems, England, paper 23.
- OOI, K. T., WONG, T. N., 1996. **A Computer Simulation of a Rotary Compressor for Household Refrigerators.** Applied Thermal Engineering, Vol. 17, N°1, pp. 65 – 78.
- PADHY, S. K., 1992. **Heat Transfer Model of a Rotary Compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, pp. 1405-1418.
- PADHY, S. K., DWIVEDI, S. N., 1994. **Heat Transfer Analysis of a Rolling-Piston Rotary Compressor.** International Journal of Refrigeration, Vol.17, N°6, pp. 400-410.
- PARK, Y. C., 2010. **Transient Analysis of a Variable Speed Rotary Compressor.** Energy Conversion and Management. Vol. 51, pp. 277 – 287.
- PEREIRA, E. L. L., 2006. **Análise de Sistemas de Válvulas Automáticas de Compressores Alternativos.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.

- PEREIRA, E. L. L., DESCHAMPS, C. J., 2010. **A Lumped Thermodynamic Model for Scroll Compressors with Special Attention to the Geometric Characterization During the Discharge Process**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, paper 1352.
- PEREIRA, E. L. L., DESCHAMPS, C. J., 2010. **A Theoretical Account of the Piston Influence on Effective Flow and Force Areas of Reciprocating Compressor Valves**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, paper 1359.
- PEREIRA, E. L. L., DESCHAMPS, C. J., RIBAS JR., F. A., 2008. **A Comparative Analysis of Numerical Simulation Approaches for Reciprocating Compressors**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, paper 1303.
- PEREIRA, E. L. L., DESCHAMPS, C. J., RIBAS JR., F. A., 2008. **Performance Analysis of Reciprocating Compressors Through Computational Fluid Dynamics**. Journal of Process Mechanical Engineering, Vol. 222, Part E, pp. 183 – 192.
- PÉREZ-SEGARRA, C. D., RIGOLA, J. SÒRIA, M., OLIVA, A., 2005. **Detailed Thermodynamic Characterization of Hermetic Reciprocating Compressors**. International Journal of Refrigeration. Vol. 28, pp. 579-593.
- PIZARRO R., R. A., 2007. **Influência do Óleo Lubrificante na Transferência de Calor em um Compressor Hermético Alternativo**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- POSSAMAI, F. C., TODESCAT, M. L., 2004. **A Review of Household Compressor Energy Performance**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, Paper C067.
- PUFF, R., SOUZA, E. A., 1994. **Relatório de Estágio Profissional em Engenharia Mecânica**. EMBRACO S.A.

- RAJA, B., SEKHAR, S. J., LAL, D. M., KALANIDHI, A., 2003. **A Numerical Model for Thermal Mapping in a Hermetically Sealed Reciprocating Refrigerant Compressor**. International Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp. 652-658.
- RIBAS JR., F. A., 2007. **Thermal Analysis of Reciprocating Compressors**. Proceedings of the International Conference on Compressors and Their Systems, London, England, pp. 277-287.
- RIBAS JR., F. A., DESCHAMPS, C. J., Fagotti, F., Morriesen, A., Dutra T., 2008. **Thermal Analysis of Reciprocating Compressors - A Critical Review**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, Paper 1306, 8p.
- SATHE, A. A., GROLL, E. A., GARIMELLA, S. V., 2008. **Experimental Evaluation of a Miniature Rotary Compressor for Application in Electronics Cooling**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, paper 1115.
- SCHREINER, J. E., 2008. **Desenvolvimento de Metodologias de Simulação para a Análise de Soluções de Gerenciamento Térmico Aplicadas a Compressores Alternativos de Refrigeração**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- SCHREINER, J. E., RIBAS JR., F. A., DESHAMPS C. J., BARBOSA JR., J. R., DA ROSA, V.H.P., 2009, **Thermal Management of a Commercial Reciprocating Compressor Through Numerical Simulation**. Proceedings of the International Conference on Compressors and Coolants Compressors”, Rovinka, Slovak Republic, CD-ROM.
- SCHREINER, J. E., BARBOSA JR., J. R., DESHAMPS, C. J., 2010. **Theoretical Analysis of the Volumetric Efficiency Reduction in Reciprocating Compressors due to In-Cylinder Thermodynamics**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, Paper 1348.

- SHAH, R. K., JOSHI, S. D., 1987, **Convective Heat Transfer in Curved Ducts (Chapter 5)**. In: **Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer**, KAKAÇ, S., SHAH, R. K., AUNG, W., John Wiley & Sons.
- SOEDEL, W., 1972. **Introduction to Computer Simulation of Positive Displacement Type Compressors**. Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University.
- STENE, J., 2007. **Integrated CO₂ Heat Pump Systems for Space Heating and Hot Water Heating in Low-Energy Houses and Passive Houses**. Workshop of the International Energy Agency, Kyoto, Japan.
- STOECKER, W. F., 1989. **Design of Thermal Systems**. Mc Graw-Hill, Inc., 3th Edition.
- STOUFFS, P., TAZEROUT, M. WAUTERS, P., 2001. **Thermodynamic Analysis of Reciprocating Compressors**. International Journal of Thermal Sciences, Vol. 40, pp. 52 – 66.
- TASSOU, S. A., QURESHI, T. Q., 1997. **Comparative Performance Evaluation of Positive Displacement Compressors in Variable-Speed Refrigeration Applications**. International Journal of Refrigeration, Vol. 21, N°1, pp. 29-41.
- TIAN, C., LIANG, N., 2006. **State of the Art of Air-Source Heat Pump for Cold Regions**. Proceedings of the Sixth International Conference for Enhanced Buildings Operations, Shenzhen, China.
- TODESCAT, M.L., FAGOTTI, F., PRATA, A. T., FERREIRA, R. T. S., 1992. **Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, USA, pp. 1419-1428.
- USSIK, M. S., 1984. **Simulação Numérica do Desempenho de Compressores Herméticos Alternativos**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.

- YANAGISAWA, T. SHIMIZU, T., 1985. **Leakage Losses with a Rolling Piston Type Rotary Compressor. I. Radial Clearance on the Rolling Piston.** International Journal of Refrigeration, Vol. 8, N°2, pp. 75-83.
- YANAGISAWA, T. SHIMIZU, T., 1985. **Leakage Losses with a Rolling Piston Type Rotary Compressor. II. Leakage Losses Through Clearances on Rolling Piston Faces.** International Journal of Refrigeration, Vol. 8, N°2, pp. 152-158.

APÊNDICE: DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS DA DINÂMICA DE VÁLVULAS AUTOMÁTICAS

Para a modelação da dinâmica, a geometria das válvulas automáticas é aproximada por vigas engastadas de seção transversal constante. As dimensões geométricas estão ilustradas na Figura A.1.

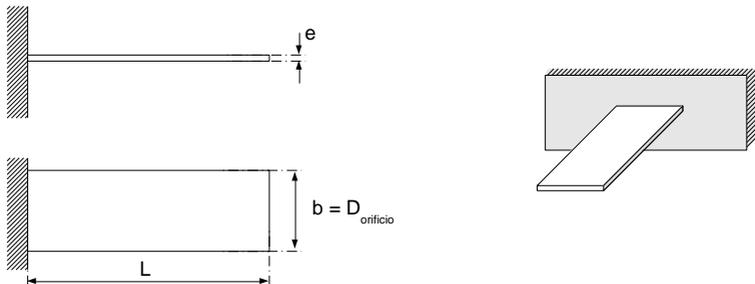


Figura A.1 – Modelo de viga engastada para análise de válvulas. (Reproduzido de Gomes, 2007).

O comprimento da válvula é representado por L , a largura por b que é maior ou igual ao diâmetro do orifício, e a espessura por e . Além disso, o módulo de elasticidade do material é representado por E . Assim, a equação para a rigidez equivalente da válvula, obtida do trabalho de Gomes (2007), é dada pela seguinte equação:

$$K_v = \frac{Ebe^3}{4L^3} \quad (\text{A.1})$$

A frequência natural é obtida por uma equação semi-empírica, representada por uma relação entre a equação analítica de vigas com um fator de ajuste para adequação à geometria real da válvula, na qual a largura é variável ao longo do comprimento. O fator de ajuste é obtido através de resultados numéricos de simulação da geometria real e, no presente estudo, a equação final para a frequência natural, com base em Gomes (2007), é:

$$F_{n,eq} = \frac{3,52}{2\pi} \sqrt{\frac{Ee^2}{12\rho L^4}} \quad (\text{A.2})$$

Com isto, é possível calcular a massa equivalente da válvula pela equação (A.3).

$$M_v = \frac{k_{eq}}{4\pi^2 F_{n,eq}^2} \quad (\text{A.3})$$