

Claudio José Santos

**EFEITO DO ESCOAMENTO NA FOLGA PISTÃO-CILINDRO
SOBRE A EFICIÊNCIA DE UM COMPRESSOR LINEAR
OPERANDO SEM ÓLEO LUBRIFICANTE**

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

Florianópolis
2014

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

Santos, Claudio José

Efeito do escoamento na folga pistão-cilindro sobre a eficiência de um compressor linear operando sem óleo lubrificante / Claudio José Santos ; orientador, César José Deschamps - Florianópolis, SC, 2014.

136 p.

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

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Compressor linear. 3. Folga pistão-cilindro. 4. Mancal aerostático. 5. Vazamento. I. Deschamps, César José. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Claudio José Santos

**EFEITO DO ESCOAMENTO NA FOLGA PISTÃO-CILINDRO
SOBRE A EFICIÊNCIA DE UM COMPRESSOR LINEAR
OPERANDO SEM ÓLEO LUBRIFICANTE**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Florianópolis, 16 de maio de 2014

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

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. César José Deschamps, Ph.D. - Presidente

Prof. Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr.Eng. (UFSC)

Prof. Luís Orlando Emerich dos Santos, Dr.Eng. (UFSC)

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D. (UFSC)

À Rafaela, por dar um sentido à
minha vida.

AGRADECIMENTOS

À EMBRACO e ao CNPq, pelo apoio financeiro e técnico.

Ao Professor César, pelo profissionalismo, orientação e, sobretudo, por me aceitar, em 2009, como integrante do Polo.

Aos membros da Banca Examinadora, pela disponibilidade de avaliar este trabalho.

Ao valioso amigo e doutorando Marco C. Diniz, pelas inúmeras discussões técnicas e pessoais e pelo suporte em todas as fases deste trabalho.

Aos amigos Diego, Francielle, Juliana e Rafael pelos momentos de aventura e descontração.

Aos engenheiros Rodrigo Kremer, Evandro Pereira, Dietmar Lillie, Fabian Fagotti, Sérgio Koerich e Diogo Lôndero pelo suporte e discussões.

Aos colegas e amigos do Polo: Brancher, Adriano, Willian, Filipe, Maurício, Marcus Alves, Ernane, Victor, Rafael, Tiago e Ricardo pelas valiosas discussões e por fazer do Polo um excelente local de trabalho e pesquisa.

Aos docentes do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica pelos conhecimentos transmitidos.

Aos meus pais Dirivam e Nilta, às minhas irmãs Aline e Luciana, e à família da Rafaela, Dylton, Kari e Paula, os quais considero como parte da minha família.

Finalmente, à Rafaela do Vale Pereira, pela paciência, amor e carinho e por estar sempre ao meu lado, me apoiando mesmo nos momentos mais incertos.

*“Cuide de seu caráter, não da sua reputação.
Seu caráter é quem você é, e sua reputação é
quem as pessoas pensam que você é”*

John Wooden

RESUMO

Compressores lineares apresentam baixos carregamentos transversais no pistão, possibilitando a utilização do próprio fluido refrigerante para formar um mancal aerostático na folga pistão-cilindro. Ao passo que esse arranjo reduz o efeito de fricção no mancal, o escoamento de gás na folga pistão-cilindro gera perdas que reduzem a eficiência do compressor. A presente dissertação apresenta um modelo desenvolvido para avaliar essas perdas e seus efeitos sobre as eficiências volumétrica e isentrópica de um compressor linear operando sem óleo lubrificante. A simulação do escoamento transiente na folga é realizada com um código comercial baseado no método de volumes finitos, enquanto que o ciclo de compressão no cilindro é simulado com um modelo de formulação integral. De modo a evidenciar as perdas geradas no mancal aerostático, o modelo desconsidera ineficiências associadas aos processos de sucção e descarga, bem como ao superaquecimento do gás no cilindro. O fenômeno foi investigado para diferentes parâmetros de projeto, assumindo que o pistão e cilindro se mantêm concêntricos durante o ciclo de compressão. Verificou-se um decréscimo na eficiência do compressor com os aumentos da espessura da folga e da razão de compressão, mas o efeito oposto foi observado com o aumento da velocidade de operação.

Palavras-chave: Compressor linear. Folga pistão-cilindro. Mancal aerostático. Vazamento.

ABSTRACT

The piston of linear compressors experience low transversal loads and the refrigerant gas in the piston-cylinder clearance can be used to form an aerostatic bearing. Despite the reduction of friction in the bearing, the gas flow in the piston-cylinder clearance generates losses that decrease the compressor efficiency. The present dissertation reports a model developed to evaluate such losses and their effects on the volumetric and isentropic efficiencies for an oil-free linear compressor. The transient flow in the gap is simulated with a commercial code based on the finite volume method, whereas the compression cycle in the cylinder is characterized via a lumped model. The attention is focused on the flow losses and other inefficiencies, associated with gas superheating inside the cylinder and with suction and discharge processes, are not included in the analysis. Different design parameters were considered in the analysis and the cylinder and the piston are assumed to be concentric during the compression cycle. It was found that the compressor efficiency is reduced when the clearance dimension and pressure ratio are increased, but the opposite effect was observed in relation to the operation speed.

Keywords: Linear Compressor. Piston-cylinder clearance. Aerostatic bearing. Leakage.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Histórico do desempenho da família de compressores EM da EMBRACO ² . Adaptado de Embraco (2013).....	27
Figura 1.2 – Conceito da Curva-S aplicado ao desenvolvimento de novas tecnologias. Adaptado de Foster (1986).	28
Figura 1.3 – Consumo de energia elétrica no setor residencial segundo EPE ² . Adaptado de Epe (2012).....	28
Figura 1.4 – Esquema de componentes de um ciclo padrão de refrigeração (a) e diagrama pressão-entalpia de um ciclo ideal (b).	30
Figura 1.5 – Diagrama indicado do ciclo ideal de compressão com volume morto.....	31
Figura 1.6 – Diferentes mecanismos de acionamento de compressores recíprocos. Adaptado de Ashrae (2006) e Pollak et al. (1979). ..	32
Figura 1.7 – Esquema com as principais partes móveis de um compressor linear.....	35
Figura 1.8 – Detalhamento da folga pistão-cilindro.	36
Figura 1.9 – Região de fluido da folga pistão-cilindro e orifícios de alimentação.....	37
Figura 1.10 – Fragmentação representativa de perdas de vazão de massa.	38
Figura 1.11 – Esquema de fragmentação de perdas de potência útil.	39
Figura 2.1 – Fracionamento de perdas segundo mecanismo (a) e localização (b). Adaptado de McGovern e Harte (1995).....	44
Figura 2.2 – Variação das eficiências volumétrica (a) e isentrópica (b) em função da pressão de descarga. Adaptado de Stouffs et al. (2001).	45
Figura 2.3 – Variação da eficiência isentrópica em função da velocidade de operação (a) e da razão de compressão (b). Adaptado de Pollak <i>et al.</i> (1979).	48
Figura 2.4 – Pressão no cilindro em função do ângulo de manivela. Reproduzido de Ussyk (1984).	49
Figura 2.5 – Comparação de resultados para o deslocamento do pistão (a) e eficiência volumétrica (b). Adaptado de Bradshaw <i>et al.</i> (2011).	50
Figura 2.6 – Esquema do modelo de vazamento (a) e resultados de vazão de massa pela folga em função da folga radial (b). Adaptado de Ferreira e Lilie (1984).....	51
Figura 3.1 – Volume de controle (detalhe em vermelho) na câmara de compressão.	55

Figura 3.2 – Comparação entre curvas de deslocamento do pistão. Elaborado pelo autor com dados cedidos pela Embraco.	58
Figura 3.3 – Representação dos fluxos de energia que atravessam o domínio.	61
Figura 4.1 – Variação de Kn com a pressão em diferentes condições para o R134a.	67
Figura 4.2 – Esquema de camadas dinâmicas.	74
Figura 4.3 – Planificação do domínio da folga pistão-cilindro.	75
Figura 4.4 – Domínio simplificado da folga e superfícies limitantes.	76
Figura 4.5 – Distribuição de pressão em $t = 0$	77
Figura 4.6 – Malha utilizada.	78
Figura 4.7 – Representação dos canais restritores e orifícios de alimentação. Adaptado de Hülse (2008).	80
Figura 5.1 – Localização dos modelos utilizados.	84
Figura 5.2 – Diagrama de comunicação dos modelos usados na simulação.	84
Figura 5.3 – Fluxograma da simulação.	86
Figura 5.4 – Esquema de comunicação dos domínios.	89
Figura 5.5 - Variáveis envolvidas nos balanços do ambiente de sucção.	94
Figura 5.6 – Variáveis envolvidas nos balanços do ambiente de descarga.	95
Figura 6.1 – Variáveis geométricas de interesse para o pistão no TDC.	98
Figura 6.2 – Resultados normalizados para diferentes níveis de refino de malha.	102
Figura 6.3 – Resultados normalizados para diferentes níveis de refino de passo de tempo.	103
Figura 6.4 – Resultados normalizados para diferentes ciclos avaliados.	104
Figura 6.5 – Resultados de vazão de massa reduzida em função do número de Knudsen para o escoamento de Hélio em um canal retangular.	107
Figura 6.6 – Diagrama indicado.	109
Figura 6.7 – Vazão de massa através dos orifícios de sucção e descarga e massa contida na câmara de compressão.	109
Figura 6.8 – Vazão de massa transiente nas superfícies limitantes do modelo FPC.	111
Figura 6.9 – Termo advectivo de energia na folga de topo e taxa de transferência de calor nas paredes da folga pistão-cilindro.	113
Figura 6.10 – Termos advectivos de energia na folga de saia, orifícios de alimentação e potência de atrito.	113
Figura 6.11 – Taxa de dissipação viscosa integrada no volume ao longo do ciclo de compressão.	115
Figura 6.12 – Campo de velocidade em diferentes instantes de tempo.	116

Figura 6.13 – Campo de pressão em diferentes instantes de tempo.	117
Figura 6.14 – Variação parâmetros de ineficiência volumétrica com f	120
Figura 6.15 – Variação de parâmetros de ineficiência isentrópica com f .120	
Figura 6.16 – Variação parâmetros de ineficiência volumétrica com $Lamp$	122
Figura 6.17 – Variação de parâmetros de ineficiência isentrópica com $Lamp$	122
Figura 6.18 – Variação parâmetros de ineficiência volumétrica com Π ...	125
Figura 6.19 – Variação de parâmetros de ineficiência isentrópica com Π .125	
Figura 6.20 – Variação parâmetros de ineficiência volumétrica com δ	127
Figura 6.21 – Variação de parâmetros de ineficiência isentrópica com δ .128	

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Coeficientes de performance para diferentes técnicas de refrigeração. Adaptado de Ashrae (2006).....	30
Tabela 2.1 – Impacto da folga radial nas perdas por vazamento. Adaptado de Hülse (2008).	53
Tabela 6.1 – Parâmetros geométricos utilizados.....	99
Tabela 6.2 – Parâmetros de operação utilizados.....	99
Tabela 6.3 – Parâmetros de avanço de tempo utilizados.	99
Tabela 6.4 – Resultados da análise de refino de malha.	102
Tabela 6.5 – Resultados da análise de refino de avanço no tempo.	103
Tabela 6.6 – Resultados da análise de ciclo avaliado.	104
Tabela 6.7 – Parâmetros da condição padrão.....	108
Tabela 6.8 – Resultados de vazão de massa e perda de eficiência volumétrica.	110
Tabela 6.9 – Vazão de massa nas fronteiras do modelo FPC.	111
Tabela 6.10 – Resultados relacionados à potência e à perda de eficiência isentrópica.....	112
Tabela 6.11 – Termos líquidos de energia através das superfícies limitantes do modelo FPC.	114
Tabela 6.12 – Parâmetros utilizados nas simulações.	118
Tabela 6.13 – Resultados numéricos para a variação de f	119
Tabela 6.14 – Resultados numéricos para a variação de $Lamp$	121
Tabela 6.15 – Resultados numéricos para a variação de Π	124
Tabela 6.16 – Resultados numéricos para a variação de δ	127

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Símbolos Gerais

a	Velocidade do som	m/s
A	Área	m ²
A_{cap}	Área de seção transversal do canal restritor	m ²
A_T	Coeficiente da equação de temperatura	K/s
A_μ	Coeficiente da equação de viscosidade	Pa.s/K
B_T	Coeficiente da equação de temperatura	1/s
c	Fração de volume morto	-
c_v	Calor específico à volume constante	J/kg.K
D	Diâmetro	m
D_h	Diâmetro hidráulico	m
f	Velocidade de operação	Hz
F	Forças de corpo	N
f_D	Fator de atrito de Darcy	-
G	Vazão de massa reduzida adimensional	-
h	Entalpia específica	J/kg
h_n	Nível de refino	-
Kn	Número de Knudsen do escoamento	-
L	Comprimento	m
l	Profundidade	m
m	Massa	kg
\dot{m}	Vazão de massa	kg/s
k	Condutividade térmica	W/m.K
p	Pressão	Pa
p_ϕ	Ordem de convergência	-
P_{cap}	Perímetro molhado da seção do canal restritor	m
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
r	Razão entre níveis de refino	-
R	Constante específica do gás	J/kg.K
Re	Número de Reynolds	-
t	Tempo	s
T	Temperatura	K
T_0	Temperatura de referência	K

u	Energia interna específica	J/kg
v	Volume específico	m ³ /kg
U	Velocidade	m/s
\forall	Volume	m ³
$\dot{\forall}$	Vazão volumétrica	m ³ /s
\forall_c	Volume morto	m ³
\forall_{sw}	Deslocamento volumétrico do compressor	m ³
\dot{W}	Potência consumida pelo compressor	W
\dot{W}_f	Potência dissipada por atrito	W
\dot{W}_{ind}	Potência indicada	W
\dot{W}_{shaft}	Potência de eixo	W

Símbolos Gregos

α_c	Fator de colapso	-
α_s	Fator de segmentação	-
γ	Razão de calores específicos do gás	-
δ	Espessura da folga pistão-cilindro	m
Δ	Varição	-
Δt	Passo de tempo do modelo da folga pistão-cilindro	s
Δt_{IM}	Passo de tempo do modelo da câmara de compressão	s
εv	Perda eficiência volumétrica normalizada	-
εs	Perda eficiência isentrópica normalizada	-
η_c	Eficiência total	-
η_{ele}	Eficiência elétrica	-
η_{mec}	Eficiência mecânica	-
η_s	Eficiência isentrópica	-
η_v	Eficiência volumétrica	-
λ	Caminho livre médio	m
λ_μ	Segundo coeficiente de viscosidade	Pa.s
μ	Viscosidade dinâmica	Pa.s
π	Constante de Arquimedes	rad
Π	Razão de compressão	-
ρ	Densidade mássica	kg/m ³
σ	Coefficiente de deslizamento	m ²
$\bar{\tau}$	Tensor tensão viscosa	Pa

Sub-índices

<i>amb</i>	Referente a um determinado ambiente
<i>amp</i>	Referente à amplitude de oscilação do pistão
<i>cap</i>	Referente ao canal restritor
<i>cfo</i>	Referente à posição do orifício de alimentação
<i>cond</i>	Referente ao condensador
<i>comp</i>	Referente à compressão
<i>cyl</i>	Referente ao cilindro
<i>dis</i>	Referente à descarga
<i>evap</i>	Referente ao evaporador
<i>exp</i>	Referente à expansão
<i>fo</i>	Referente ao orifício de alimentação
<i>gap</i>	Referente à folga pistão-cilindro
<i>gsk</i>	Referente à folga de saia do pistão
<i>gtp</i>	Referente à folga de topo do pistão
<i>i</i>	Referente ao gás dentro da câmara de compressão
<i>th</i>	Referente ao processo teórico
<i>idc</i>	Referente ao processo teórico com volume morto
<i>in</i>	Referente à entrada
<i>ini</i>	Referente ao início do processo
<i>instop</i>	Referente à posição central ou de repouso do pistão
<i>manc</i>	Referente ao mancal aerostático
<i>old</i>	Referente ao passo de tempo anterior
<i>out</i>	Referente à saída
<i>pist</i>	Referente ao pistão
<i>s</i>	Referente ao processo isentrópico
<i>sh</i>	Referente ao superaquecimento
<i>suc</i>	Referente à sucção
<i>sup</i>	Referente à superfície
<i>tot</i>	Referente à totalidade
<i>vol</i>	Referente ao volume
<i>wall</i>	Referente às paredes da folga pistão-cilindro

Abreviaturas

<i>BDC</i>	Ponto morto inferior
<i>COP</i>	Coefficiente de performance
<i>GCI</i>	<i>Grid Convergence Index</i>
<i>TDC</i>	Ponto morto superior
<i>UDF</i>	<i>User Defined Functions</i>
<i>vc</i>	Volume de controle

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	27
1.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO	29
1.2 CICLO DE COMPRESSÃO	31
1.3 MECANISMOS DE ACIONAMENTO	32
1.4 O COMPRESSOR LINEAR	33
1.4.1 Retrospectiva histórica	33
1.4.2 Características de funcionamento	34
1.4.3 Geometria da região da folga pistão-cilindro	36
1.5 PERDAS DE EFICIÊNCIA	37
1.5.1 Perdas de vazão de massa: Eficiência Volumétrica	37
1.5.2 Consumo de energia: Eficiência Isentrópica	39
1.6 OBJETIVO GERAL	41
1.7 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	41
2 REVISÃO DA LITERATURA	43
2.1 CARACTERIZAÇÃO DE PERDAS	43
2.2 MODELOS DE SIMULAÇÃO DE COMPRESSORES	46
2.3 VAZAMENTO DE GÁS NA FOLGA PISTÃO-CILINDRO	50
2.4 SÍNTESE E CONTRIBUIÇÕES	53
3 MODELO DA CÂMARA DE COMPRESSÃO	55
3.1 HIPÓTESES ADOTADAS	56
3.2 MOVIMENTO DO PISTÃO	57
3.3 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NO CILINDRO	58
3.4 PROCESSOS DE SUCCÃO E DESCARGA	62
4 MODELO DA FOLGA PISTÃO-CILINDRO	65
4.1 HIPÓTESES ADOTADAS	65
4.2 MÉTODO DE SOLUÇÃO	67
4.2.1 Equações governantes	68
4.2.2 Discretização das equações	70
4.2.3 Funções de interpolação	72
4.2.4 Acoplamento entre os campos de pressão e velocidade	72
4.2.5 Propriedades termofísicas	73
4.2.6 Estratégia de malha móvel	73
4.3 DETALHAMENTO DO MODELO FPC	75
4.3.1 Domínio de solução	75
4.3.2 Condições de contorno	76
4.3.3 Condição inicial	77

4.3.4	<i>Malha de discretização</i>	78
4.3.5	<i>Critério de convergência</i>	79
4.4	CÁLCULO DE VAZÃO NOS CANAIS RESTRITORES	79
5	MÉTODOS DE SOLUÇÃO E ANÁLISE	83
5.1	PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO	83
5.2	ANÁLISE DAS INEFICIÊNCIAS	88
5.2.1	<i>Fracionamento de ineficiências volumétricas</i>	88
5.2.2	<i>Fracionamento de ineficiências isentrópicas</i>	92
5.2.3	<i>Balanços nas câmaras de sucção e descarga</i>	93
5.2.4	<i>Variáveis estudadas</i>	95
6	RESULTADOS E DISCUSSÃO	97
6.1	PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E DE OPERAÇÃO DO COMPRESSOR.....	97
6.2	VERIFICAÇÃO DO MODELO FPC	100
6.2.1	<i>Discretizações espacial e temporal</i>	100
6.2.2	<i>Convergência para a condição cíclica de operação</i>	103
6.3	ANÁLISE EM REGIME PERMANENTE	105
6.4	ANÁLISE EM CONDIÇÃO PADRÃO.....	107
6.5	EFEITO DE PARÂMETROS DE PROJETO SOBRE AS EFICIÊNCIAS	118
6.5.1	<i>Velocidade de operação</i>	118
6.5.2	<i>Amplitude de oscilação</i>	121
6.5.3	<i>Razão de pressão</i>	123
6.5.4	<i>Espessura da folga</i>	126
7	CONCLUSÕES	129
7.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	129
7.2	CONCLUSÕES	129
7.3	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	130
	REFERÊNCIAS	133

1 INTRODUÇÃO

No âmbito da refrigeração doméstica, o ciclo de refrigeração mais comum é o de compressão mecânica de vapores, onde o compressor mais usual é o recíproco com acionamento através de mecanismo biela-manivela. Comercializado desde 1917 nos refrigeradores *Monitor Top* produzidos pela GE¹, e mesmo encontrando-se em processo de constante otimização (conforme demonstrado na Figura 1.1), é de conhecimento geral dos especialistas que atuam na área que essa tecnologia de compressão já está em uma fase bastante avançada de desenvolvimento.

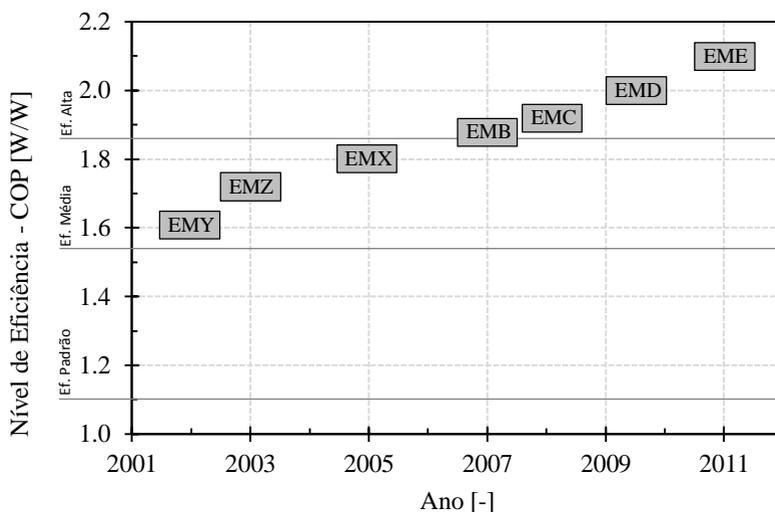


Figura 1.1 – Histórico do desempenho da família de compressores EM da EMBRACO². Adaptado de Embraco (2013).

O presente estudo é focado no compressor recíproco de acionamento linear, uma tecnologia recente e promissora para aplicação em refrigeração doméstica. Segundo a teoria do conceito de Curva-S (FOSTER, 1986) demonstrada na Figura 1.2, o compressor tradicional encontra-se no topo da curva de tecnologia existente, onde normalmente necessita-se um grande esforço para obter-se um pequeno ganho relativo de desempenho. Já o compressor linear, representado pela curva de nova tecnologia, apresenta um potencial para atingir índices mais elevados de eficiência.

¹General Electric.

²Empresa Brasileira de Compressores.

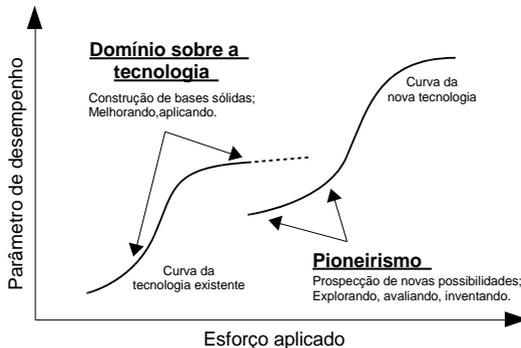


Figura 1.2 – Conceito da Curva-S aplicado ao desenvolvimento de novas tecnologias. Adaptado de Foster (1986).

No Brasil, a classificação dos níveis de eficiência de diversos aparelhos elétricos, dentre eles os refrigeradores e freezers, é realizado pelo Inmetro¹. Os limites mínimos de eficiência impostos por agências governamentais são uma ferramenta para incentivar o avanço tecnológico, forçando as empresas a promoverem o aumento de eficiência energética e redução do impacto ambiental dos respectivos produtos. Somente no Brasil, estima-se um gasto anual superior a 31000 GWh em dispositivos domésticos de refrigeração (congeladores, refrigeradores e condicionadores de ar). Este valor representa 28% do total do consumo de energia elétrica pelo setor residencial, conforme apresentado na Figura 1.3. Desta forma, mesmo pequenos aumentos de eficiência em compressores têm impacto significativo no consumo total de energia elétrica.

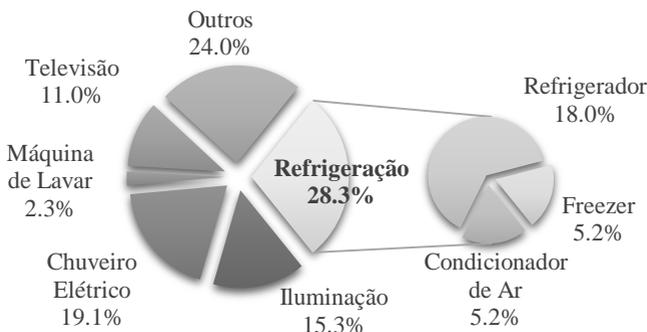


Figura 1.3 – Consumo de energia elétrica no setor residencial segundo EPE². Adaptado de Epe (2012).

¹Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia.

²Empresa de Pesquisa Energética.

Já no aspecto ambiental, as características mecânicas do compressor linear estudado fazem com que o mesmo dispense a utilização de óleo para a lubrificação de componentes móveis. Isso causa impactos positivos, tais como a redução de emissão de poluentes no fim da vida útil do compressor/refrigerador e a eliminação de problemas associados à compatibilidade entre óleo e refrigerante.

Contudo, a adoção de um novo tipo de compressor exige que estudos sejam realizados sobre ineficiências no ciclo de compressão, devido ao superaquecimento do gás, atrito e vazamento. As próximas seções fornecem informações sobre o compressor linear, tais como sua aplicação no ciclo de refrigeração e as principais fontes de perdas responsáveis por reduzir a sua eficiência.

1.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO

Em 1834, o inventor norte-americano Jacob Perkins depositou em Londres o que veio a ser a primeira patente com uma descrição completa de uma máquina de refrigeração de operação cíclica que foi efetivamente construída. Tal máquina é considerada o protótipo de todos os ciclos de compressão de vapor subsequentes (GOSNEY, 1982). Comparativamente com outras tecnologias aplicadas à refrigeração doméstica, como a refrigeração por efeito termoelétrico ou por absorção, o ciclo por compressão de vapor é considerado mais vantajoso em termos de manufatura e custos de operação, motivo pelo qual é o mais utilizado (ASHRAE, 2006).

A aplicação de refrigeração doméstica requer, normalmente, uma taxa de transferência calor de 50 a 400 W do ambiente a ser refrigerado para um ambiente externo, estando os mesmos sujeitos a uma diferença de temperatura de 30 até 90 °C (ASHRAE, 2006). O coeficiente de performance (COP) é usualmente utilizado como parâmetro de eficiência nos ciclos de refrigeração, representando a razão entre a capacidade do dispositivo de extrair calor do ambiente a ser refrigerado e a potência elétrica consumida, de forma que:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}}, \quad (1.1)$$

onde \dot{Q}_{evap} é a taxa de transferência de calor no evaporador e \dot{W} a potência elétrica consumida. Para uma condição de temperatura de ambiente

refrigerado a $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ e ambiente externo a $32\text{ }^{\circ}\text{C}$, outras técnicas de refrigeração apresentam coeficientes de performance (COP) típicos retratados na Tabela 1.1.

Tabela 1.1 – Coeficientes de performance para diferentes técnicas de refrigeração. Adaptado de Ashrae (2006).

Técnica utilizada	COP (W/W)
Termoelétrica	0,09
Absorção	0,44
Compressão de vapor	1,65

Em relação à operação, na refrigeração por ciclo de compressão de vapor, um fluido circula através de quatro componentes básicos (condensador, dispositivo de expansão, evaporador e compressor) em um circuito fechado, conforme demonstrado no esquema da Figura 1.4a e no diagrama pressão-entalpia da Figura 1.4b. Em um ciclo padrão, os processos de troca de calor no evaporador e condensador são isobáricos, o processo de compressão é isentrópico e o de expansão é isentálpico.

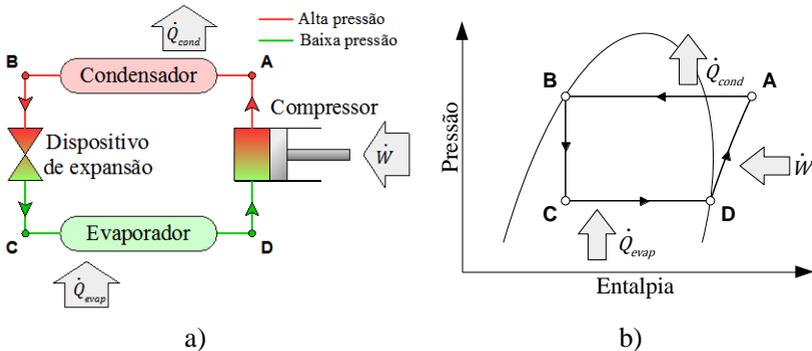


Figura 1.4 – Esquema de componentes de um ciclo padrão de refrigeração (a) e diagrama pressão-entalpia de um ciclo ideal (b).

Partindo do ponto “A” em direção ao ponto “B”, o fluido refrigerante no estado superaquecido atravessa o condensador, rejeitando para o meio externo a energia (\dot{Q}_{cond}) adquirida no evaporador e no compressor. O condensador é o único componente de rejeição de calor nesse sistema de refrigeração, sendo usualmente do tipo convecção natural em aplicações domésticas (ASHRAE, 2006).

Em “B” o fluido alcança o dispositivo de expansão, normalmente um tubo capilar, dado a sua simplicidade e baixo custo (ASHRAE, 2006). Tal dispositivo, em conjunto com o compressor, tem o objetivo de manter a diferença de pressão no sistema e regular a vazão de refrigerante.

Ao atravessar o dispositivo em direção ao ponto “C”, o fluido tem sua pressão e temperatura reduzidas, encontrando-se no estado saturado ao entrar no evaporador. Seguindo até o ponto “D” o fluido atravessa o evaporador absorvendo, mediante mudança de fase, calor do ambiente a ser refrigerado (\dot{Q}_{evap}).

Finalmente, em “D” o fluido é succionado pelo compressor. Mediante o consumo de energia elétrica (\dot{W}), o compressor executa trabalho sobre o fluido refrigerante, aumentando a pressão até aquela do ponto “A”. A partir de “A”, um novo ciclo é repetido através dos componentes citados.

1.2 CICLO DE COMPRESSÃO

Nos compressores recíprocos o processo de compressão não ocorre de forma contínua como indicado no segmento \overline{DA} da Figura 1.4b. O processo ocorre em quatro processos distintos, representados na Figura 1.5.

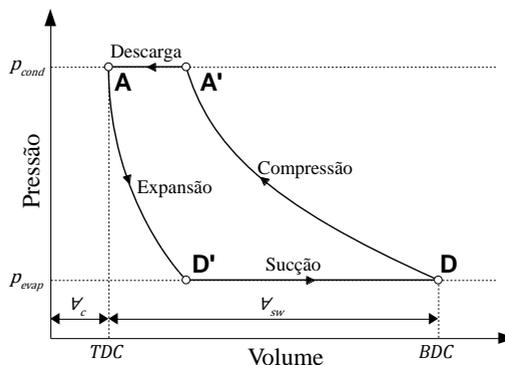


Figura 1.5 – Diagrama indicado do ciclo ideal de compressão com volume morto.

De “D” até “A” o gás confinado na câmara de compressão sofre uma redução de volume, tendo sua pressão e temperatura aumentadas. Ao alcançar a pressão de descarga (pressão de condensação) no ponto “A”, uma válvula de descarga se abre e o gás comprimido é descarregado até “A”, quando a válvula volta a fechar. Nesse ponto, denominado ponto morto

superior (TDC), o volume na câmara de compressão atinge o valor mínimo igual ao volume morto (V_c).

O gás em alta pressão remanescente do processo de descarga e confinado no volume morto é expandido até “D”, tendo sua pressão reduzida para possibilitar o processo de sucção. Em “D” uma válvula de sucção se abre e gás é succionado da linha que deixa o evaporador até que a câmara de compressão alcance o volume máximo no ponto morto inferior (BDC) em “D”. A partir do ponto D, um novo ciclo é iniciado. Deve ser notado que durante o funcionamento do compressor, o volume da câmara de compressão varia de um valor mínimo (V_c) até um valor máximo ($V_c + V_{sw}$), onde V_{sw} é o deslocamento volumétrico.

1.3 MECANISMOS DE ACIONAMENTO

Os compressores recíprocos usados na refrigeração doméstica são usualmente herméticos e acionados por mecanismo do tipo biela-manivela (ASHRAE, 2006). Além do mecanismo biela-manivela, a Figura 1.6 ilustra outros mecanismos também utilizados para realizar a movimentação do pistão em compressores recíprocos.

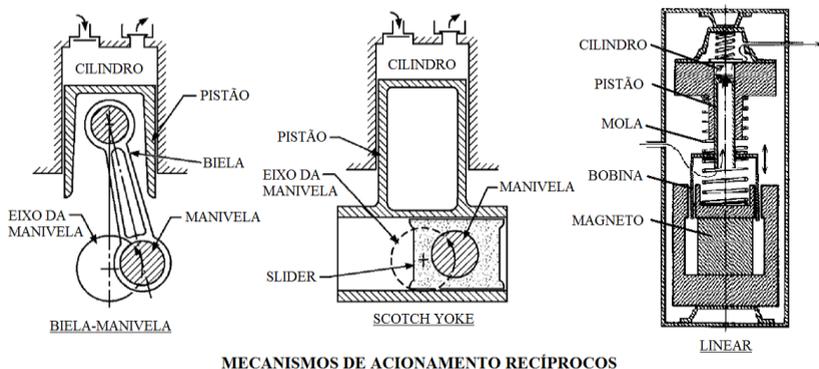


Figura 1.6 – Diferentes mecanismos de acionamento de compressores recíprocos. Adaptado de Ashrae (2006) e Pollak et al. (1979).

No mecanismo biela-manivela, o movimento rotativo do motor é convertido em movimento alternativo do pistão pela rotação de um eixo excêntrico (manivela) conectado ao pistão através de uma biela. O mecanismo do tipo *Scotch-Yoke* é similar ao biela-manivela, mas a conexão do pistão com o eixo excêntrico é feita através de um rasgo em uma estrutura

rigidamente ligada ao pistão. O mecanismo *Scotch-Yoke* apresenta esforços laterais reduzidos no pistão e, conseqüentemente baixo desgaste do par pistão-cilindro, em comparação com o biela-manivela. No entanto, o desgaste no rasgo do eixo excêntrico é normalmente elevado.

Por fim, o mecanismo linear utiliza uma ou mais molas e um atuador linear eletromagnético para movimentar o pistão, sem necessidade da conversão de movimento rotativo em alternativo. Esta concepção reduz drasticamente os esforços laterais e a quantidade de partes que exigem lubrificação no compressor, permitindo a eliminação do óleo lubrificante. Outra vantagem desse mecanismo é a capacidade de variar durante a operação o volume deslocado e, conseqüentemente, a vazão de fluido refrigerante. Esta característica possibilita a atuação contínua do compressor quando o sistema de refrigeração é sujeito a variações de carga térmica e/ou condição de operação (CADMAN, 1967), possibilitando um aumento de eficiência do ciclo de refrigeração.

Compressores alternativos do tipo biela-manivela mais modernos podem também modular a capacidade do sistema, mas o fazem mediante alteração da velocidade de rotação do motor. Tais compressores exigem portanto um inversor de frequência, o que representa um custo adicional, por vezes elevado. O compressor linear não necessita de inversor, uma vez que o valor controlado é a potência de entrada e não a velocidade de operação, de forma que e a eletrônica envolvida apresenta um custo menor. Todavia, no compressor linear as tolerâncias envolvidas nos processos construtivos são rigorosas, elevando o custo de produção.

1.4 O COMPRESSOR LINEAR

1.4.1 Retrospectiva histórica

Apesar da aplicação do compressor linear moderno ser recente, as origens do mesmo constam do início do século XX. A Pontois (1901) foi creditada a patente de número 665917, onde o autor descreve um aparato para obter movimento recíproco sem um mecanismo biela-manivela. O conceito envolvido era similar ao descrito na patente de Siemens (1874) referente ao transdutor de bobina móvel. Entretanto, Pontois foi pioneiro em sugerir a aplicação de sua respectiva invenção em bombas, britadeiras, compressores e outros dispositivos que poderiam utilizar movimentos recíprocos.

Todavia, somente 30 anos depois surgiram patentes de compressores lineares destinados especificamente à compressão e gases. As concepções iniciais eram variadas e de baixa eficiência, o elemento de compressão passou

de disco metálico, como descrito em Nahman *et al.* (1933) até elementos sanfonados, como apresentado por Sarver (1941).

Em 1954 entretanto, Dölz (1954) propôs uma abordagem mais eficiente, onde o atuador linear acionava um pistão para executar a compressão do gás. Conforme registrado em Cadman (1967), o compressor desenvolvido e patenteado por Dölz foi construído e comercializado no Japão, Alemanha e Estados Unidos. É válido salientar que o autor descreve na referida patente a utilização de anéis de vedação no pistão para reduzir efeitos de vazamentos. Entretanto, tais elementos são normalmente sujeitos ao desgaste e implicam em um aumento significativo de perdas por atrito.

Um compressor linear mais atual é descrito na patente de Kim (2013). Entre evoluções apresentadas pode-se citar a substituição dos anéis de vedação por um sistema de mancal aerostático, reduzindo consideravelmente as perdas por atrito e possibilitando a dispensa de óleo como fluido de lubrificação. Nesta concepção, uma pequena parcela de fluido refrigerante é desviada da descarga para a folga pistão-cilindro, formando uma camada pressurizada de gás responsável por conter os esforços laterais do pistão.

Observa-se que ao longo dos anos o compressor linear passou por drásticas mudanças. No cenário atual, duas dessas mudanças são significativas para o presente estudo: a dispensabilidade de fluido refrigerante e a utilização do mancal aerostático. Ao passo que eliminam ou reduzem certos problemas e dificuldades, essas modificações exigem estudos para a correta caracterização de efeitos até então pouco avaliados.

1.4.2 Características de funcionamento

O funcionamento de um compressor linear moderno é similar ao de um compressor alternativo tradicional. Em um ciclo de compressão, o gás vindo do evaporador é succionado para o cilindro, onde é comprimido pela ação de redução de volume proveniente da movimentação do pistão. Após atingir a pressão necessária, o gás é descarregado para a câmara de descarga e direcionado para o condensador.

Diferentemente do que ocorre com um mecanismo do tipo biela-manivela (de curso fixo), a movimentação do pistão no compressor linear é realizada por um atuador linear. Uma mola ressonante age em conjunto com um sistema eletromagnético, resultando em um curso variável do pistão.

Conforme ilustrado na Figura 1.7, o pistão, as hastes e os magnetos formam um conjunto rígido e estão conectados ao bloco do compressor através de uma mola ressonante. O sistema eletromagnético é composto por magnetos e pelo estator, o qual é posicionado próximo aos magnetos.

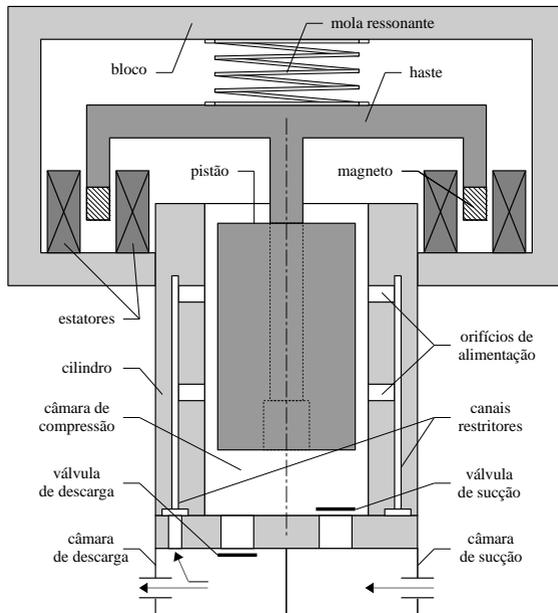


Figura 1.7 – Esquema com as principais partes móveis de um compressor linear.

Para executar a movimentação do pistão, o campo magnético no estator é alterado mediante consumo de energia elétrica na forma de pulsos, gerando um impulso nos magnetos e, por consequência, no conjunto do pistão. Quanto mais intensos forem os pulsos, maior será amplitude de oscilação do pistão e a capacidade do compressor, mas será maior também o consumo de energia.

Quando o conjunto do pistão se movimenta, as molas ressonantes acumulam a energia cinética desse conjunto na forma de energia potencial de mola, que é convertida em energia cinética novamente. Assim o deslocamento do pistão pode ser modelado como um sistema massa-mola-amortecedor, possuindo uma dinâmica própria e variável, que depende do balanço de forças atuando sobre ele. Para proporcionar o movimento do pistão com o menor consumo de energia, o atuador linear age sob a forma de pulsos na frequência de ressonância do conjunto móvel.

Como mencionado anteriormente, as características do compressor linear permitem a operação do mesmo sem óleo. No caso do compressor linear do presente estudo, a lubrificação do par pistão-cilindro é feita então com gás a alta pressão. Nessa concepção, uma pequena quantidade do fluido

refrigerante é desviada da câmara de descarga através de canais restritores até os orifícios de alimentação localizados na parede do cilindro, que direcionam o fluido para formar um filme de gás entre o cilindro e o pistão.

A vazão mássica de refrigerante desviada para esse tipo de mancal, conhecido como mancal aerostático, é um parâmetro importante. Valores elevados prejudicam a eficiência do compressor, reduzindo a vazão mássica disponibilizada ao sistema. Na condição oposta, ocorre o risco de contato entre as partes metálicas, o que aumenta consideravelmente a perda por atrito e o risco de falha do compressor.

1.4.3 Geometria da região da folga pistão-cilindro

A região da folga pistão-cilindro é aquela formada entre o cilindro e o pistão, resultando em um domínio anular preenchido por fluido refrigerante. Observa-se que a folga tem comunicação direta com os orifícios de alimentação, com a câmara de compressão e com o ambiente interno da carcaça, conforme demonstrado na Figura 1.8a e na Figura 1.8b. Os canais restritores, por sua vez, são responsáveis pela comunicação entre os orifícios de alimentação e a câmara de descarga, controlando a vazão de massa desviada para o mancal aerostático. Esses canais são construídos sob a forma de ranhuras helicoidais na superfície externa do cilindro, o qual é ajustado sob pressão dentro de uma camisa, cobrindo as ranhuras e formando os canais.

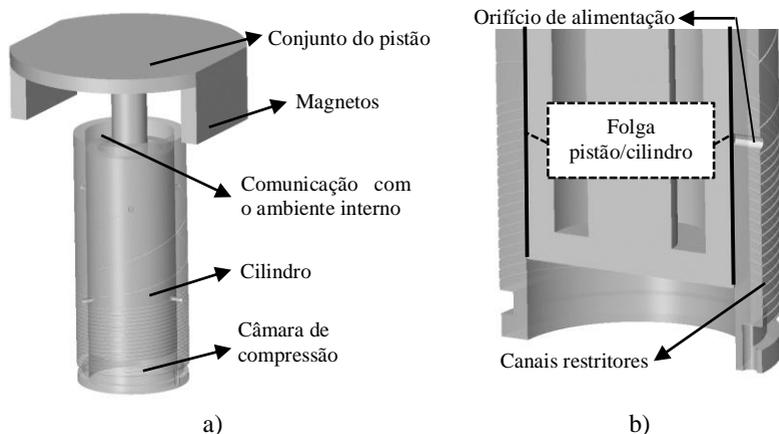


Figura 1.8 – Detalhamento da folga pistão-cilindro.

Na concepção estudada são usados seis orifícios de alimentação, dispostos em duas fileiras e espaçados em um intervalo circunferencial de 120° , de acordo com a Figura 1.9. As duas fileiras de orifícios são defasadas entre si de forma que se todos os orifícios fossem colocados sobre uma mesma posição axial, os mesmos estariam defasados em 60° . Cada canal restritor conecta apenas um orifício de alimentação à câmara de descarga, ou seja, para cada orifício há apenas um canal.

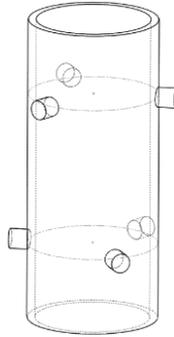


Figura 1.9 – Região de fluido da folga pistão-cilindro e orifícios de alimentação.

1.5 PERDAS DE EFICIÊNCIA

A correta caracterização de um compressor em termos de eficiência é de vital importância para o desenvolvimento do mesmo. A identificação dos potenciais de ganho é um dos passos iniciais, e por isto estratégico, na otimização de compressores. Dois parâmetros de desempenho de grande interesse em compressores são a vazão de massa disponibilizada ao sistema e a energia consumida para executar esta tarefa, considerando a diferença de pressão estabelecida pelas temperatura de evaporação e de condensação. Dessa forma, é comum caracterizar o desempenho de um compressor através de dois parâmetros: eficiência volumétrica e eficiência isentrópica. A primeira é relacionada à vazão de massa e a segunda ao consumo de energia.

1.5.1 Perdas de vazão de massa: Eficiência Volumétrica

A vazão mássica ideal de um compressor depende apenas da condição de sucção e de parâmetros geométricos/operacionais, de forma que:

$$\dot{m}_{th} = \rho_{suc} \nabla_{sw} f, \quad (1.2)$$

onde ρ_{suc} é a densidade do gás na sucção, ∇_{sw} o deslocamento volumétrico do compressor e f a velocidade de operação (frequência).

A vazão de massa real de um compressor é consideravelmente menor do que a vazão mássica ideal e diversos são os fatores responsáveis por esse fato. Tomando o valor ideal como referência, podem-se fragmentar as perdas de vazão de massa, conforme ilustrado na Figura 1.10, da seguinte forma:

- Perda por refluxo nos processos de sucção e descarga;
- Perda devido ao superaquecimento do gás que ocorre ao longo de seu trajeto até a câmara de compressão, o qual reduz a sua densidade mássica;
- Perda por volume morto, uma vez que parte do curso do pistão é utilizado para expandir o gás remanescente na câmara de compressão ao final do processo de descarga;
- Perdas por vazamentos em válvulas e folga entre o pistão e o cilindro;
- Perda devido ao desvio de gás da câmara de descarga para o mancal aerostático formado na folga entre cilindro e pistão.

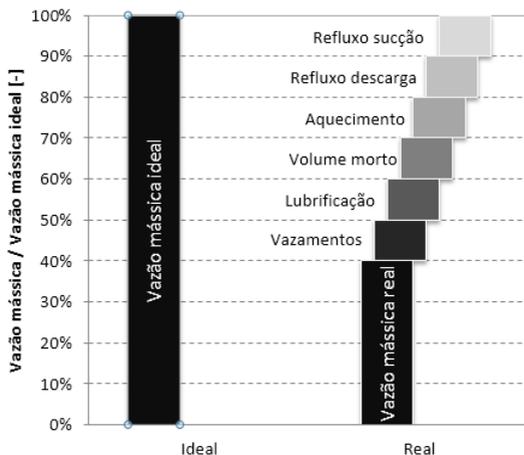


Figura 1.10 – Fragmentação representativa de perdas de vazão de massa.

O mancal aerostático causa dois efeitos diretos de vazamento, um deles através do vazamento na folga pistão-cilindro e outro pelo desvio de massa da câmara de descarga. Estes efeitos serão avaliados na análise de eficiência volumétrica a ser desenvolvida neste trabalho.

A eficiência volumétrica, η_v , é o parâmetro que relaciona a vazão mássica ideal, \dot{m}_{th} , com a vazão de massa fornecida pelo compressor, \dot{m} , ou seja,

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} . \quad (1.3)$$

1.5.2 Consumo de energia: Eficiência Isentrópica

Outro aspecto importante na avaliação do desempenho de um compressor refere-se ao consumo de energia. A potência elétrica consumida por um compressor é sempre superior à potência isentrópica necessária para comprimir a mesma quantidade de massa. A razão para tal é que parte da energia é desperdiçada em determinados processos no compressor, conforme ilustrado na Figura 1.11.

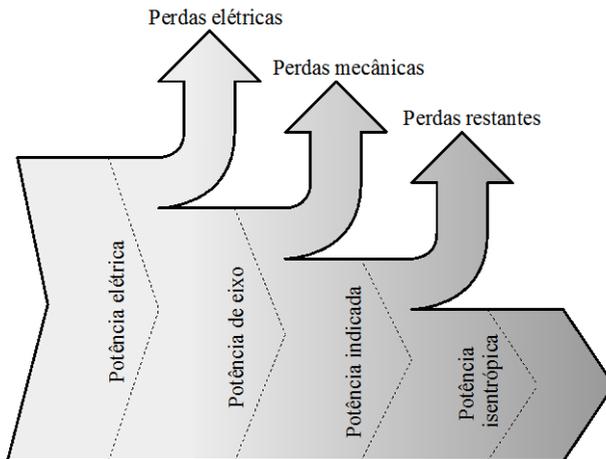


Figura 1.11 – Esquema de fragmentação de perdas de potência útil.

As perdas de energia podem ser analisadas na seguinte seqüência:

- O compressor consome uma determinada quantidade de energia elétrica, mas o mecanismo de acionamento (no caso o atuador linear) não converte totalmente essa energia em “potência de eixo” fornecida ao pistão. Isso dá origem a uma parcela de perda denominada perda elétrica;
- A “potência de eixo” fornecida não é integralmente usada para comprimir o gás, pois uma parcela dessa potência é dissipada pelos componentes mecânicos como molas e sob a forma de atrito no pistão. Tal ineficiência é denominada perda mecânica;
- Descontada a perda mecânica da potência de eixo, tem-se a potência indicada do compressor, que é obtida do diagrama p-V (pressão-volume) do compressor;
- A diferença entre a potência isentrópica e a indicada é uma perda de energia causada por ineficiências nos processos de sucção e descarga, superaquecimento do gás, vazamentos em válvulas, na folga pistão-cilindro, entre outras.

Assim como ocorrido na avaliação da eficiência volumétrica, o escoamento de gás que ocorre na mancal aerostático reduz a eficiência isentrópica do compressor. Tais perdas são agrupadas no último item da lista supracitada do fracionamento do consumo de energia. Até o momento não há registro de um estudo específico sobre as perdas causadas pela utilização deste tipo de mancal em compressores herméticos, mas há indícios de que tais perdas possam alcançar até 6% da potência elétrica consumida.

O parâmetro adotado para avaliar a eficiência do consumo de energia do compressor é a eficiência isentrópica:

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}}, \quad (1.4)$$

onde \dot{W} é a potência elétrica consumida e \dot{W}_s a potência calculada utilizando a vazão de massa real e a variação de entalpia ($h_{2,s1} - h_1$) para um processo de compressão isentrópica (partindo da condição ideal de sucção):

$$\dot{W}_s = \dot{m} (h_{2,s} - h_1) \quad (1.5)$$

Também é bastante comum segregar as ineficiências mecânicas, elétricas e termodinâmicas, de forma a se obterem parâmetros de eficiência elétrica, mecânica e de compressão, assim definidos:

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{shaft}}{\dot{W}} \quad (1.6)$$

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{ind}}{\dot{W}_{shaft}} \quad (1.7)$$

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{ind}} \quad (1.8)$$

Dessa maneira, a eficiência isentrópica pode ser escrita como:

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{shaft}}{\dot{W}} \frac{\dot{W}_{ind}}{\dot{W}_{shaft}} \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{ind}} = \eta_{ele} \eta_{mec} \eta_c, \quad (1.9)$$

sendo \dot{W}_{shaft} e \dot{W}_{ind} a potência de eixo e a potência do diagrama indicado (pressão vs. volume), respectivamente.

1.6 OBJETIVO GERAL

O objetivo da presente dissertação é desenvolver um modelo para prever as perdas causadas pelo escoamento de gás na folga pistão-cilindro de um compressor linear. Com o emprego do modelo, o efeito de diferentes parâmetros de projeto do mancal aerostático sobre a eficiência do compressor será então investigado.

1.7 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

No próximo capítulo, apresenta-se uma revisão de trabalhos encontrados na literatura, com foco no desenvolvimento de modelos de simulação de compressores e na caracterização de perdas e escoamento na folga pistão-cilindro. Nos capítulos 3 e 4 serão detalhados os métodos de solução numérica do ciclo de compressão e do escoamento na folga pistão-cilindro, respectivamente. No capítulo 5 será apresentado o procedimento de

solução com o acoplamento dos modelos. O capítulo 6 reúne a apresentação e discussão dos resultados e, por fim, as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros são indicadas no capítulo 7.

2 REVISÃO DA LITERATURA

A revisão da literatura a ser apresentada na sequência se concentra em trabalhos relevantes à caracterização de ,s no ciclo de compressão e modelos para a simulação de compressores. Além disto, considerando o objetivo do presente estudo, uma seção é dedicada à revisão de trabalhos dedicados à análise de vazamentos na folga pistão-cilindro.

2.1 CARACTERIZAÇÃO DE PERDAS

Um compressor está sujeito a diversas perdas que reduzem a eficiência do ciclo de compressão. A análise das fontes dessas perdas e a determinação de parâmetros que permitam quantificá-las são de extrema importância para a otimização de compressores. Por ser mais difundido, o compressor recíproco do tipo biela-manivela é o mais adotado neste tipo de caracterização termodinâmica. No entanto, as técnicas assim desenvolvidas podem ser aplicadas de forma direta em compressores lineares.

Ao tratar eficiência de compressores recíprocos, Dossat (1961) destacou os fatores que modificam dois aspectos fundamentais de um compressor: a vazão mássica e a potência consumida. O autor salientou o efeito de diversos fatores sobre a vazão. De maneira similar, o autor destacou alguns dos fatores mais influentes sobre a potência consumida, propondo a subdivisão da eficiência do compressor em duas partes: eficiência mecânica, relacionada a perdas mecânicas em mancais e no bombeamento de óleo, e eficiência de compressão, relacionada a perdas termodinâmicas. Dossat (1961) afirmou que é difícil prever com precisão o resultado do efeito combinado dos diversos fatores sobre a vazão e a potência consumida, sugerindo que isto deva ser feito através de testes experimentais.

Segundo Pandeya e Soedel (1978), a tarefa de um compressor é fornecer a máxima quantidade possível de gás da condição de sucção para a de descarga com a menor quantidade de energia consumida. Neste sentido, os autores propuseram um parâmetro de eficiência de performance, definido como o resultado do produto das eficiências volumétrica e isentrópica. Os autores fragmentaram os fatores que determinam a eficiência de forma mais detalhada do que aquela apresentada por Dossat (1961). No entanto, o efeito de vazamentos foi apenas considerado sobre a eficiência volumétrica.

McGovern e Harte (1995) propuseram uma análise exérgica para avaliar a performance de um compressor de refrigeração e quantificar as

perdas de potência de eixo. Os autores consideraram os seguintes mecanismos de dissipação de energia: fricção, transferência de calor irreversível entre componentes, sub/sobreprensão e mistura irreversível de fluidos. Os autores propuseram modelos conhecidos para o cálculo da destruição de exergia de cada um desses mecanismos, permitindo estimativas das irreversibilidades associadas. A potência dissipada por fricção foi determinada experimentalmente, assim como os coeficientes de troca convectiva de calor em diversas regiões do compressor. Um modelo de simulação numérica foi utilizado para fornecer dados requeridos no cálculo da destruição de exergia. Um modelo integral foi aplicado para a análise do fluido refrigerante, a partir de quatro subsistemas: ambiente de sucção, ambiente de descarga, ambiente da carcaça e câmara de compressão. Os componentes sólidos foram divididos em quatro subdomínios formando uma rede térmica. Resultados experimentais foram utilizados para validar o modelo numérico mediante comparação de parâmetros globais. A fragmentação das perdas da potência de eixo foi apresentada conforme ilustra a Figura 2.1. Contudo, apenas um modelo simplificado foi utilizado para simular o vazamento na folga pistão-cilindro, cujo efeito não foi avaliado separadamente na fragmentação de perdas.

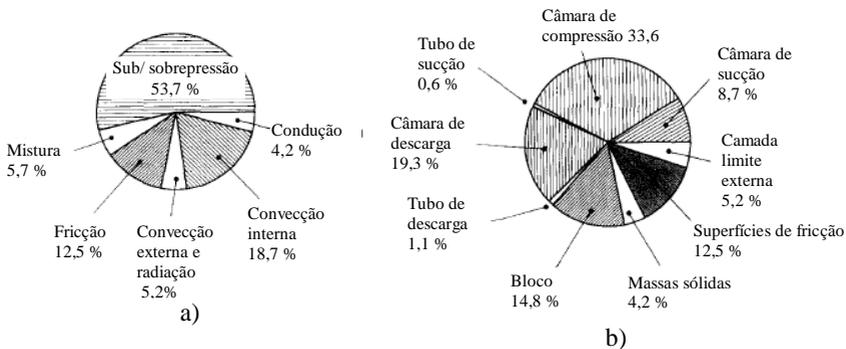


Figura 2.1 – Fracionamento de perdas segundo mecanismo (a) e localização (b).

Adaptado de Mcgovern e Harte (1995).

Stouffs *et al.* (2001) propuseram a modelagem de um compressor de ar, identificando nove parâmetros adimensionais para caracterizar o desempenho do mesmo. Os autores deduziram expressões para a eficiência volumétrica e isentrópica com base em tais parâmetros e conseguiram boa concordância com dados experimentais, como mostrado na Figura 2.2, para a variação da pressão de descarga. Entretanto, a maioria dos parâmetros

necessitou de calibração e não trataram isoladamente os efeitos de vazamento. Os autores verificaram que a queda na eficiência volumétrica foi causada principalmente pela influência do volume morto. Já a eficiência isentrópica apresentou uma inflexão. Para razões de compressão baixas, as perdas de sub/sobrepessão foram significativas devido ao projeto de válvulas inadequado para essa condição. Para razões de pressão elevadas, os efeitos de transferência de calor no interior do compressor são mais influentes, dado o aumento significativo de temperatura do gás na descarga.

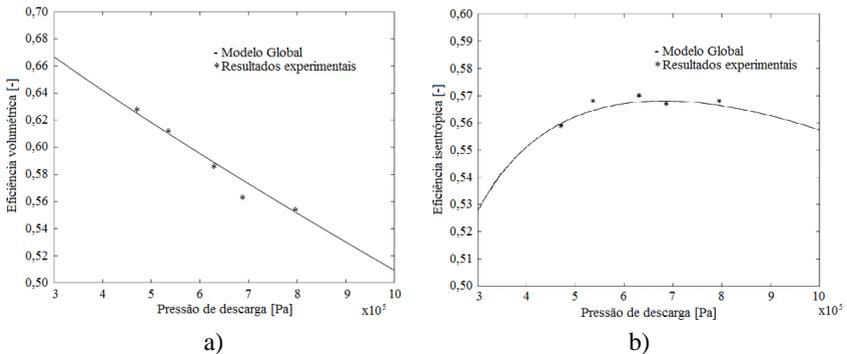


Figura 2.2 – Variação das eficiências volumétrica (a) e isentrópica (b) em função da pressão de descarga. Adaptado de Stouffs et al. (2001).

Pérez-Segarra *et al.* (2002) propuseram a fragmentação da eficiência isentrópica de acordo com os quatro processos do ciclo de compressão (sucção, compressão, descarga e expansão). Por outro lado, a eficiência volumétrica foi fragmentada de acordo com cinco aspectos: processos de sucção e descarga, reexpansão do volume morto, velocidade de operação e, por último, um termo que agrega perdas devido a efeitos de fricção, transferência de calor, vazamentos e outros não caracterizados individualmente. Os autores também introduziram um termo determinado eficiência de troca térmica, que é a razão entre a energia total transferida para o fluido refrigerante dentro do compressor e o trabalho de compressão. É feita ainda uma análise exergética simplificada, adotando um parâmetro definido como eficiência exergética do compressor.

Em um trabalho mais aprofundado, Pérez-Segarra *et al.* (2005) detalharam o fracionamento das perdas volumétricas, destacando os efeitos de fluxo reverso nas válvulas e vazamento na folga pistão cilindro. Além disto, os autores também sugeriram uma fragmentação alternativa da eficiência isentrópica baseada na separação de áreas do diagrama indicado.

Um modelo numérico de formulação integral foi utilizado para a simulação de um compressor operando sob diferentes razões de pressão para ilustrar o fracionamento de perdas. Em relação às perdas volumétricas, os maiores responsáveis pela queda com o aumento da razão de pressão (Π) foram os termos de volume morto e de irreversibilidades, causado principalmente pelo aquecimento do gás antes do início da compressão. O impacto do vazamento pela folga pistão-cilindro também apresentou um crescimento com a razão de pressão. Já em relação à eficiência isentrópica, os processos de compressão e expansão foram mais ineficientes que os de sucção e descarga. Sob o ponto de vista do diagrama indicado, o termo de potência efetiva foi o mais influente.

Schreiner *et al.* (2010), seguindo a metodologia proposta por Pérez-Segarra *et al.* (2005), aprofundaram ainda mais a análise de fracionamento da eficiência volumétrica. Os autores subdividiram em cinco partes as perdas de sucção: duas delas devido a efeitos de superaquecimento na linha de sucção e no interior do cilindro, uma referente à reexpansão de gás no volume morto, uma referente ao atraso da abertura da válvula de sucção e a última referente às perdas ocorridas no processo de expansão, causada pela troca de calor com as paredes do cilindro. Seguindo essa abordagem, os parâmetros de eficiência foram avaliados com auxílio de um código numérico de formulação integral e as análises foram restritas apenas à determinação das perdas volumétricas. Para o compressor avaliado, as maiores perdas foram associadas ao volume morto e ao superaquecimento do gás, sendo que o efeito do vazamento não foi significativo.

2.2 MODELOS DE SIMULAÇÃO DE COMPRESSORES

Modelos de simulação são fundamentais no desenvolvimento de diversas máquinas e processos. Na pesquisa e desenvolvimento de compressores, tais modelos permitem a redução de gastos com fabricação de protótipos, a compreensão de fenômenos físicos de difícil análise experimental e a possibilidade de otimização de parâmetros de projeto.

Os modelos de simulação de compressores variam de acordo com a complexidade, partindo de correlações estatísticas baseadas apenas nas condições de operação até modelos baseados em formulações diferenciais tridimensionais transientes. Assim como o detalhamento da informação que pode ser extraída de tais modelos, o custo computacional é diretamente proporcional à complexidade do modelo escolhido. Situado entre os modelos estatísticos e diferenciais, os modelos integrais merecem destaque por

oferecer um balanço adequado entre custo computacional e informação gerada. Alguns dos modelos mais relevantes para o presente trabalho, seja pelo método utilizado ou pela aplicação em compressores lineares, serão revisados na sequência.

Cadman (1967) propôs uma técnica para projetar componentes de compressores lineares baseada em um modelo de simulação. O autor utilizou o modelo para determinar diversos parâmetros construtivos de um compressor linear de bobina móvel e dupla atuação. Para estimar a trajetória do atuador linear, um modelo massa-mola-amortecedor foi acoplado à equação de um circuito elétrico equivalente, usado para determinar a força no atuador devido à passagem de corrente elétrica. O parâmetro de rigidez do modelo massa-mola-amortecedor foi calculado de forma a considerar tanto o efeito das molas mecânicas quanto a força causada pelo gás no cilindro. A massa equivalente do conjunto móvel foi determinada a partir da massa real e da constante de amortecimento com base na amplitude nominal do deslocamento do pistão. Os processos de compressão e expansão do compressor foram modelados de acordo com um processo politrópico e os de sucção e descarga foram assumidos como ideais à pressão constante. Seguindo esta estratégia, o autor conseguiu estimar a frequência de ressonância do sistema e desenvolver equações para determinar a eficiência do atuador linear em função de parâmetros construtivos, tais como rigidez das molas, diâmetro e comprimento do fio da bobina e dimensões do magneto. A eficiência volumétrica foi determinada em função do volume morto, volume deslocado, razão de pressão e coeficiente politrópico. Por tentativa e erro, o autor determinou os parâmetros construtivos necessários para a que o compressor linear tivesse os valores desejados de eficiência. Os resultados numéricos foram apenas satisfatórios, mas serviram como base para identificação de diversas variáveis de projeto.

Pollak *et al.* (1979) utilizou o método proposto por Cadman (1967) aplicado a um compressor linear de ação simples. O autor estimou a perda de energia nas válvulas como função da velocidade do escoamento do gás e do intervalo de abertura das mesmas. Perdas por fricção entre o pistão e o cilindro também foram estimadas, seguindo um modelo de escoamento de Couette, considerando a folga completamente preenchida por óleo. Os resultados mostraram que, no ponto ótimo de operação do compressor, a fricção é responsável por uma redução de significativa de eficiência isentrópica, conforme apresentado na Figura 2.3a. Os resultados também indicaram uma forte dependência da eficiência com a velocidade e a condição de operação, conforme Figura 2.3b. A dependência com a velocidade surge da característica de funcionamento; quando a velocidade de operação se iguala com a frequência natural do conjunto móvel do pistão o sistema atua

em ressonância, de maneira mais eficiente. Já a razão de compressão causa, entre outros fatores, uma alteração na frequência natural do conjunto móvel e, conseqüentemente, uma redução de eficiência caso a velocidade de operação seja mantida fixa.

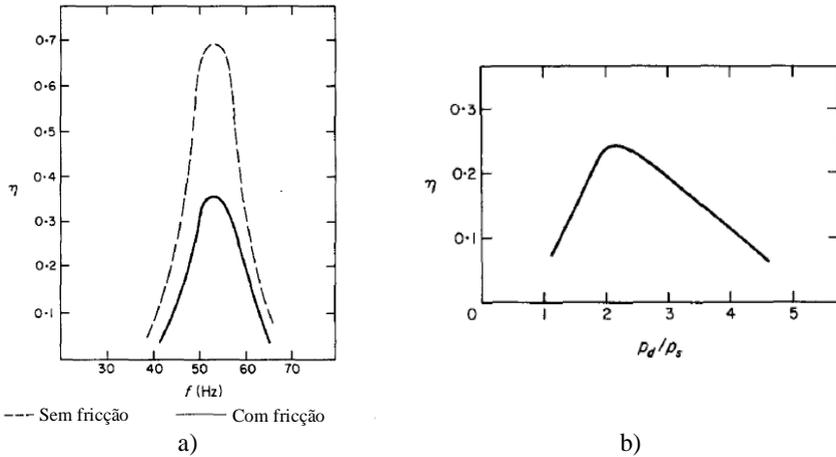


Figura 2.3 – Variação da eficiência isentrópica em função da velocidade de operação (a) e da razão de compressão (b). Adaptado de Pollak *et al.* (1979).

Ussyk (1984) desenvolveu um código computacional de formulação integral para a simulação de compressores recíprocos do tipo biela-manivela. No modelo proposto, um conjunto de equações é resolvido de maneira transiente, com um avanço explícito no tempo, a fim de determinar o estado termodinâmico do gás na câmara de compressão em cada posição do ângulo de manivela. O código foi constituído a partir de sete submodelos acoplados e associados a equações para calcular o volume na câmara de compressão, a vazão de gás nas válvulas e a dinâmica das mesmas, a vazão de gás na folga pistão cilindro e o estado termodinâmico do gás no interior do cilindro. O autor comparou resultados numéricos e dados experimentais de pressão no cilindro e observou concordância satisfatória (Figura 2.4). Além disso, Ussyk (1984) avaliou a influência de parâmetros de projeto de válvulas sobre a eficiência do compressor.

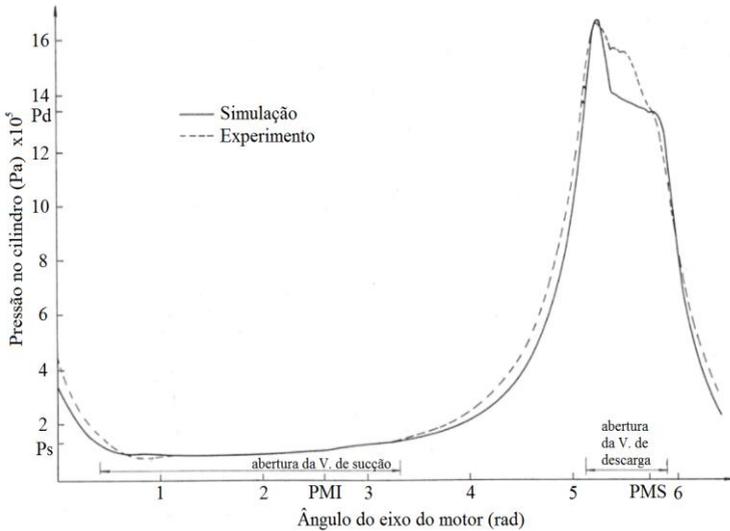


Figura 2.4 – Pressão no cilindro em função do ângulo de manivela. Reproduzido de Ussyk (1984).

Hülse (2008) propôs um modelo de simulação integral baseado no modelo de Ussyk (1984), mas adaptado para compressores lineares com mancal aerostático. A dinâmica do pistão passou a ser resolvida através de um modelo massa-mola, conceitualmente similar ao de Cadman (1967). Entretanto, Hülse (2008) incluiu efeitos de desalinhamento do pistão em duas direções mediante a resolução do campo de pressão na região da folga pistão-cilindro. Além disso, a vazão de gás desviada da descarga para o mancal aerostático foi estimada através de um modelo de escoamento de Fanno. O autor avaliou a influência de diversos parâmetros de projeto no desempenho do compressor, concluindo sobre a importância do correto dimensionamento dos canais de restrição que levam o gás ao mancal aerostático e o baixo efeito causado na eficiência isentrópica pelo atrito na parede do pistão.

Bradshaw *et al.* (2011) utilizaram um modelo com dois volumes de controle, representando a câmara de compressão e o volume interno da carcaça. De forma similar ao modelo de Ussyk (1984), as equações de conservação de massa e energia foram aplicadas em ambos os domínios para determinar o estado termodinâmico do gás em cada instante de tempo. O submodelo utilizado para determinar a posição do pistão foi desenvolvido de forma similar àquele proposto por Cadman (1967), com um grau de liberdade adicional associado à rotação do pistão perpendicularmente ao sentido de

oscilação. Diferentemente de Hülse (2008), o vazamento na folga pistão-cilindro foi estimado com base em um escoamento do tipo Couette-Poiseuille com folga constante. O método utilizado para determinar a potência dissipada no par pistão-cilindro foi baseado em um coeficiente de atrito entre as duas partes, fixado em 0,35. Os autores também acoplaram um submodelo simplificado de rede térmica entre os componentes. Os resultados do modelo foram comparados com dados experimentais e concordância adequada foi observada para o deslocamento do pistão (Figura 2.5a). Para os dados de eficiência volumétrica (Figura 2.5b) e isentrópica, os resultados foram apenas satisfatórios, apresentando diferenças superiores a 20%.

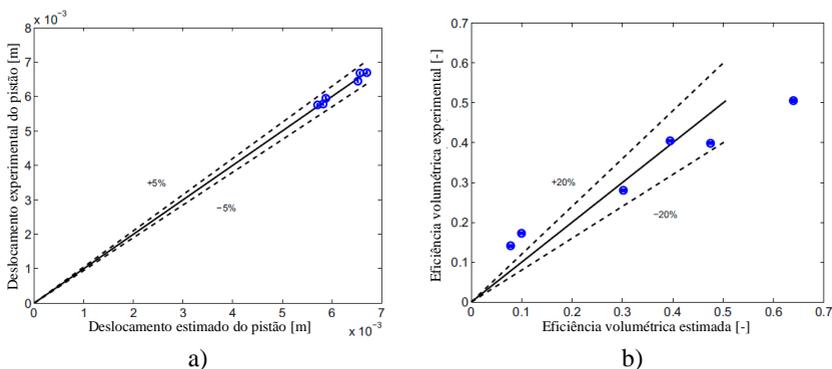


Figura 2.5 – Comparação de resultados para o deslocamento do pistão (a) e eficiência volumétrica (b). Adaptado de Bradshaw *et al.* (2011).

2.3 VAZAMENTO DE GÁS NA FOLGA PISTÃO-CILINDRO

De maneira geral, os vazamentos impactam negativamente no desempenho de compressores. O impacto mais direto é na redução da eficiência volumétrica, mas efeitos na eficiência isentrópica também podem ser observados. As abordagens utilizadas para estimar o vazamento na folga pistão-cilindro são variadas; as mais simples geralmente são derivadas de soluções analíticas para formulações simplificadas e as mais complexas são de abordagem diferencial. Alguns dos métodos mais relevantes para o presente trabalho serão detalhados na sequência.

Na análise realizada por Jacobs (1976) sobre o cômputo de perdas de eficiência em compressores, o autor propôs um modelo para estimar a vazão de massa instantânea pela folga de um pistão com anéis de vedação. O vazamento foi considerado como uma expansão isotérmica através do anel

introduzidas na lateral do pistão para reduzir o efeito de vazamento e duas configurações otimizadas foram propostas. Os autores também apresentaram o resultado para um pistão sem ranhuras, o que resultou em acréscimo de quase 25% no vazamento quando comparado à configuração de melhor resultado.

Couto (2001) resolveu o campo do escoamento na folga pistão-cilindro de um compressor linear considerando pontos de injeção de gás oriundo da câmara de descarga. O principal objetivo do autor foi analisar os movimentos secundários do pistão e carregamentos transversais sobre o mesmo, por isso investigações sobre o vazamento na folga de topo e de saia não foram realizadas. Entretanto, o comportamento da massa desviada da descarga frente à variação de diversos parâmetros foi avaliado. O autor utilizou o método de elementos finitos para solucionar a equação de Reynolds simplificada para o gás na folga pistão-cilindro. O espaço da folga foi discretizado em duas dimensões com apenas um elemento no sentido radial. Dados experimentais de pressão e temperatura foram utilizados como condição de contorno do modelo. Desta forma o ciclo de compressão se manteve independente do vazamento no mancal aerostático.

O modelo de Hülse (2008) pode ser considerado uma melhoria ao modelo de Couto (2001), através da eliminação da necessidade de dados experimentais por meio da modelagem na câmara de compressão e da dinâmica do pistão. De fato o modelo de Hülse (2008) combina aspectos dos modelos de Ussyk (1984) e Cadman (1967). Por este, os efeitos de diversos parâmetros anteriormente desconsiderados, tal como o do vazamento sobre o ciclo de compressão passaram a ser quantificados. Baseado em uma análise de eficiência segundo Pandeya e Soedel (1978), o autor segregou os fatores que afetam as eficiências volumétrica e isentrópica, concluindo que as perdas associadas ao mancal aerostático são muito pequenas quando comparadas às demais perdas. Um resultado de significativa importância para o presente trabalho foi análise do percentual de redução da eficiência volumétrica devido à folga de topo e a vazão desviada pelos canais restritores. A variação da folga radial causou um maior impacto na perda por vazamento, que variou de 0,19% até 1,16% para folgas de 2,5 μ m até 6,5 μ m, como demonstrado na Tabela 2.1. Deve ser mencionado que o autor desconsiderou o volume dos orifícios de alimentação no modelo de simulação. Este é um aspecto que pode ter afetado a acurácia dos resultados, visto que as dimensões dos volumes dos orifícios são significativos em comparação com a folga pistão-cilindro, podendo alterar a dinâmica do escoamento na folga.

Tabela 2.1 – Impacto da folga radial nas perdas por vazamento. Adaptado de Hülse (2008).

Folga radial [μm]	Vazão no restritor [kg/s]	Perda no restritor ¹ %	Vazamento topo [kg/s]	Perda por vazamento ¹ %
2,5	4,441e-6	0,31%	2,249e-6	0,19%
3,5	4,740e-6	0,33%	3,212e-6	0,26%
4,5	4,844e-6	0,33%	6,231e-6	0,43%
5,5	4,886e-6	0,34%	1,015e-5	0,70%
6,5	4,897e-6	0,34%	1,686e-5	1,16%

¹Perdas relativas à vazão mássica real do compressor.

2.4 SÍNTESE E CONTRIBUIÇÕES

Analisando o desenvolvimento de compressores lineares, pode-se afirmar que algumas perdas resultam das características de seus projetos. Neste sentido, os efeitos da eliminação do óleo lubrificante e do emprego de um mancal aerostático sobre a eficiência de compressores lineares não são ainda completamente entendidos, representando a principal motivação do presente trabalho.

A fim de caracterizar corretamente o efeito das ineficiências, faz-se necessário definir parâmetros de eficiência coerentes. Observa-se na literatura um crescente detalhamento das perdas no ciclo de compressão, como visto em Dossat (1961), Pérez-Segarra *et al.* (2005) e Schreiner *et al.* (2010). Entretanto, por normalmente serem de menor influência, os efeitos de vazamentos na folga pistão-cilindro sobre as eficiências volumétrica e isentrópica não são analisados separadamente. O presente estudo se concentrará na análise detalhada dos efeitos desses vazamentos para o caso de compressores lineares que operam sem óleo lubrificante.

Nos modelos revisados, a complexidade da simulação está diretamente relacionada ao custo de processamento computacional. Hülse (2008) utilizou em conjunto os modelos diferencial e integral, usando o modelo mais complexo na região de interesse. Essa será a abordagem utilizada neste trabalho, buscando refinar ainda mais a solução alcançada por Hülse (2008) no que diz respeito ao escoamento na folga pistão-cilindro. Com este propósito, um modelo de vazamento similar ao de Nishikawa e Nishikawa (1998) foi desenvolvido, incluindo-se efeitos transientes do

escoamento e o acoplamento do mesmo com um modelo integral para o ciclo de compressão.

A partir da revisão da literatura, pode-se identificar as seguintes contribuições do presente trabalho:

- Desenvolvimento de um modelo para a simulação do escoamento de gás no mancal aerostático formado na folga pistão-cilindro de um compressor linear, acoplado a um modelo integral para a simulação do ciclo de compressão.
- Detalhamento e quantificação das perdas associadas ao escoamento no mancal;
- Avaliação do impacto dessas perdas sobre as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor;
- Análise do efeito de parâmetros de projeto, tais como condição de operação e geometria do mancal, sobre as perdas.

3 MODELO DA CÂMARA DE COMPRESSÃO

O modelo da câmara de compressão, o qual será denominado “modelo CC”, é utilizado para determinar o estado termodinâmico do gás dentro do cilindro ao longo de todo o ciclo de compressão. Isso possibilita o cálculo da potência indicada e da vazão de massa do compressor, ambas necessárias para avaliar as perdas do ciclo de compressão.

Na formulação integral, um volume de controle é utilizado na região de interesse, como mostrado na Figura 3.1, onde se aplicam equações de conservação de massa e energia. Em função da formulação integral, assume-se que as propriedades do fluido na região não variam espacialmente.

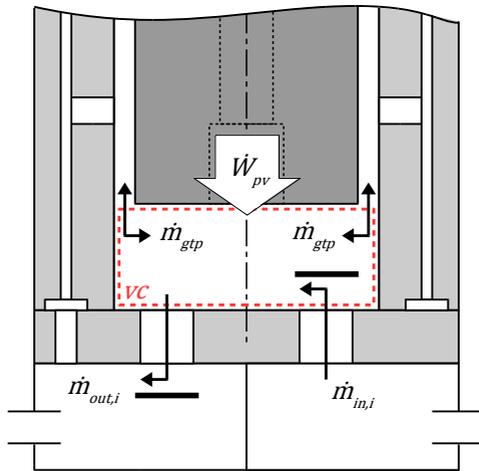


Figura 3.1 – Volume de controle (detalhe em vermelho) na câmara de compressão.

Conforme descrito em Ussyk (1984), um modelo para o ciclo de compressão requer a solução de cinco conjuntos de equações acopladas:

- Equação da dinâmica do pistão, relacionando o volume da câmara de compressão com o tempo;
- Equações de balanço de massa e de energia e uma equação de estado para determinar a pressão e a temperatura do gás na câmara de compressão;
- Equações para avaliar o vazamento do gás através da folga pistão-cilindro;

- d) Equações para determinar a vazão de massa através das válvulas de sucção e descarga;
- e) Equações da dinâmica de válvulas para determinar a abertura das mesmas no ciclo de compressão.

A formulação de cada uma dessas equações será descrita após a apresentação das hipóteses consideradas no modelo da câmara de compressão.

3.1 HIPÓTESES ADOTADAS

Como já mencionado, a formulação integral do modelo da câmara de compressão implica que as propriedades não variam espacialmente no volume de controle. Desta forma, gradientes de velocidade, pressão e temperatura dentro do volume de controle são desconsiderados.

Além disto, assumiu-se a hipótese de gás perfeito, com calores específicos (c_v e c_p) constantes. Tais hipóteses são questionáveis, uma vez que os índices de compressibilidade do fluido refrigerante escolhido variam de 0,97 até 0,82 para as condições de operação simuladas. Os calores específicos reais também apresentam variações elevadas, em torno de 10% do valor médio, ao longo do ciclo de compressão. Entretanto, para a investigação proposta, tais hipóteses são aceitáveis e simplificam o modelo.

Em relação ao pistão, o modelo dinâmico massa-mola utilizado por Hülse (2008), Pollak *et al.* (1979) e Cadman (1967) foi substituído por uma equação mais simples, a fim de especificar um movimento do tipo senoidal para o pistão. Isto permitiu uma análise concentrada nos parâmetros de amplitude e frequência do movimento.

O vazamento de gás na folga foi avaliado através de um modelo desenvolvido em volumes finitos, assim como realizado por Hülse (2008). Entretanto, no presente trabalho o modelo possui maior detalhamento geométrico pela inclusão dos volumes dos orifícios de alimentação e utilização de vários elementos na espessura da folga pistão-cilindro.

Com o objetivo de isolar perdas geradas por mecanismos não associados ao mancal aerostático, a transferência de calor nas paredes da câmara de compressão foi ignorada, mediante consideração de paredes adiabáticas. Além disto, os processos de sucção e descarga foram assumidos ocorrer à pressão constante, não sendo necessária a solução da dinâmica de válvulas.

3.2 MOVIMENTO DO PISTÃO

O movimento do pistão do compressor sob análise resulta da dinâmica de um sistema que inclui o motor e molas. No entanto, optou-se por prescrever o movimento através de uma função senoidal com parâmetros fixos. O movimento assim prescrito é praticamente igual àquele associado à dinâmica do pistão (Figura 3.2) na condição de regime cíclico plenamente desenvolvido.

O volume do cilindro é uma função do tempo e é representado da seguinte forma:

$$V_{i(t)} = V_c + \frac{\pi (D_{cyl})^2 L_{amp}}{4} \frac{1 - \cos(2 \pi f t)}{2}, \quad (3.1)$$

onde D_{cyl} é o diâmetro do cilindro e L_{amp} é a amplitude de oscilação do pistão.

Deve ser mencionado que o valor do volume morto V_c é inversamente proporcional à amplitude de oscilação L_{amp} . Isso ocorre pois o pistão oscila em relação a uma distância média da placa de válvulas. Essa distância é aproximadamente constante, de forma que quanto menor é a amplitude de oscilação, maior é a distância entre o pistão e a placa-válvula no TDC e maior é o valor de V_c . Na formulação adotada, o volume do cilindro, V_i , no instante de tempo inicial ($t = 0$) corresponde ao TDC, isto é, $V_{i(t=0)} = V_c$.

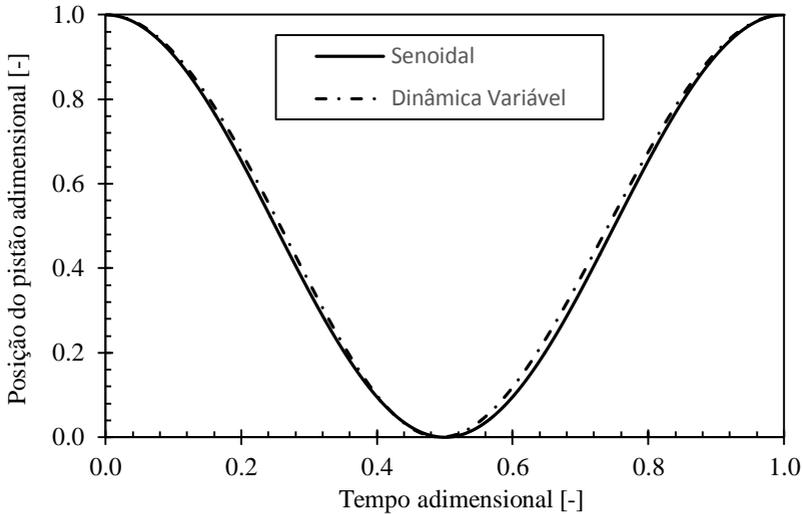


Figura 3.2 – Comparação entre curvas de deslocamento do pistão. Elaborado pelo autor com dados cedidos pela Embraco.

3.3 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS NO CILINDRO

Os valores de pressão e temperatura no cilindro são calculados com o emprego de relações termodinâmicas. O procedimento a ser mostrado na sequência se baseia nos trabalhos de Ussyk (1984), Hülse (2008) e Schreiner (2008).

De acordo com a demonstração realizada em Schreiner (2008), a aplicação da equação da conservação de energia na forma integral em um volume de controle similar ao da Figura 3.1 resulta em:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vol} \rho_i u_i dV + \int_{sup} \rho_j (u_j + p_j v_j) \vec{U} \cdot d\vec{A} = \dot{Q} + \dot{W}, \quad (3.2)$$

onde os subíndices i e j se referem ao interior do cilindro e às superfícies que delimitam o volume de controle, respectivamente. Por outro lado, u é a energia interna específica, v é o volume específico, \vec{U} é o vetor velocidade do fluido e \vec{A} é o vetor área. A Equação (3.2) desconsidera os termos de energia potencial e cinética. Devido à condição de paredes adiabáticas

adotada na presente análise para as paredes da câmara de compressão, a taxa de transferência de calor \dot{Q} é igual a zero. Já a potência \dot{W} é relativa ao trabalho de movimentação do pistão. Assim:

$$\dot{W} = -p_i \frac{dV_i}{dt}, \quad (3.3)$$

onde p_i é a pressão na câmara de compressão.

O segundo termo do lado esquerdo da Equação (3.2) representa o balanço líquido dos j fluxos de energia cruzando a fronteira do volume de controle. Utilizando o conceito de entalpia tem-se:

$$\int_{sup} \rho_j (u_j + p_j v_j) \vec{U} \cdot d\vec{A} = \int_{sup} \rho_j h_j \vec{U} \cdot d\vec{A} = \dot{m}_j h_j, \quad (3.4)$$

onde o termo $\dot{m}_j h_j$ representa o somatório dos fluxos de energia que cruzam a fronteira do volume de controle.

O primeiro termo do lado esquerdo da Equação (3.2) representa o acúmulo de energia interna no volume de controle e, desprezando variações espaciais das propriedades, pode ser reescrito como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vol} \rho_i u_i dV = \frac{\partial}{\partial t} (m_i u_i) = m_i \frac{du_i}{dt} + u_i \frac{dm_i}{dt}, \quad (3.5)$$

onde os termos du_i/dt e dm_i/dt representam as taxas da variação temporal da energia interna e da massa no cilindro.

Utilizando relações fundamentais e de Maxwell (BEJAN, 1988), bem como a definição do calor específico a volume constante, o primeiro termo do lado direito da Equação (3.5) pode ser escrito como:

$$m_i \frac{du_i}{dt} = m_i \left[c_{v,i} \frac{dT_i}{dt} + \left(T_i \left. \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right|_v - p_i \right) \frac{dv_i}{dt} \right], \quad (3.6)$$

onde $c_{v,i}$ é o calor específico a volume constante, T_i é a temperatura do gás e v_i é o volume específico. Assumindo a hipótese de gás ideal, tem-se:

$$\left. \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right|_v = \frac{R}{v_i}, \quad (3.7)$$

onde R é a constante do gás. Finalmente, a taxa de variação do volume específico da Equação (3.6) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{dv_i}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{V_i}{m_i} \right) = \frac{1}{m_i} \frac{dV_i}{dt} - \frac{v_i}{m_i} \frac{dm_i}{dt} \quad (3.8)$$

Substituindo as relações anteriores na Equação (3.5), e após alguma manipulação algébrica, tem-se:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{vol} \rho_i u_i dV = m_i c_{v,i} \frac{dT_i}{dt} + T_i \left(\frac{R}{v_i} \frac{dV_i}{dt} - R \frac{dm_i}{dt} \right) - p_i \frac{dV_i}{dt} \\ + h_i \frac{dm_i}{dt} \end{aligned} \quad (3.9)$$

Substituindo as Equações (3.3), (3.4), (3.5) e (3.9) na Equação (3.2), obtém-se uma expressão para a taxa de variação temporal da temperatura:

$$\frac{dT_i}{dt} = A_T - B_T T_i, \quad (3.10)$$

onde os coeficientes A_T e B_T são:

$$A_T = \frac{1}{m_i c_{v,i}} \left(-h_i \frac{dm_i}{dt} - \dot{m}_j h_j \right) \quad (3.11)$$

$$B_T = \frac{1}{m_i c_{v,i}} \left(\frac{R}{v_i} \frac{dV_i}{dt} - R \frac{dm_i}{dt} \right) \quad (3.12)$$

A taxa de variação temporal do volume do cilindro é obtida com auxílio da Equação (3.1), ou seja:

$$\frac{dV_i}{dt} = \frac{\pi (D_{cyl})^2}{4} L_{amp} \pi f \sin(2 \pi f t) \quad (3.13)$$

Com auxílio da Figura 3.3, os termos dm_i/dt e $\dot{m}_j h_j$ são avaliados de balanços de massa e de energia na fronteira do volume de controle:

$$\frac{dm_i}{dt} = (\dot{m}_{in,i} - \dot{m}_{out,i} + \dot{m}_{out,gtp} - \dot{m}_{in,gtp}) \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_j h_j = -(\dot{m}_{in,i} h_{in,i} - \dot{m}_{out,i} h_i + \dot{m}_{out,gtp} h_{gtp} - \dot{m}_{in,gtp} h_i) \quad (3.15)$$

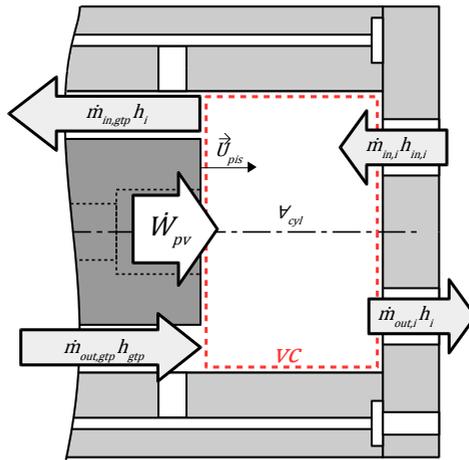


Figura 3.3 – Representação dos fluxos de energia que atravessam o domínio.

Deve ser salientado que o vazamento na folga de topo (\dot{m}_{gtp}) pode ocorrer nos dois sentidos, ou seja para dentro ou para fora do volume de controle. Quando o vazamento ocorre em direção à folga ($\dot{m}_{in,gtp}$), a entalpia do gás no cilindro é a considerada no balanço de energia. Já quando o vazamento ocorre em direção à câmara de compressão ($\dot{m}_{out,gtp}$), considera-se a entalpia do gás vindo da folga de topo.

Dessa forma, com auxílio da Equação (3.10), a temperatura do gás no cilindro é avaliada numericamente por intermédio da seguinte expressão:

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{T_i - T_{i,old}}{\Delta t_{IM}}, \quad (3.16)$$

onde Δt_{IM} é o passo de tempo do procedimento de solução e $T_{i,old}$ é a temperatura do gás na câmara de compressão no passo de tempo anterior.

Assim, pode-se obter uma expressão explícita para a determinação de T_i onde os parâmetros A_T e B_T são avaliados no passo de tempo anterior, de forma que:

$$T_i = \frac{T_{i,old} + A_T \Delta t}{1 + B_T \Delta t}. \quad (3.17)$$

Adotando um procedimento similar na Equação (3.14), obtém-se a massa de gás dentro do cilindro em determinado instante de tempo:

$$m_i = m_{i,old} + \Delta t(\dot{m}_{in,i} - \dot{m}_{out,i} + \dot{m}_{out,gtp} - \dot{m}_{in,gtp}). \quad (3.18)$$

O volume específico do gás no cilindro em um determinado instante de tempo pode então ser calculado:

$$v_i = \frac{V_i}{m_i}. \quad (3.19)$$

A partir dos valores da temperatura, T_i , e do volume específico, v_i , a pressão pode ser determinada por meio da equação de estado:

$$p_i = \frac{R T_i}{v_i}. \quad (3.20)$$

3.4 PROCESSOS DE SUCÇÃO E DESCARGA

O procedimento descrito a seguir é necessário para determinar as vazões de massa $\dot{m}_{in,i}$ e $\dot{m}_{out,i}$ referentes aos processos de sucção e descarga. Tais processos foram assumidos como isocóricos para remover da análise as perdas geradas pela perda de carga dos sistemas de válvulas e filtros. Entretanto, o vazamento pela folga de topo do pistão durante os processos de sucção e descarga precisa ser levado em consideração. Como o estado termodinâmico do gás vazante nem sempre é o mesmo do gás na câmara de compressão, a equação da conservação da energia precisa ser avaliada durante tais processos.

Como a pressão é considerada constante, o processo envolvido é “inverso” ao realizado na seção anterior. Fixa-se o valor de p_i e necessita-se

calcular um valor de $\dot{m}_{in,i}$ (ou $\dot{m}_{out,i}$) de forma a satisfazer a conservação da massa e da energia no volume de controle para uma determinada quantidade de vazamento calculado pelo modelo da folga pistão-cilindro.

Inicialmente é necessário modificar a equação da energia para isolar o termo de volume específico. Aplica-se então a Equação (3.20) em (3.17) de forma que:

$$\frac{p_i v_i}{R} = \frac{T_{i,old} + A_T \Delta t}{1 + B_T \Delta t}. \quad (3.21)$$

Isolando o termo de volume específico (inclusive o termo contido em B_T), pode-se chegar em:

$$v_i = \frac{R \left[p_i \frac{dV_i}{dt} \Delta t - m_i c_{v,i} (T_{i,old} + A_T \Delta t) \right]}{p_i \left(R \frac{dm_i}{dt} \Delta t - m_i c_{v,i} \right)}. \quad (3.22)$$

Agora remanejando a equação de conservação da massa, combinando as Equações (3.18) e (3.19), isolando os termos de vazão de massa de sucção ($\dot{m}_{in,i}$) e vazão de massa de descarga ($\dot{m}_{out,i}$) e assumindo que tais processos nunca ocorrem simultaneamente, pode-se chegar a:

$$\dot{m}_{in,i} = \frac{\frac{V_i}{v_i} - m_{i,old} - \Delta t (\dot{m}_{out,gtp} - \dot{m}_{in,gtp})}{\Delta t}, \quad (3.23)$$

$$\dot{m}_{out,i} = \frac{-\frac{V_i}{v_i} + m_{i,old} + \Delta t (\dot{m}_{out,gtp} - \dot{m}_{in,gtp})}{\Delta t}. \quad (3.24)$$

As Equações (3.22) a (3.24) são as utilizadas para determinar as vazões de massa $\dot{m}_{in,i}$ e $\dot{m}_{out,i}$. A obtenção desses valores é iterativa, calculada por uma subrotina no modelo CC, ocorrendo a cada passo de tempo em que o compressor está succionando ou descarregando massa. O procedimento envolvido será explicado na sequência apenas para a sucção, mas é análogo para o processo de descarga.

Durante o processo de expansão, a pressão no cilindro cai até se igualar ao valor da pressão de sucção. Nesse momento, o procedimento é

iniciado com a estimativa de vazão de massa $\dot{m}_{in,i}$ igual a zero e com a avaliação de v_i através da equação (3.22). O valor v_i é substituído na Equação (3.23) a fim de atualizar o valor de $\dot{m}_{in,i}$, o qual é então utilizado novamente na Equação (3.22). Esse procedimento continua até o valor de $\dot{m}_{in,i}$ apresentar uma variação relativa ao valor anterior menor do que um valor de tolerância especificado; no presente trabalho igual a 1×10^{-5} . Quando esse procedimento iterativo é finalizado, as propriedades no interior do cilindro são avaliadas. Esta avaliação alternada do processo de sucção e das propriedades no cilindro é realizada a cada passo de tempo até o pistão alcançar o ponto morto inferior (BDC). A partir desse ponto o sentido de movimento do pistão é invertido e o processo de compressão do gás é iniciado.

4 MODELO DA FOLGA PISTÃO-CILINDRO

Os campos de pressão, temperatura e velocidade do escoamento na folga pistão-cilindro são calculados através do método de volumes finitos, com auxílio do código comercial Fluent v14.0.0 (ANSYS, 2011a). Na sequência são detalhadas as hipóteses, as equações governantes e o procedimento de solução do modelo da folga pistão-cilindro, o qual será simplesmente denominado “modelo FPC”. O presente capítulo também descreve aspectos relativos da discretização espacial, das condições iniciais e de contorno, bem como do cálculo de vazão de massa nos canais restritores.

4.1 HIPÓTESES ADOTADAS

Uma das hipóteses adotadas no modelo FPC foi assumir que o escoamento se encontra em regime laminar. Esta hipótese foi fundamentada em resultados preliminares do escoamento, os quais indicaram números de Reynolds (Re) abaixo de 250. De acordo com Dou (2006), a região de transição em escoamentos de Poiseuille entre superfícies planas ocorre para $Re = 1350$, enquanto que para escoamentos de Couette o número de Reynolds de transição é consideravelmente menor, em torno de 350.

Os valores supracitados são aplicáveis a escoamentos em regime estacionário, mas podem ser estendidos a escoamentos pulsantes, como o do presente trabalho, quando o parâmetro adimensional de oscilação ($\sqrt{w'}$) for inferior a 1,32 (GÜNDOĞDU e ÇARPINLIOĞLU, 1999). O parâmetro adimensional de oscilação é definido como:

$$\sqrt{w'} = L_c \left(\frac{2\pi f}{U} \right)^{1/2}, \quad (4.1)$$

onde L_c é o comprimento característico do escoamento, f é a frequência de oscilação e U a velocidade do escoamento. No presente trabalho o comprimento característico é a dimensão da folga pistão-cilindro (δ) e, portanto, da ordem de micrometros. Considerando isso e os demais parâmetros, o valor de $\sqrt{w'}$ observado durante as simulações foi inferior à 1. Em função disto, assumiu-se que os valores de $Re < 250$ obtidos para o escoamento na folga implicam em regime laminar.

Já a condição de rarefação no escoamento foi avaliada através do número de Knudsen:

$$Kn = \frac{\lambda}{L_c}, \quad (4.2)$$

onde λ é o caminho livre médio entre as moléculas e L_c é o comprimento característico do escoamento. O caminho livre médio pode ser estimado para um gás utilizando o modelo de esferas rígidas, como realizado em Ewart *et al.* (2007):

$$\lambda = \frac{\sqrt{\pi} \mu}{2 p} \sqrt{2RT}. \quad (4.3)$$

De acordo com Karniadakis *et al.* (2005), a teoria do contínuo é válida para escoamentos com $Kn < 0,01$. Para valores de $Kn > 10$ o escoamento ocorre em regime molecular livre. Entre esses valores, o escoamento pode ser classificado como de transição ($0,1 < Kn < 10$) ou de deslizamento (*slip flow*) para $0,01 < Kn < 0,1$. Ainda de acordo com Karniadakis *et al.* (2005), a utilização das equações de Navier-Stokes é possível no regime de deslizamento, desde que sejam adotadas condições de contorno apropriadas, a fim de descrever efeitos de deslizamento e salto de temperatura nas paredes.

A Figura 4.1 mostra valores de Kn para diferentes condições de temperatura, pressão e comprimento característico, similares às associadas às simulações do escoamento na folga. Observa-se que a combinação de baixa pressão e menores comprimentos característicos resulta em escoamentos com deslizamento na parede, conforme ilustrado na Figura 4.1. Entretanto, tal condição não representa a maioria dos casos simulados e, assim, os efeitos de rarefação foram desconsiderados e todas as simulações do presente trabalho foram realizadas com a condição de contorno de não deslizamento na parede.

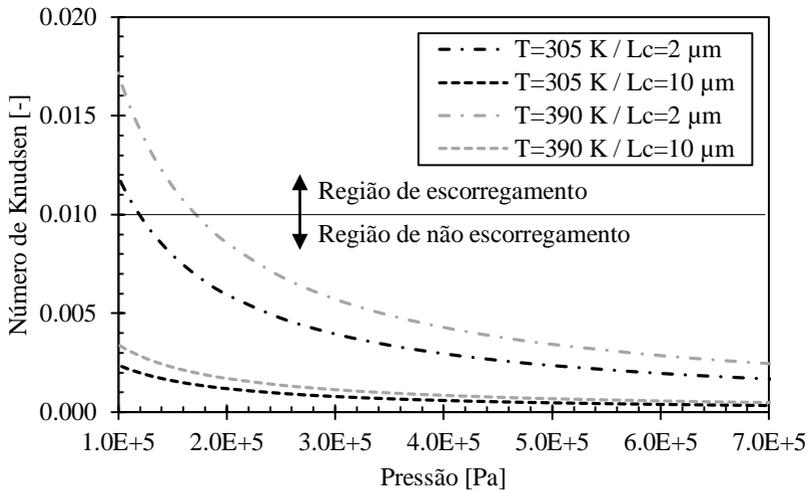


Figura 4.1 – Variação de Kn com a pressão em diferentes condições para o R134a.

Outra hipótese importante foi considerar que o movimento senoidal do pistão ocorre sem desalinhamento. Resultados de Couto (2001) e Hülse (2008) mostram que essa hipótese não é verdadeira, mas decidiu-se adotá-la a fim de simplificar a simulação do escoamento. Também foi utilizado um modelo de viscosidade linearmente dependente da temperatura, em conjunto com a hipótese de gás ideal com calor específico constante.

4.2 MÉTODO DE SOLUÇÃO

O método de volumes finitos foi o escolhido para resolver numericamente as equações diferenciais governantes do problema. Para tal, as equações diferenciais são transformadas em um sistema de equações algébricas que, quando solucionadas, definem as variáveis de interesse em volumes elementares de um domínio geométrico.

No código numérico utilizado, as equações governantes do escoamento foram resolvidas por um método de solução segregada (ANSYS, 2011b). Seguindo esse procedimento, cada sistema de equações relativas às variáveis de interesse (pressão, velocidade, temperatura, etc) é calculado sequencialmente, de maneira independente. Devido às características de não linearidade de algumas equações e do posterior acoplamento entre elas, um procedimento de solução iterativo deve ser empregado.

4.2.1 Equações governantes

Três equações diferenciais descrevem o escoamento compressível na folga pistão cilindro. A primeira delas é a conservação da massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U}) = 0, \quad (4.4)$$

onde ρ é a densidade e \vec{U} é o vetor velocidade. Na Equação (4.4) o primeiro termo representa o acúmulo de massa em um volume infinitesimal, enquanto o segundo representa o balanço líquido de massa que atravessa as fronteiras desse mesmo volume.

A segunda equação se refere à quantidade de movimento linear. Na forma vetorial essa equação é escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{U}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} \vec{U}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \bar{\tau} + \vec{F}, \quad (4.5)$$

onde $\bar{\tau}$ é o tensor tensão viscosa e \vec{F} é o somatório das de eventuais forças de corpo. O primeiro termo do lado esquerdo refere-se à variação da quantidade de movimento em um volume infinitesimal e o segundo ao balanço líquido da quantidade de movimento que cruza as fronteiras desse mesmo volume por advecção. No lado direito da igualdade, os dois primeiros termos são a forças de superfície devido a tensões, sendo p a pressão e $\bar{\tau}$ o tensor tensão viscoso. Considerando a hipótese de fluido Newtoniano, o tensor tensão viscoso é dado por:

$$\bar{\tau} = \mu \left[\vec{\nabla} \vec{U} + (\vec{\nabla} \vec{U})^T \right] + \lambda_\mu (\vec{\nabla} \cdot \vec{U}) \bar{I}, \quad (4.6)$$

onde μ é a viscosidade do fluido, \bar{I} é o tensor identidade e λ_μ é o segundo coeficiente de viscosidade. A hipótese de Stokes, $\lambda_\mu = -\frac{2}{3}\mu$, é adotada no presente trabalho. Tal hipótese é verdadeira para gases monoatômicos, em condições rarefeitas e na ausência de reações químicas, mas é também uma boa aproximação para gases mais densos (SCHLICHTING, 1968). Dessa forma, o tensor tensão viscosa pode ser escrito como:

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{U} + (\nabla \vec{U})^T) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{U}) \bar{I} \right]. \quad (4.7)$$

Por fim, a terceira equação considera a conservação da energia. Desconsiderando efeitos de geração, devido à combustão e à reações químicas, por exemplo, e utilizando a Lei de Fourier para modelar a difusão molecular de calor, a equação pode ser escrita em termos da entalpia total:

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} h_{tot}) = \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T) + \frac{\partial p}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\bar{\tau} \cdot \vec{U}), \quad (4.8)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido e a entalpia específica total, h_{tot} , é definida por

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} \vec{U} \cdot \vec{U}, \quad (4.9)$$

onde h é a entalpia é obtida de

$$h = \int_{T_0}^T c_p dT, \quad (4.10)$$

sendo c_p o calor específico a pressão constante do gás, considerado igual a 830,4 [J/kg.K]. A temperatura de referência T_0 foi especificada como 298,15 [K].

Na Equação (4.8), o primeiro termo do lado esquerdo da igualdade refere-se à taxa de variação da entalpia total no volume infinitesimal e o segundo ao balanço líquido de fluxo de energia que atravessa por advecção as faces desse volume. No lado direito da igualdade, o primeiro termo refere-se ao fluxo líquido de calor por condução e o segundo se deve aos efeitos de contração e expansão do fluido.

O último termo da Equação (4.8) está relacionado ao trabalho das forças viscosas e merece um maior detalhamento. Esse termo pode ser dividido em duas parcelas, uma de trabalho reversível ($\vec{U} \cdot \vec{\nabla} \cdot \bar{\tau}$) e outra irreversível (Φ), determinada taxa de dissipação viscosa volumétrica. De acordo com Versteeg e Malalasekera (2007), e fazendo o uso da hipótese de Stokes, tal taxa é definida como:

$$\Phi = \mu \left\{ \frac{4}{3} \left[\left(\frac{\partial U_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial U_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial U_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial U_x}{\partial y} + \frac{\partial U_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial U_x}{\partial z} + \frac{\partial U_z}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial U_y}{\partial z} + \frac{\partial U_z}{\partial y} \right)^2 \right\}. \quad (4.11)$$

A taxa de dissipação viscosa indicada na Equação (4.11), é sempre positiva uma vez que contém apenas termos elevados ao quadrado, representando a conversão de energia mecânica, pela ação do trabalho de deformação, em energia térmica. Em diversas situações de escoamento esse termo é descartado, pois somente é significativo em escoamentos de elevado cisalhamento e/ou compressibilidade. Na presente análise, tal termo mostrou-se relevante e foi considerado em todas as simulações.

4.2.2 Discretização das equações

A discretização das equações governantes pode ser detalhada para a equação de transporte na forma integral de um escalar genérico ϕ , considerando um volume de controle \forall :

$$\int_{\forall} \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} d\forall + \int_{SC} \rho \phi \vec{U} \cdot d\vec{A} = \int_{SC} \Gamma_{\phi} \vec{\nabla} \phi \cdot d\vec{A} + \int_{\forall} S_{\phi} d\forall, \quad (4.12)$$

onde Γ_{ϕ} é o coeficiente de difusão da propriedade ϕ e S_{ϕ} é a geração da propriedade ϕ por unidade de volume. Os dois primeiros termos da Equação (4.12) representam a taxa de variação no volume e o balanço líquido do transporte advectivo da propriedade ϕ . Os termos à direita da igualdade são relacionados ao balanço líquido do transporte difusivo e à geração, ou destruição, de ϕ . Integrando a Equação (4.12) em um volume finito, obtém-se:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} \forall + \sum_f^{N_f} \rho_f \phi_f \vec{U}_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_f} \Gamma_{\phi} \vec{\nabla} \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_{\phi} \forall, \quad (4.13)$$

onde o subíndice f é referente às N faces do elemento. A propriedade ϕ e demais variáveis são avaliadas no centro do volume. As propriedades nas faces são calculadas com o emprego de funções de interpolação que serão

descritas na próxima seção. O termo transiente na Equação (4.13) é discretizado utilizando uma formulação implícita de primeira ordem:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = \frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t}, \quad (4.14)$$

onde ϕ^{n+1} e ϕ^n são as propriedades ϕ no passo de tempo atual e anterior, respectivamente.

A Equação (4.13) pode ser então linearizada e escrita da seguinte forma:

$$\alpha_p \phi = \sum_{nb} \alpha_{nb} \phi_{nb} + \beta, \quad (4.15)$$

onde α_p e α_{nb} são os coeficientes linearizados das propriedades ϕ e ϕ_{nb} , respectivamente, enquanto β é o agrupamento dos termos restantes. Deve ser mencionado que o subíndice nb denota grandezas associadas aos volumes vizinhos. As propriedades nas células vizinhas, ϕ_{nb} , surgem das interpolações necessárias para o cálculo das propriedades nas faces do volume, ϕ_f , e de seu respectivo gradiente. Os coeficientes α_{nb} também dependem do método de interpolação utilizado e fornecem a importância relativa da propriedade ϕ_{nb} de cada célula vizinha sobre o valor da propriedade ϕ da célula avaliada. Informações adicionais sobre esses coeficientes podem ser obtidas em Maliska (1995).

A Equação (4.15) é avaliada em cada volume finito da malha computacional, formando um sistema linear de equações para cada propriedade do escoamento na forma:

$$[\alpha][\phi] = [\beta]. \quad (4.16)$$

O procedimento iterativo de solução é realizado com o método de Gauss-Seidel, combinado com o método *Algebraic Multigrid* (AMG) a fim de aumentar a taxa de convergência. Informações mais detalhadas sobre o procedimento de solução do sistema linear de equações podem ser encontradas em Ansys (2011b).

4.2.3 Funções de interpolação

No código comercial Fluent v14.0.0 (ANSYS, 2011a) utilizado neste trabalho, os valores das variáveis ϕ são localizadas no centro dos volumes. Em função disto, os valores de ϕ nas faces de cada volume precisam ser avaliados para a determinação de fluxos difusivos e advectivos. Para estimar estes valores, optou-se por utilizar uma formulação *upwind* de segunda ordem, segundo a qual o valor de ϕ_f depende de ϕ nos volumes a montante. Dessa forma, o valor da propriedade ϕ na face f de um volume é avaliada com o emprego da seguinte expressão:

$$\phi_f = \phi + \vec{\nabla}\phi \cdot \vec{r}, \quad (4.17)$$

onde ϕ e $\vec{\nabla}\phi$ são avaliados na célula a montante e \vec{r} é o vetor deslocamento do centroide da célula a montante até o centroide da face. Essa formulação exige o seguinte cômputo do gradiente da propriedade ϕ em cada célula:

$$\vec{\nabla}\phi = \frac{1}{V} \sum_f \bar{\phi}_f \vec{A}_f, \quad (4.18)$$

onde o valor $\bar{\phi}_f$ é a média aritmética entre os valores ϕ das células adjacentes à face f , de maneira que:

$$\bar{\phi}_f = \frac{\phi_{c0} + \phi_{c1}}{2}. \quad (4.19)$$

Testes foram realizados usando diferentes esquemas de interpolação e cálculo de gradientes, mas os resultados apresentaram variações insignificantes.

4.2.4 Acoplamento entre os campos de pressão e velocidade

Em função do uso de um algoritmo de solução segregada, deve-se adotar um método para garantir o acoplamento entre os campos de pressão e velocidade. Assume-se que o acoplamento é adequado quando o campo de pressão introduzido na equação da quantidade de movimento fornece um

campo de velocidade que satisfaz a conservação da massa. Desta forma, coeficientes de correção são adotados para os valores de velocidade e pressão obtidos durante o procedimento iterativo de solução das equações.

Neste trabalho, escolheu-se o método SIMPLE (*Semi IMPLICIT Linked Equations*). Detalhes do método SIMPLE estão disponíveis em Maliska (1995).

4.2.5 Propriedades termofísicas

Assim como no modelo integral da câmara de compressão, a hipótese de gás perfeito é adotada no modelo da folga pistão-cilindro (modelo FPC):

$$p = \rho R T. \quad (4.20)$$

O valor da viscosidade foi avaliado pela seguinte função da temperatura:

$$\mu = A_\mu T, \quad (4.21)$$

onde A_μ é uma constante calculada com o auxílio da biblioteca REFPROP® v8.0, a partir da interpolação de dados de viscosidade nas faixas de temperatura e pressão estudadas.

4.2.6 Estratégia de malha móvel

Em função do movimento do pistão, o modelo FPC foi desenvolvido com malhas móveis, empregando o método DLMM (*Dynamic Layering Mesh Method*). Neste método, os volumes de controle adjacentes às superfícies fixas são tratados de forma diferenciada. Por exemplo, a equação de transporte de uma propriedade ϕ nesses volumes onde uma superfície se move com velocidade \vec{U}_g é definida como:

$$\begin{aligned} \int_{vol} \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \int_{sup} \rho \phi (\vec{U} - \vec{U}_g) \cdot d\vec{A} \\ = \int_{sup} \Gamma_\phi \vec{\nabla} \phi \cdot d\vec{A} + \int_{vol} S_\phi dV. \end{aligned} \quad (4.22)$$

O primeiro termo da Equação (4.22) é calculado usando uma discretização de primeira ordem como:

$$\int_{vol} \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV = \frac{(\rho \phi V)^{n+1} - (\rho \phi V)^n}{\Delta t}. \quad (4.23)$$

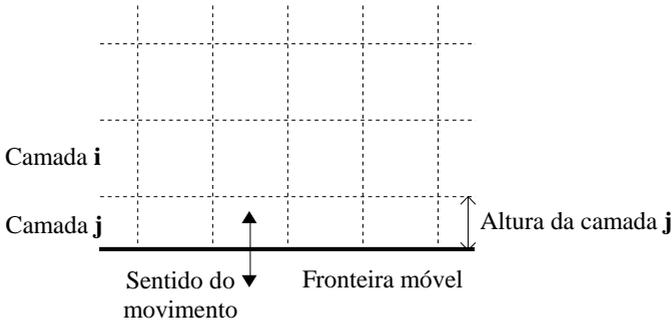


Figura 4.2 – Esquema de camadas dinâmicas.

Quando a fronteira móvel se movimenta no sentido de comprimir a camada j , o colapso da mesma com a camada i ocorre quando a altura L da camada j atende a seguinte condição:

$$L_j < \alpha_c L_i. \quad (4.24)$$

No caso da expansão da camada j , a mesma é segmentada quando a seguinte condição é alcançada:

$$L_j > (1 + \alpha_s) L_i. \quad (4.25)$$

A segmentação ocorre de forma que a nova camada i tenha a mesma espessura da camada i anterior à segmentação. Os fatores α_c e α_s foram fixados em 0,2 e 0,4, respectivamente, em todas as simulações. Maiores detalhes sobre a formulação DLMM podem ser encontradas em Ansys (2011b).

4.3 DETALHAMENTO DO MODELO FPC

Na sequência é realizada uma descrição mais detalhada do modelo de simulação do escoamento na folga pistão-cilindro (modelo FPC), incluindo aspectos do domínio de solução, malha de discretização, condições de contorno e condições iniciais.

4.3.1 Domínio de solução

O domínio de solução do modelo FPC consiste na região da folga pistão-cilindro, conforme ilustra a Figura 1.9. A hipótese de alinhamento perfeito entre o pistão e o cilindro implica em uma espessura de folga constante. A folga radial pistão-cilindro possui valores típicos na faixa de 5 μm , sendo muito menor do que o diâmetro do pistão (um fator menor do que 1/1000). Isso possibilita a desconsideração do efeito de curvatura sobre o escoamento, resultando na planificação do domínio de solução, conforme ilustra a Figura 4.3. Além disto, o domínio de solução apresenta seis planos de simetria geométrica, podendo assim ser reduzido (Figura 4.4).

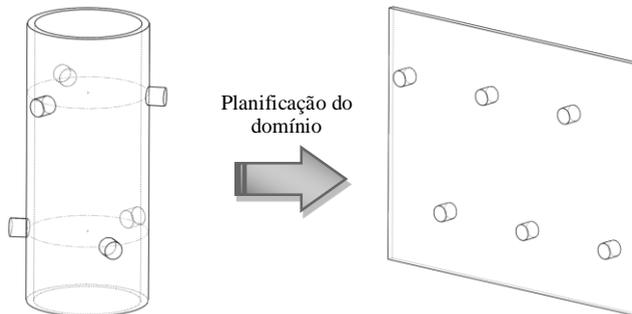


Figura 4.3 – Planificação do domínio da folga pistão-cilindro.

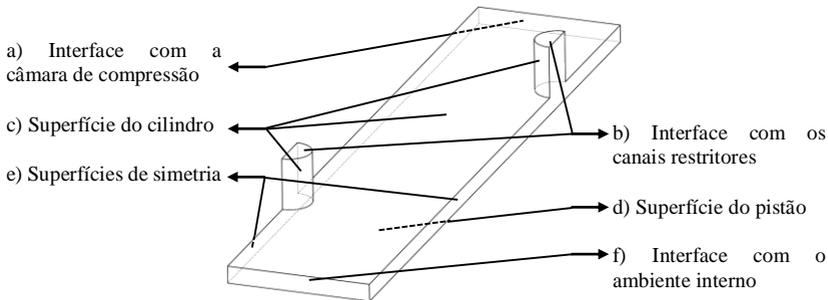


Figura 4.4 – Domínio simplificado da folga e superfícies limitantes.

4.3.2 Condições de contorno

As condições de contorno necessárias para a solução do escoamento na folga pistão-cilindro podem ser apresentadas com referência à Figura 4.4, sendo assim identificadas:

- a) Interface com a câmara de compressão: pressão e temperatura fornecidas em cada posição do pistão pelo modelo integral da câmara de compressão, com vazão de gás permitida em ambos os sentidos através da fronteira.
- b) Interface com os canais restritores: vazão de gás prescrita em função do tempo a partir do modelo de escoamento compressível no canal restritor. A temperatura do gás é assumida como igual àquela da câmara de descarga.
- c) Superfície do cilindro: condição de parede sem deslizamento, ou seja, velocidade nula, e temperatura prescrita ($T = 328,15$ K).
- d) Superfície do pistão: parede sem deslizamento, com velocidade variável calculada com base no movimento do pistão, e temperatura constante ($T = 328,15$ K).
- e) Superfícies de simetria: condição de contorno de simetria, ou seja, componente de velocidade e gradientes normais à superfície são nulos.

- f) Interface com o ambiente interno: pressão e temperatura constantes e iguais à pressão de evaporação e à temperatura de sucção.

4.3.3 Condição inicial

Todas as simulações são iniciadas com o pistão no ponto morto superior (TDC), prescrevendo-se os campos iniciais de velocidade, temperatura e pressão. O campo de velocidade é inicializado como nulo e o de temperatura a 328,15 K. Por estar no TDC, as interfaces a) e f) da Figura 4.4 estão nas condições de pressão de condensação e de evaporação, respectivamente. Para evitar variações abruptas no campo de pressão no estágio inicial do procedimento iterativo de solução, adota-se uma variação linear de pressão ao longo da folga como condição inicial, conforme ilustrado na Figura 4.5.

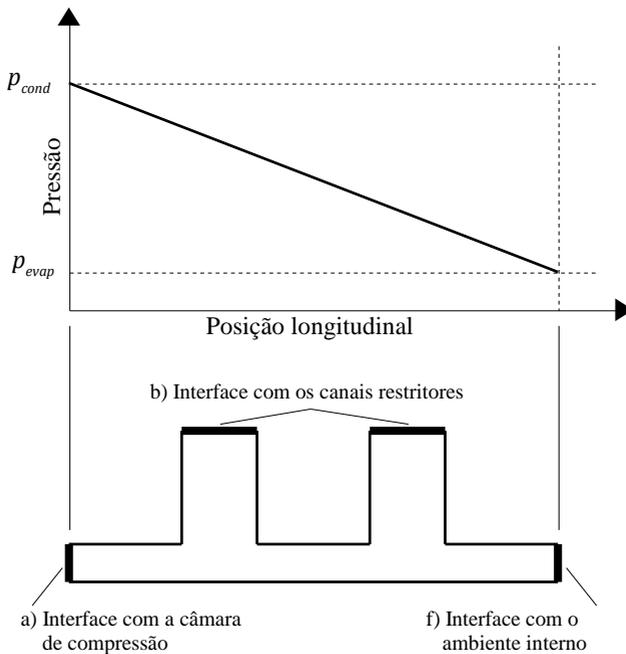


Figura 4.5 – Distribuição de pressão em $t = 0$.

4.3.4 Malha de discretização

A discretização do domínio de solução foi realizada utilizando o gerador de malhas ANSYS® Meshing™ (ANSYS, 2011d). A malha gerada é composta por elementos de volume hexaédricos e pentaédricos e elementos de superfície quadrangulares e triangulares.

Os elementos hexaédricos representam a maioria dos elementos de volume e estão dispostos, em sua maioria, de forma alinhada com o sentido de movimentação do pistão (eixo x da Figura 4.6). No sentido da espessura da folga (eixo y) foram utilizados 20 elementos e no sentido longitudinal (eixo x) aproximadamente 80. O número total de elementos da malha é aproximadamente igual a 46000.

A Figura 4.6 ilustra a malha padrão utilizada nas simulações e as diferentes zonas de ajustes da malha em função da movimentação do pistão. Conforme mostra a Figura 4.6 duas regiões tiveram a malha com movimento prescrito na totalidade para manter a característica de refino junto às interfaces com o ambiente de sucção e câmara de compressão. A regiões em cinza são aquelas afetadas pelo método DLMM (seção 5.2.6) e o restante da malha, em amarelo, não necessitou de adaptação.

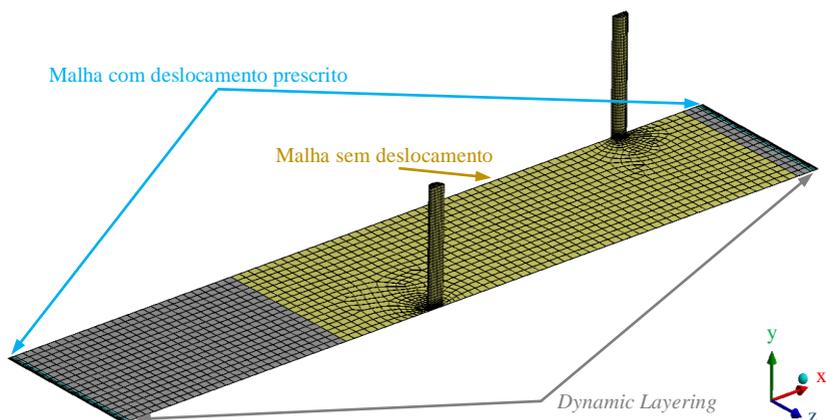


Figura 4.6 – Malha utilizada.

4.3.5 Critério de convergência

O critério de convergência adotado para o procedimento iterativo de solução do modelo FPC foi especificado a partir do monitoramento de variáveis globais de interesse, observando números mínimo e máximo de iterações por passo de tempo, definidas como 10 e 200, respectivamente.

O critério de convergência foi baseado na variação acumulada $VAR\phi$ de três variáveis (ϕ) ao longo de n iterações consecutivas:

$$VAR\phi = \frac{\sqrt{\sum_{b=0}^{n-1} (\phi_{N_{iter}-b} - \bar{\phi}_n)^2}}{\bar{\phi}_n}, \quad (4.26)$$

onde N_{iter} é o número da iteração atual, n a quantidade de valores avaliados consecutivamente, estabelecido em 3 para todas as simulações, e $\bar{\phi}_n$ é o valor médio da propriedade ϕ das n iterações anteriores, definido como:

$$\bar{\phi}_n = \sum_{b=0}^{n-1} \frac{\phi_{N_{iter}-b}}{n}. \quad (4.27)$$

O valor indicativo de convergência estabelecido para $VAR\phi$ foi de 10^{-4} , após testes de sensibilidade do mesmo em simulações preliminares. As três propriedades ϕ envolvidas foram: fluxo de entalpia na interface com o ambiente interno, fluxo de entalpia na interface com a câmara de compressão e taxa de dissipação viscosa total integrada no domínio. A taxa de dissipação viscosa é o somatório do valor indicado pela Equação (4.11) em cada célula da malha multiplicado pelo respectivo volume da célula.

4.4 CÁLCULO DE VAZÃO NOS CANAIS RESTRITORES

Os canais restritores são ranhuras na parede externa do cilindro, apresentando uma seção transversal conforme demonstrado na Figura 4.7. A determinação da vazão de gás nos canais restritores segue o método proposto por Hülse (2008). O escoamento compressível nos canais de seção constante é assumido ser isotérmico e laminar. Além disto, o escoamento é considerado quase-estático, utilizando-se valores instantâneos de pressão no orifício de alimentação presente na folga pistão-cilindro.

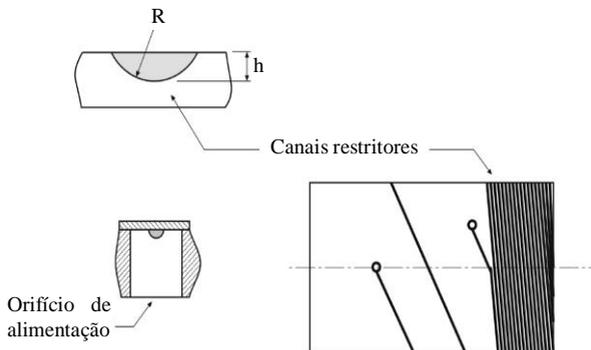


Figura 4.7 – Representação dos canais restritores e orifícios de alimentação.
Adaptado de Hülse (2008).

O conceito de diâmetro hidráulico do canal é usado para caracterizar o escoamento nos canais restritores:

$$D_h = \frac{4 A_{cap}}{P_{cap}}, \quad (4.28)$$

onde A_{cap} é a área de seção do canal e P_{cap} é o perímetro molhado. A vazão de massa na saída do canal restritor é a vazão de massa entregue ao orifício de alimentação, de forma que:

$$\dot{m}_{fo} = \rho_{fo} \bar{U}_{fo} A_{cap}, \quad (4.29)$$

onde \bar{U} é a velocidade média do escoamento e o subíndice fo refere-se à seção do canal em contato com o orifício de alimentação. Com as informações do número de Mach (M) e a velocidade do som (a) na seção em questão é possível avaliar a velocidade média \bar{U}_{fo} como:

$$\bar{U}_{fo} = a M_{fo}, \quad (4.30)$$

sendo

$$a = \sqrt{\gamma R T}, \quad (4.31)$$

onde T é a temperatura do escoamento, considerada igual à temperatura da câmara de descarga $T_{amb,dis}$.

Considerando as hipóteses já citadas para o escoamento e as informações geométricas do canal, o número de Mach na entrada pode ser calculado como (HÜLSE, 2008):

$$M_1 = \left[\frac{1}{\gamma \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^2 + \frac{4f_D L}{D_h}} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (4.32)$$

onde f_D é o fator de atrito de Darcy, L é o comprimento do canal restritor e os subíndices 1 e 2 representam a entrada e a saída do canal, respectivamente. De acordo com a hipótese de escoamento laminar, o fator de atrito é definido é:

$$f_D = \frac{64}{Re}, \quad (4.33)$$

onde Re é o número de Reynolds do escoamento.

$$Re = \frac{\bar{U}_{fo} D_h \rho}{\mu}. \quad (4.34)$$

A pressão adotada na entrada no canal restritor é a da câmara de descarga, equivalente à pressão de condensação, e a pressão na saída do canal é a pressão calculada pelo modelo da folga pistão-cilindro no orifício de alimentação (superfície b) da Figura 4.4). O fator de atrito é calculado com base no número de Reynolds médio do escoamento (média aritmética entre a entrada e a saída.)

A Equação (4.32) deve ser resolvida iterativamente a cada passo de tempo, visto que o fator de atrito depende da velocidade do escoamento calculada pela própria equação. Com isso, a vazão de massa em cada canal restritor é obtida e utilizada como condição de contorno no modelo FPC.

5 MÉTODOS DE SOLUÇÃO E ANÁLISE

Neste capítulo será realizada a descrição do procedimento de solução, bem como detalhados os parâmetros definidos para a análise de perdas e seus efeitos sobre a eficiência do compressor.

5.1 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO

A solução do escoamento compressível transiente na região da folga pistão-cilindro foi realizada com o código comercial FLUENT®, seguindo o método dos volumes finitos. No presente trabalho, tal abordagem é identificada como modelo da folga pistão-cilindro (modelo FPC), conforme detalhado no Capítulo 4.

O procedimento de solução exige a especificação de condições de contorno do domínio de solução. Uma das condições de contorno é referente ao estado termodinâmico do fluido refrigerante na câmara de compressão ao longo do ciclo de compressão, o qual é caracterizado através de um modelo de formulação integral acoplado ao modelo FPC. Tal modelo é denominado modelo da câmara de compressão (modelo CC), conforme descrito no Capítulo 3.

Outra condição é a vazão de massa transiente nos canais restritores, calculada com base nas informações da região de descarga do compressor e no campo de pressão no orifício de alimentação. Para tal é adotado o modelo de escoamento proposto por Hülse (2008) e descrito no Capítulo 4. A Figura 5.1 ilustra o domínio de solução dos modelos supracitados.

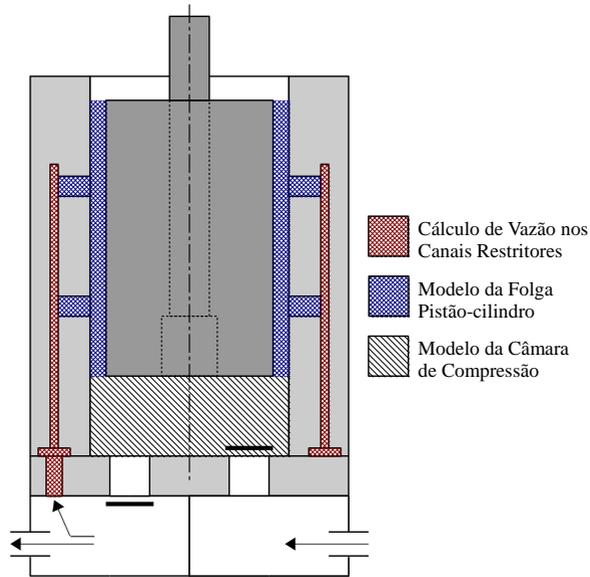


Figura 5.1 – Localização dos modelos utilizados.

A cada passo de tempo os modelos são resolvidos na ordem indicada na Figura 5.2, com o acoplamento entre os mesmos sendo realizados através das condições de contorno.

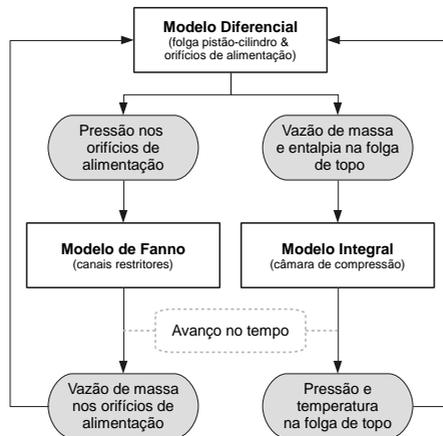


Figura 5.2 – Diagrama de comunicação dos modelos usados na simulação.

Na sequência (Figura 5.3) é apresentado um fluxograma do procedimento de simulação detalhado englobando todos os modelos descritos. Deve ser mencionado que o procedimento é totalmente desenvolvido com o emprego do código Fluent, com o auxílio de rotinas implementadas via UDFs (*User Defined Functions*). Informações sobre a utilização de UDFs podem ser obtidas em Ansys (2011c).

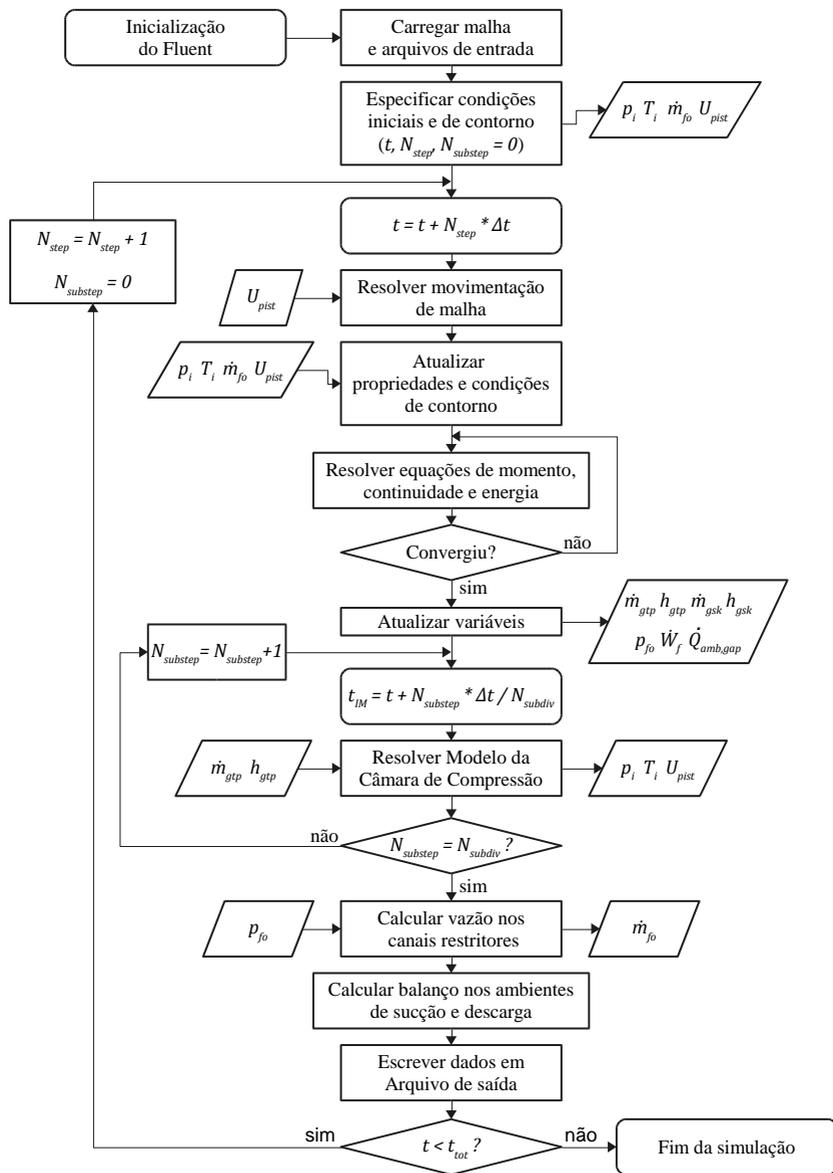


Figura 5.3 – Fluxograma da simulação.

As seguintes variáveis indicadas na Figura 5.3 são assim definidas:

N_{step} :	Número do passo de tempo atual (modelo FPC);
$N_{substep}$:	Número do sub passo de tempo (modelo CC);
N_{subdiv} :	Número de vezes que o modelo CC avança antes de retornar ao modelo FPC;
t_{IM} :	Tempo atual no modelo CC;
t_{tot} :	Tempo total de simulação.

No início da simulação, os arquivos de malha e de dados de entrada previamente gerados são introduzidos no código. As condições de contorno são estabelecidas e a condição inicial é especificada. Após inicializados, os campos de pressão, temperatura e velocidade no domínio da folga pistão-cilindro são calculados iterativamente seguindo o modelo FPC. Durante essa etapa da solução, as condições de contorno são mantidas constantes. Após a convergência desses campos no passo de tempo avaliado, as variáveis de interesse são atualizadas.

Inicia-se então o modelo CC, avançando o procedimento de solução em um passo de tempo inferior ao do modelo FPC. Devido ao equacionamento do modelo CC, valores de avanço de tempo da ordem de 5000 divisões por ciclo de compressão foram necessários. Esse nível de discretização temporal mostrou-se inviável para o modelo FPC e, assim, avanços de tempo diferentes foram adotados para cada modelo. As variáveis de entrada para o modelo CC calculadas pelo modelo FPC são mantidas constantes até o modelo CC avançar um intervalo de tempo igual ao passo de tempo do modelo FPC.

Prosegue-se então com o cálculo da vazão de massa nos canais restritores através do modelo de escoamento compressível, utilizando o campo de pressão no orifício calculado pelo modelo FPC. Na sequência são realizados balanços de propriedades nos ambientes de sucção e descarga e as variáveis de interesse são escritas em um arquivo de saída. Realiza-se então um avanço no tempo t de forma que o valor de t seja igual ao de t_{IM} , garantindo que os Modelos CC e FPC estejam sempre no mesmo instante de tempo.

O procedimento de solução é repetido, avançando em t até que o mesmo alcance o tempo total de simulação (t_{tot}) especificado pelo usuário, finalizando assim a simulação. O tempo médio de simulação para cada caso foi de 7600 segundos por ciclo de compressão, sem processamento paralelo,

em uma estação de trabalho com processador Intel® Core™ i7 950 de 3,07GHz, com *Hyper-Threading* ativado, e 12GB de memória RAM.

5.2 ANÁLISE DAS INEFICIÊNCIAS

Conforme visto no Capítulo 1, os principais parâmetros de eficiência dos compressores, eficiência volumétrica e eficiência isentrópica, estão associados à vazão de gás e ao consumo de energia do compressor, respectivamente. A presente seção se concentra no detalhamento dos diversos aspectos que afetam esses parâmetros de eficiência.

5.2.1 Fracionamento de ineficiências volumétricas

De acordo com a Equação (1.3), a eficiência volumétrica é a razão entre a vazão de massa real e a vazão de massa ideal. A vazão ideal é expressa basicamente através de três parâmetros: densidade do gás na sucção, volume deslocado pelo pistão e velocidade nominal de operação do compressor. No presente trabalho, tais parâmetros são mantidos constantes ao longo da simulação do compressor.

Por outro lado, a vazão real é reduzida pela ação de diversos parâmetros. A Figura 5.4 apresenta um esquema das conexões entre as regiões do compressor que são analisadas com os diferentes modelos. Com auxílio da Figura 5.4, pode-se apresentar o balanço de massa no ambiente da sucção da seguinte forma:

$$\dot{m} = \dot{m}_{in,suc} = \dot{m}_{in,i} - \dot{m}_{gsk}, \quad (5.1)$$

onde $\dot{m}_{in,suc}$ é a vazão de massa no passador de sucção, $\dot{m}_{in,i}$ a vazão de massa admitida na câmara de compressão através do orifício de sucção e \dot{m}_{gsk} a vazão de massa através da folga de saída do pistão, que ocorre em direção ao ambiente de sucção. Desta forma, \dot{m}_{gsk} pode ser considerada uma parcela que reduz a vazão de massa, pois parte da massa admitida para a câmara de compressão ($\dot{m}_{in,i}$) fica em circulação dentro da carcaça.

O primeiro termo à direita da igualdade representa a vazão de massa ideal e o segundo, a redução da vazão causada pelo efeito teórico do volume morto ($\eta_{v,idc}$) definido como (GOSNEY, 1982):

$$\eta_{v,idc} = 1 + c - c \left(\frac{p_{cond}}{p_{evap}} \right)^{\frac{1}{\gamma}}, \quad (5.3)$$

sendo c a fração do volume morto em relação ao volume deslocado e γ a razão entre os calores específicos do fluido refrigerante.

Retornando à Equação (5.2), $\dot{m}_{gtp(exp)}$ e $\dot{m}_{gtp(suc)}$ representam as vazões médias através da folga de topo do pistão, durante os processos de expansão e sucção, respectivamente. Um valor positivo de \dot{m}_{gtp} indica a entrada de massa na câmara de compressão, ou seja, que o vazamento ocorre da folga de topo para a câmara de compressão. Em outras palavras, o compressor deixa de admitir massa da câmara de sucção devido à admissão de massa da folga pistão-cilindro. Para todas as simulações realizadas foi verificado um valor positivo de ambas as variáveis, confirmando o efeito de redução de vazão de massa do compressor.

Finalmente, o último termo da Equação (5.2) refere-se à redução da vazão pela redução da densidade mássica no cilindro (no início do processo de compressão) em relação à densidade no passador de sucção ($\rho_{suc} - \rho_{ini,comp}$), onde a variável \forall_{BDC} é o volume do cilindro quando o pistão encontra-se no ponto morto inferior. Assim, utilizando as Equações (5.1), (5.2) e (1.2), a vazão de massa \dot{m} pode ser reescrita como:

$$\dot{m} = \dot{m}_{th} - (1 - \eta_{v,idc})\dot{m}_{th} - \dot{m}_{gtp(exp)} - \dot{m}_{gtp(suc)} - (\rho_{suc} - \rho_{ini,comp}) \forall_{BDC} f - \dot{m}_{gsk}. \quad (5.4)$$

Ao total, cinco mecanismos físicos na região da folga pistão-cilindro atuam no sentido de reduzir a vazão do compressor. Cada um deles está representado por um termo do lado direito da Equação. O primeiro é a própria vazão ideal, o segundo está relacionado com a redução de vazão pelo efeito do volume morto teórico, o terceiro e o quarto com o vazamento pela folga de topo, o quinto com o efeito de aquecimento do gás até o início da compressão e o último com o vazamento de gás pela folga de saia.

Normalizando ambos os lados pela vazão ideal tem-se:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} = \eta_{v,idc} - \frac{\dot{m}_{gtp,exp}}{\dot{m}_{th}} - \frac{\dot{m}_{gtp,suc}}{\dot{m}_{th}} - \frac{(\rho_{suc} - \rho_{ini,comp}) \forall_{BDC} f}{\dot{m}_{th}} - \frac{\dot{m}_{gsk}}{\dot{m}_{th}} \quad (5.5)$$

Nesse ponto, é interessante introduzir os parâmetros εv_k , que representam as reduções de vazão de massa devido aos diferentes eventos k , normalizados pela vazão de massa ideal. Os parâmetros ε são opostos ao de η de forma que, quanto maior ε , maiores são as perdas e mais ineficiente é o ciclo de compressão.

A Equação (5.5) pode então ser reescrita da seguinte forma:

$$\eta_v = \eta_{v,idc} - \varepsilon v_{gtp,exp} - \varepsilon v_{gtp,suc} - \varepsilon v_{sh} - \varepsilon v_{gsk}, \quad (5.6)$$

$$(1 - \eta_v) = (1 - \eta_{v,idc}) + \varepsilon v_{gtp,exp} + \varepsilon v_{gtp,suc} + \varepsilon v_{sh} + \varepsilon v_{gsk}, \quad (5.7)$$

$$\varepsilon v_{tot} = \varepsilon v_{idc} + \varepsilon v_{gtp,exp} + \varepsilon v_{gtp,suc} + \varepsilon v_{sh} + \varepsilon v_{gsk}. \quad (5.8)$$

De maneira similar à indicada na Equação (5.4), o primeiro termo à direita na Equação (5.8) representa a redução de vazão causada pelo volume morto e os quatro termos restantes são todos relacionados ao sistema de mancal aerostático. Agrupando esses termos, pode-se definir o seguinte parâmetro de ineficiência volumétrica:

$$\begin{aligned} \varepsilon v_{manc} &= \varepsilon v_{tot} - \varepsilon v_{idc} \\ &= \varepsilon v_{gtp,exp} + \varepsilon v_{gtp,suc} + \varepsilon v_{sh} + \varepsilon v_{gsk}, \end{aligned} \quad (5.9)$$

o qual, quando combinado com a Equação (5.6), resulta em:

$$\eta_v = \eta_{v,idc} - \varepsilon v_{manc}. \quad (5.10)$$

Dessa forma, com exceção do efeito do volume morto teórico, todas as demais ineficiências são causadas pelo mancal aerostático formado na folga pistão-cilindro.

5.2.2 Fracionamento de ineficiências isentrópicas

A avaliação de ineficiências isentrópicas baseia-se na ideia de quantificar quanto calor seria necessário retirar do sistema ilustrado na Figura 5.4 para que a entropia específica do gás na saída do volume de controle (passador de descarga) fosse a mesma do gás na entrada do volume de controle (passador de sucção). Desta forma, realiza-se um balanço de energia em três diferentes ambientes com a finalidade de calcular a taxa de calor rejeitada em cada um deles, de forma que cada taxa representa um consumo excessivo de energia.

Na análise supracitada, duas considerações são adotadas: o motor elétrico é considerado ideal e o atrito na parede do pistão é considerado como único mecanismo de perda mecânica. Dessa forma:

$$\eta_{ele} = 1, \quad (5.11)$$

$$\dot{W}_{shaft} = \dot{W}_{ind} + \dot{W}_f, \quad (5.12)$$

onde \dot{W}_f é a potência de atrito dissipada na superfície lateral do pistão.

Outra consideração importante se refere ao estado termodinâmico do gás que entra e deixa o volume identificado pela linha tracejada na Figura 5.4. Na entrada é adotada a pressão de evaporação (p_{evap}) e uma temperatura de sucção (T_{suc}), ambas constantes. Na saída assume-se a pressão igual à de condensação (p_{evap}) e temperatura proveniente de uma compressão isentrópica (T_{dis}) partindo das condições de entrada p_{evap} e T_{suc} . Assim, as ineficiências são caracterizadas como desvios do processo isentrópico. O balanço de energia no volume de controle resulta em:

$$\dot{W}_{ind} + \dot{W}_f + \dot{m}_{in,suc} \cdot h_{in,suc} = \dot{Q}_{amb,gap} + \dot{Q}_{amb,suc} + \dot{Q}_{amb,dis} + \dot{m}_{out,dis} \cdot h_{out,dis}, \quad (5.13)$$

sendo $\dot{Q}_{amb,gap}$, $\dot{Q}_{amb,suc}$ e $\dot{Q}_{amb,dis}$ as taxas de rejeição de calor nos ambientes da folga pistão-cilindro, ambiente de sucção e ambiente de descarga respectivamente. Os termos \dot{m} e h representam a vazão de massa e a entalpia específica na entrada do ambiente de sucção e na saída do ambiente de descarga, ou seja, cruzando o volume de controle. Na condição de operação estabilizada, a vazão média \dot{m} em diferentes regiões do compressor são iguais, de forma que:

$$\dot{m} = \dot{m}_{in,suc} = \dot{m}_{out,dis} \quad (5.14)$$

Aplicando esta condição na Equação (5.13) e substituindo o resultado na Equação (5.12) resulta:

$$\dot{W}_{shaft} - \dot{m} \cdot \Delta h_s = \dot{Q}_{amb,gap} + \dot{Q}_{amb,suc} + \dot{Q}_{amb,dis} \quad (5.15)$$

Normalizando ambos os lados desta equação pela potência isentrópica, Equação (1.5), e utilizando as Equações (1.9) e (5.11), obtém-se:

$$\frac{1}{\eta_s} - 1 = \frac{\dot{Q}_{amb,gap}}{\dot{W}_s} + \frac{\dot{Q}_{amb,suc}}{\dot{W}_s} + \frac{\dot{Q}_{amb,dis}}{\dot{W}_s} \quad (5.16)$$

De maneira similar à realizada na análise de reduções de vazão de massa, é interessante introduzir a variável εS_k , que representa um acréscimo de potência consumida, normalizada pela potência isentrópica, devido à ineficiências em cada k sub-região, de forma que:

$$\begin{aligned} \varepsilon S &= \frac{\dot{Q}_{amb,gap}}{\dot{W}_s} + \frac{\dot{Q}_{amb,suc}}{\dot{W}_s} + \frac{\dot{Q}_{amb,dis}}{\dot{W}_s} \\ &= \varepsilon S_{amb,gap} + \varepsilon S_{amb,suc} + \varepsilon S_{amb,dis} \end{aligned} \quad (5.17)$$

Os termos da direita desta equação representam então o desvio da potência isentrópica de compressão devido às rejeições de calor no ambiente da folga pistão-cilindro, na região do ambiente de sucção e no ambiente de descarga. Assim como na análise da eficiência volumétrica, todos os termos são associados exclusivamente ao mancal aerostático. Finalmente, os termos podem ser agrupados para representar a eficiência isentrópica a qual combinada com a Equação (5.16), fornece a seguinte relação:

$$\eta_s = \frac{1}{1 + \varepsilon S} \quad (5.18)$$

5.2.3 Balanços nas câmaras de sucção e descarga

Além das hipóteses já mencionadas, na análise do sistema indicado na Figura 5.4, assumem-se propriedades constantes na câmaras de sucção e

descarga. Na câmara de sucção são adotados p_{evap} e T_{suc} e na câmara de descarga p_{cond} e T_{dis} .

Em função das perdas no ciclo de compressão geradas pelo mancal aerostático, deve-se retirar calor das câmaras para manter as condições de pressão e temperatura prescritas. Dessa forma, os balanços de energia nas câmaras servem para calcular a quantidade de energia que deve ser rejeitada na forma de calor para manter um estado isentrópico na saída do volume de controle delimitado pela linha tracejada da Figura 5.4, ou seja, a entropia no passador de sucção é igual à entropia no passador de descarga. De forma alternativa, pode-se dizer que o calor rejeitado é o excesso de energia consumida pelo sistema para executar o ciclo de compressão na presença do mancal aerostático.

No ambiente da sucção ilustrado na Figura 5.5, a aplicação da conservação da massa e da energia fornece as variáveis $\dot{Q}_{amb,suc}$ e $\dot{m}_{in,suc}$. A vazão de massa que entra na câmara de compressão é calculado pelo *Modelo da CC*. A entalpia é considerada constante e avaliada com base na pressão e temperatura da própria câmara de sucção.

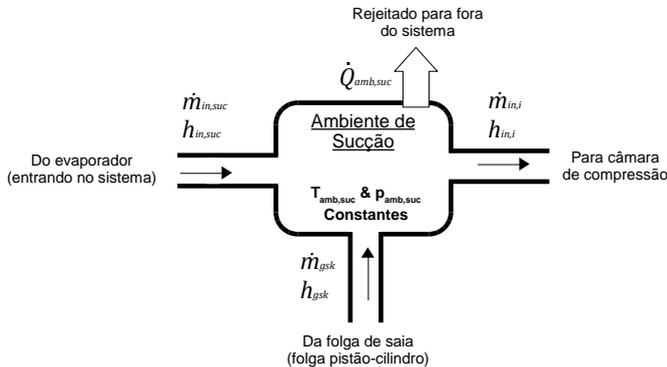


Figura 5.5 - Variáveis envolvidas nos balanços do ambiente de sucção.

O escoamento proveniente da saia da folga é calculado pelo modelo FPC. Essa massa desviada para a sucção é representada pelo termo \dot{m}_{gsk} e possui uma entalpia maior do que a entalpia na câmara de sucção. As variáveis $\dot{Q}_{amb,suc}$ e $\dot{m}_{in,suc}$ são avaliadas a cada passo de tempo como:

$$\dot{m}_{in,suc} = \dot{m}_{in,i} - \dot{m}_{gsk}, \quad (5.19)$$

$$\dot{Q}_{amb,suc} = \dot{m}_{in,suc} h_{in,suc} + \dot{m}_{gsk} h_{gsk} - \dot{m}_{in,i} h_{in,i}. \quad (5.20)$$

Na câmara de descarga (Figura 5.6), as variáveis calculadas através de balanços são $\dot{m}_{out,dis}$ e $\dot{Q}_{amb,dis}$. A entalpia específica do gás direcionado para os canais restritores (h_{fo}) e para o condensador ($h_{out,dis}$) são iguais e calculadas com base na temperatura e pressão na câmara de descarga. As variáveis restantes $\dot{m}_{out,i}$ e \dot{m}_{fo} são obtidas do modelo CC e do cálculo da vazão nos restritores, respectivamente. Dessa forma, $\dot{m}_{out,dis}$ e $\dot{Q}_{amb,dis}$ são avaliados como:

$$\dot{m}_{out,dis} = \dot{m}_{out,i} - \dot{m}_{fo}, \quad (5.21)$$

$$\dot{Q}_{amb,dis} = \dot{m}_{out,i} h_{out,i} - \dot{m}_{fo} h_{fo} - \dot{m}_{out,dis} h_{out,dis}. \quad (5.22)$$

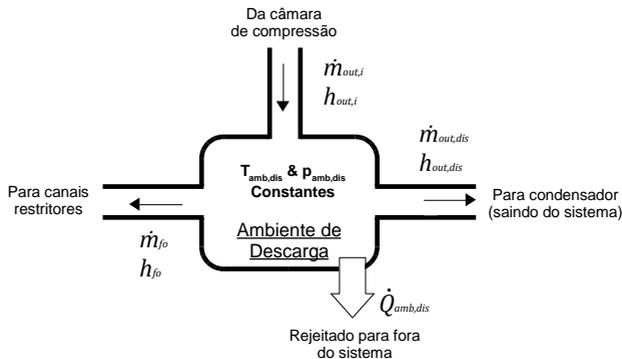


Figura 5.6 – Variáveis envolvidas nos balanços do ambiente de descarga.

5.2.4 Variáveis estudadas

De acordo com Hülse (2008), diversos parâmetros geométricos do mancal aerostático do compressor linear, tais como o diâmetro equivalente e comprimento dos canais restritores, devem ser dimensionados especificamente para um determinado compressor. Como as características geométricas utilizadas baseiam-se em um projeto otimizado de um compressor existente, a influência de tais parâmetros geométricos não será estudada. No entanto, a variação do desempenho do compressor será realizada para os seguintes parâmetros:

- Razão de pressão (Π): A razão de pressão é definida pelas temperaturas de evaporação e de condensação.
- Espessura radial de folga pistão-cilindro (δ): A espessura da folga é um parâmetro de interesse, podendo representar as situações de desgaste do par pistão-cilindro, de um erro de montagem ou não observância das tolerâncias de fabricação.
- Amplitude de oscilação (L_{amp}): Este é um parâmetro de interesse na análise em função da respectiva variação durante a operação do compressor.
- Velocidade de operação (f): A velocidade de operação pode também variar ao longo da operação do compressor, sendo portanto necessário investigar cenários de valores diferentes do valor nominal.

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos do modelo numérico com o objetivo de identificar e quantificar as perdas originadas pelo escoamento de gás no mancal aerostático.

Inicialmente, realiza-se uma etapa de verificação do modelo FPC para avaliar os erros de truncamento devido às discretizações espacial e temporal e a quantidade de ciclos simulados. Em seguida, avalia-se o modelo em uma geometria simplificada para a condição de regime permanente.

Após estas etapas de verificação, um estudo detalhado é realizado para uma condição de operação padrão do compressor. Finalmente, a influência de parâmetros de projeto sobre as eficiências volumétricas e isentrópicas são apresentadas.

6.1 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E DE OPERAÇÃO DO COMPRESSOR

A Figura 6.1 apresenta os parâmetros geométricos adotados no modelo de simulação. Nota-se que os canais restritores possuem comprimentos diferentes, de acordo com a posição do respectivo orifício de alimentação. O canal identificado pelo subíndice $cf01$ é aquele que descarrega o gás no orifício mais próximo do topo do pistão, enquanto que o subíndice $cf02$ identifica aquele que descarrega gás no orifício mais próximo da saia do pistão.

A Figura 6.1 também mostra a linha de centralização do pistão, situada a uma distância L_{instop} , que indica a posição em torno da qual o pistão oscila. O pistão oscila com uma amplitude L_{amp} em torno dessa linha. Assume-se um valor fixo de L_{instop} em todas as simulações e, por esse motivo, quanto menor a amplitude de oscilação do pistão, maior será o volume morto V_c .

Na Tabela 6.1 estão apresentados os valores dos parâmetros geométricos utilizados. Em relação aos parâmetros de operação, os mesmos estão definidos na Tabela 6.2. A temperatura do passador de sucção foi mantida constante em 305,15 K em todas as simulações, baseada em condições de teste de compressores bastante utilizada pela Embraco. A temperatura nas paredes da folga pistão-cilindro também foi mantida constante em 328,15 K, baseada em experimentos de perfil térmico do compressor.

Já o passo de tempo Δt foi determinado com base na quantidade de divisões por ciclo de compressão, fixado em 720 para o Modelo Diferencial e 14400 para o Modelo Integral (para todas as simulações, independente da velocidade de operação). Na Tabela 6.3 são apresentados os intervalos de avanço de tempo utilizados.

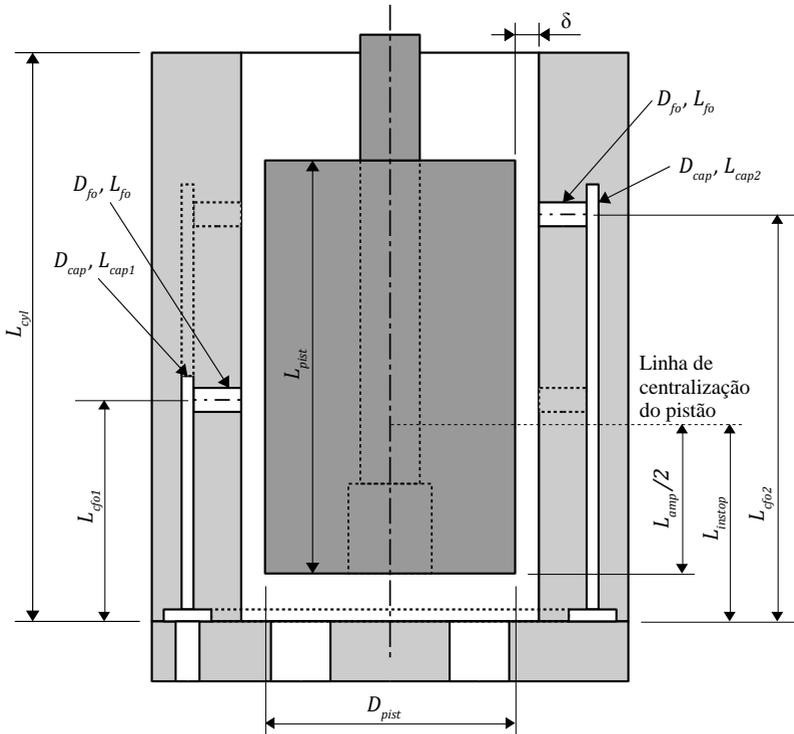


Figura 6.1 – Variáveis geométricas de interesse para o pistão no TDC.

Tabela 6.1 – Parâmetros geométricos utilizados.

Parâmetro	Descrição	Valor	Uni.
δ	Espessura da folga pistão-cilindro	2,5 a 10	μm
L_{pist}/L_{cyl}	Comprimento do pistão / Comprimento do cilindro	0,82	-
L_{cfo1}/L_{cyl}	Espaçamento do orifício de alimentação 1 / Comprimento do cilindro	0,42	-
L_{cfo2}/L_{cyl}	Espaçamento do orifício de alimentação 2 / Comprimento do cilindro	0,78	-
L_{instop}/L_{cyl}	Espaçamento do pistão em repouso / Comprimento do cilindro	0,12	-
L_{cap1}/D_{cap}	Comprimento do canal restritor 1 / Diâmetro do canal restritor	$5,15 \times 10^3$	-
L_{cap2}/D_{cap}	Comprimento do canal restritor 2 / Diâmetro do canal restritor	$6,53 \times 10^3$	-
D_{fo}/L_{cyl}	Diâmetro do orifício de alimentação / Comprimento do cilindro	$1,60 \times 10^{-2}$	-
D_{cap}/L_{cyl}	Diâmetro do canal restritor / Comprimento do cilindro	$8,40 \times 10^{-4}$	-
D_{pist}/L_{cyl}	Diâmetro do pistão / Comprimento do cilindro	0,31	-

Tabela 6.2 – Parâmetros de operação utilizados.

Parâmetro	Descrição	Valor	Uni.
f	Velocidade de operação	60 a 240	Hz
L_{amp}/L_{cyl}	Amplitude de oscilação / Comprimento do cilindro	0,21 a 0,24	-
T_{evap}	Temperatura de evaporação	249,85	K
p_{evap}	Pressão de evaporação	$1,148 \times 10^5$	Pa
T_{cond}	Temperatura de condensação	283,15 a 327,55	K
p_{cond}	Pressão de condensação	$4,146$ a $14,698 \times 10^5$	Pa
T_{suc}	Temperatura de sucção	305,15	K
T_{wall}	Temperatura nas paredes da folga	328,15	K

Tabela 6.3 – Parâmetros de avanço de tempo utilizados.

Parâmetro	Descrição	Valor	Uni.
Δt	Passo de tempo do Modelo Diferencial ($f=120$ Hz)	$1,16 \times 10^{-5}$	s
Δt_{IM}	Passo de tempo do Modelo Integral ($f=120$ Hz)	$5,79 \times 10^{-7}$	s

6.2 VERIFICAÇÃO DO MODELO FPC

6.2.1 Discretizações espacial e temporal

Os erros de discretização espacial e temporal foram avaliados seguindo o método de extrapolação de Richardson (CADAFALCH *et al.*, 2002). Esse método é usualmente aplicado para a análise de discretização espacial, mas pode ser estendido para avaliar outros parâmetros.

As análises de discretização foram realizadas com base em três níveis de refino ($h_{n,1}$, $h_{n,2}$ e $h_{n,3}$). O intervalo de um refino para o outro é dado pela razão r :

$$r = \frac{h_{n,1}}{h_{n,2}} = \frac{h_{n,2}}{h_{n,3}}, \quad (6.1)$$

onde $h_{n,1}$, $h_{n,2}$ e $h_{n,3}$ são os parâmetros relativos ao nível mais refinado, nível intermediário e nível grosseiro. Na atual análise, esses parâmetros podem representar o número de divisões de uma malha, o número de passos de tempo ou número de ciclos simulados. Em todas as análises deste trabalho, o valor de r foi fixado em 2.

O método aplicado permite calcular um índice de convergência para dois níveis consecutivos de refino, denominado *Grid Convergence Index* (GCI). O GCI para os níveis mais refinados, $h_{n,1}$ e $h_{n,2}$ é identificado pelo subíndice 1 e o GCI para os níveis menos refinados, $h_{n,2}$ e $h_{n,3}$, pelo subíndice 2.

$$GCI_1 = F_s \left| \frac{\phi_{A,1} - \phi_{A,2}}{1 - r^{p_\phi}} \right|, \quad (6.2)$$

$$GCI_2 = GCI_1 r^{p_\phi}. \quad (6.3)$$

O fator de segurança F_s é especificado com o valor de 1,25 quando são analisados três ou mais níveis de refino (CADAFALCH *et al.*, 2002). Na expressão anterior, $\phi_{A,h}$ é o valor de uma determinada grandeza ϕ_A obtida no nível h de refino. As grandezas escolhidas para ϕ_A foram a dissipação viscosa, Φ , e os parâmetros de ineficiência volumétrica e isentrópica causadas pelo mancal, εv_{manc} e ε_S , definidos pelas Equações (4.11), (5.9) e (5.17). O valor de Φ tomado para a análise representa o valor médio para um ciclo de operação. Por fim, o parâmetro p_ϕ é o índice da ordem de

convergência do método numérico. Para uma determinada grandeza, o valor de p_ϕ pode ser calculado com base na solução de três consecutivos níveis de refino, da seguinte forma:

$$p_\phi = \frac{\ln \left[\frac{\phi_{A,2} - \phi_{A,3}}{\phi_{A,1} - \phi_{A,2}} \right]}{\ln r}. \quad (6.4)$$

A extrapolação de Richardson permite estimar um valor ϕ_A para um nível de refino “infinito”, a partir de estimativas em níveis de refino menores:

$$\phi_{A,0} = \phi_{A,1} + \frac{\phi_{A,1} - \phi_{A,2}}{r^{p_\phi} - 1}. \quad (6.5)$$

Nas próximas seções serão apresentados estudos de refino referentes a três aspectos: i) discretização espacial, ii) discretização temporal; iii) convergência da operação cíclica do compressor. Em todos os estudos foram utilizados os seguintes parâmetros: $p_{cond} = 10,303\text{bar}$; $T_{cond} = 313,65\text{K}$; $\delta = 5\mu\text{m}$; $f = 120\text{Hz}$; $L_{amp}/L_{cyl} = 0,215$.

O refino de malha foi realizado em duas etapas: primeiramente na direção radial da folga e depois nas direções longitudinal e circunferencial. A primeira mostrou-se mais influente, por definir a quantidade de elementos na espessura (δ) da folga pistão-cilindro. O refino nas demais direções teve pouca influência na solução e não será aqui descrito.

Os três níveis de refino (h_n) escolhidos foram de 10, 20 e 40 divisões na direção da espessura da folga. Os resultados para os GCI's bem como a estimativa para os parâmetros avaliados são apresentados na Tabela 6.4. Os parâmetros foram calculados com base nos valores médios obtidos na simulação do segundo ciclo de compressão.

Os resultados podem ser melhor visualizados se normalizados pelo respectivo valor estimado, como indicado na Figura 6.2. Por apresentar um grau de convergência aceitável ($\text{GCI} < 1\%$) e ser de menor custo computacional, a malha de 20 divisões foi a escolhida para as simulações subsequentes.

Tabela 6.4 – Resultados da análise de refino de malha.

Parâmetro	Nível 3	Nível 2	Nível 1	Estimado	GCI ₁	GCI ₂
h_n	10	20	40	-		
Refino relativo	4	2	1	0		
Φ	0,8278	0,8097	0,8052	0,8038	0,22%	0,92%
ε_S	0,0125	0,0124	0,0124	0,0124	0,00%	0,06%
εv_{manc}	0,0094	0,0094	0,0093	0,0093	0,04%	0,21%

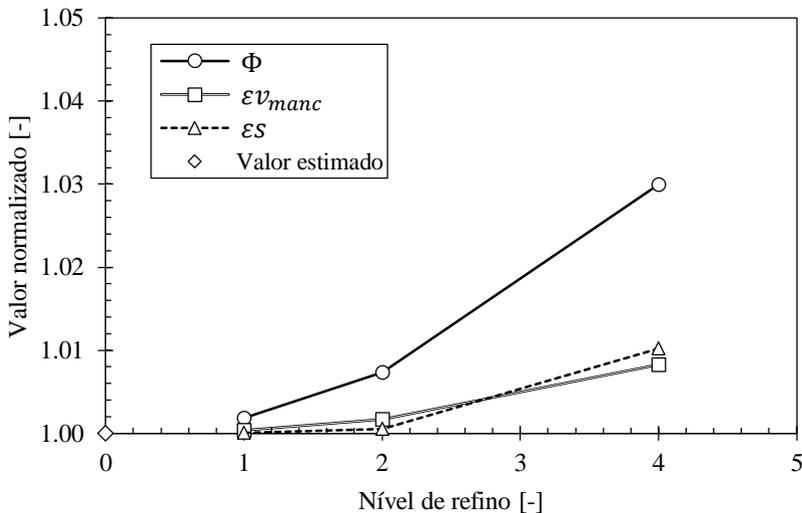


Figura 6.2 – Resultados normalizados para diferentes níveis de refino de malha.

O refino no avanço do tempo pode ser representado pelo número de passos de tempo em que o ciclo de compressão é dividido. No presente estudo, o valor de h_n foi estabelecido em 180, 360 e 720 divisões por ciclo. Para uma velocidade de operação de 120Hz, tais valores correspondem à passos de tempo Δt iguais a $4,63 \times 10^{-5}$, $2,31 \times 10^{-5}$ e $1,16 \times 10^{-5}$ s, respectivamente. O nível de discretização temporal do modelo integral da câmara de compressão (modelo CC), Δt_{IM} , foi mantido constante em $5,79 \times 10^{-7}$ s.

Assim como na análise de refino de malha, os resultados são apresentados com base nos valores de GCI e das respostas extrapoladas pela

Equação (6.5), de acordo com a Tabela 6.5 e a Figura 6.3. Por apresentar um $GCI < 1\%$, adotou-se o Nível 1 de refino para as demais simulações.

Tabela 6.5 – Resultados da análise de refino de avanço no tempo.

Parâmetro	Nível 3	Nível 2	Nível 1	Estimado	GCI_1	GCI_2
h_n	180	360	720	-		
Refino relativo	4	2	1	0		
Φ	0,8041	0,8086	0,8097	0,8100	0,06%	0,23%
ε_S	0,0145	0,0127	0,0124	0,0123	0,63%	3,75%
εv_{manc}	0,0099	0,0095	0,0094	0,0093	0,47%	1,84%

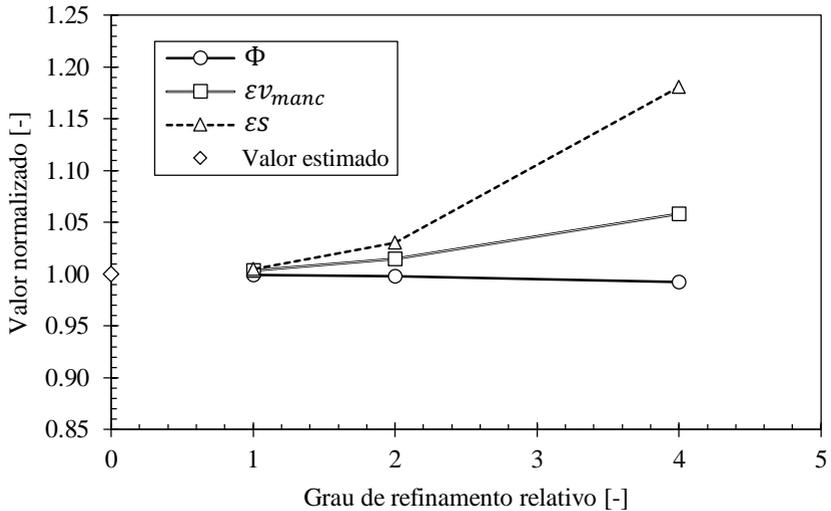


Figura 6.3 – Resultados normalizados para diferentes níveis de refino de passo de tempo.

6.2.2 Convergência para a condição cíclica de operação

Em função da prescrição de condições iniciais aplicadas à simulação do escoamento transiente na folga, diversos ciclos de compressão precisam ser simulados para se alcançar a condição de operação cíclica plenamente estabelecida. Para avaliar esse aspecto, vinte ciclos foram simulados e o nível

de refino (h_n) foi estabelecido como sendo o ciclo para o qual as grandezas foram obtidas.

Os ciclos avaliados considerados nesse teste foram os de número 5, 10 e 20, com os resultados sendo apresentados na Tabela 6.6 e na Figura 6.4. Observa-se que o GCI do nível 2 foi elevado e o de nível 1 baixo. Por este motivo, definiram-se 15 ciclos para garantir a convergência das simulações subsequentes.

Tabela 6.6 – Resultados da análise de ciclo avaliado.

Parâmetro	Nível 3	Nível 2	Nível 1	Estimado	GCI ₁	GCI ₂
h_n	5	10	20	-		
Refino relativo	4	2	1	0		
Φ	0,7262	0,6991	0,6939	0,6926	0,22%	1,16%
εS	0,0135	0,0145	0,0146	0,0146	0,13%	1,14%
εv_{manc}	0,0085	0,0081	0,0080	0,0080	0,43%	1,79%

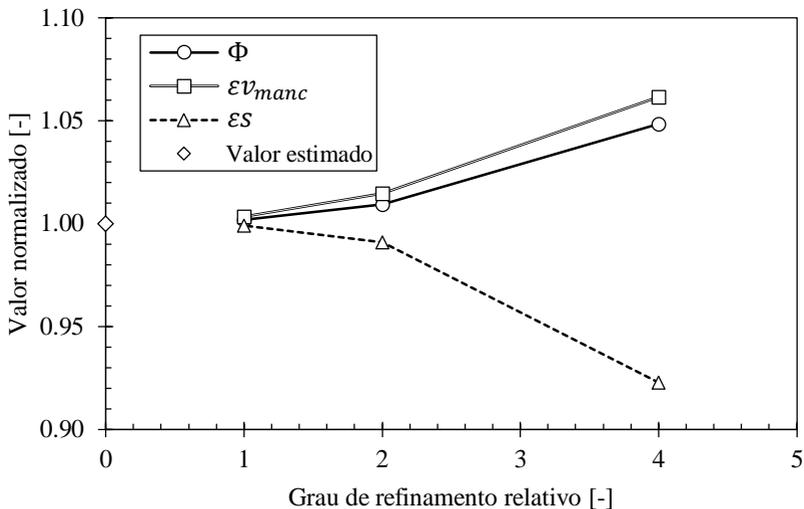


Figura 6.4 – Resultados normalizados para diferentes ciclos avaliados.

6.3 ANÁLISE EM REGIME PERMANENTE

O estudo descrito nesta seção teve por objetivo avaliar a aplicação do método de volumes finitos na solução do escoamento de gás na folga pistão-cilindro. Para tal, o modelo FPC foi simplificado a fim de possibilitar uma comparação da previsão numérica com resultados da literatura referentes a escoamentos rarefeitos isotérmicos em regime permanente em canais retangulares. Os resultados da literatura foram obtidos analiticamente por Sharipov (1999) e experimentalmente por Ewart *et al.* (2007) para o escoamento de Poiseuille com efeito de deslizamento nas paredes.

Sharipov (1999) propôs um método para o cálculo de vazão de massa em canais retangulares de diferentes razões de aspecto para toda a faixa de números de Knudsen, ou seja, do regime contínuo ao regime molecular livre. O estudo foi baseado na teoria cinética dos gases aplicada ao escoamento isotérmico em regime permanente, fornecendo resultados na forma de vazão de massa adimensional:

$$G = - \frac{L\sqrt{2}RT}{\delta^2 l (p_{out} - p_{in})} \dot{m}, \quad (6.6)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica, R é a constante do gás, T é a temperatura do escoamento e L , l e δ são o comprimento, largura e altura do canal, respectivamente.

Ewart *et al.* (2007) obtiveram experimentalmente a vazão de massa de hélio em um canal retangular com 9,38 μm de espessura, 492 μm de largura e 9390 μm de comprimento. Os níveis de pressão foram escolhidos de forma a proporcionar valores para Kn de 0,01 até 10, variando-se os valores das pressões na entrada e na saída do canal mas mantendo uma razão constante entre esses valores de pressão. Tais valores de Kn foram calculados com as Equações (4.2) e (4.3), utilizando a média entre as pressões de entrada e saída do canal e uma razão entre a pressão de entrada e a de saída igual a cinco.

Em um escoamento de Poiseuille sem efeito de rarefação, a vazão volumétrica por unidade de largura do canal é dada por (FOX *et al.*, 2006):

$$\frac{\dot{V}}{l} = - \frac{1}{12 \mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \delta^3. \quad (6.7)$$

Multiplicando ambos os lados dessa expressão pela densidade e utilizando a hipótese de gás perfeito, obtém-se:

$$\dot{m} = -\frac{l p}{12 \mu R T} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \delta^3. \quad (6.8)$$

Através de integração, a equação anterior pode ser também escrita em função da diferença de pressão entre a entrada e a saída do canal:

$$\dot{m} = -\frac{l \delta^3}{24 \mu L R T} (p_{out}^2 - p_{in}^2). \quad (6.9)$$

A fim de permitir uma comparação com os resultados de Ewart *et al.* (2007), o modelo FPC teve os orifícios de alimentação removidos e as dimensões ajustadas. Além disto, assumiu-se escoamento de hélio em regime permanente, com o pistão se mantendo estacionário. No entanto, os critérios de convergência e a discretização foram similares aos utilizados no modelo FPC original.

Duas condições de contorno foram adotadas nas paredes do canal: i) condição de não deslizamento (*CFD-noslip*); ii) velocidade tangencial de deslizamento nas paredes (*CFD-slip*). A velocidade de deslizamento foi calculada a partir de um modelo de primeira ordem (SHARIPOV, 1999), de forma que:

$$\vec{U}_{slip} = \frac{\sigma}{\delta} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \Big|_w, \quad (6.10)$$

onde σ é o coeficiente de deslizamento definido como 1,016 (SHARIPOV, 1999) e $\frac{\partial U_i}{\partial x_j} \Big|_w$ é o gradiente de velocidade avaliado na parede.

A Figura 6.5 apresenta a comparação entre os resultados de vazão de massa reduzida, Equação (6.6), em função do número de Knudsen, obtidos do modelo FPC e dos trabalhos de Sharipov (1999) e Ewart *et al.* (2007).

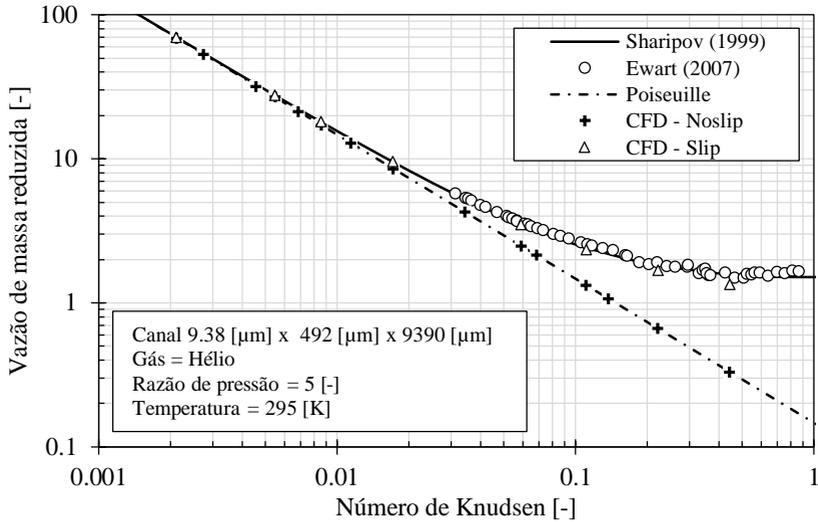


Figura 6.5 – Resultados de vazão de massa reduzida em função do número de Knudsen para o escoamento de Hélio em um canal retangular.

Pode-se observar que o modelo FPC com condição de não deslizamento reproduz os resultados de Sharipov (1999) e do escoamento de Poiseuille para $Kn < 0,01$. Para $Kn > 0,01$, a rarefação passa a ser influente, e a condição de deslizamento faz-se necessária para prever a vazão de massa.

É válido ressaltar que a utilização da condição de deslizamento na parede resulta em um acréscimo de custo computacional. Uma vez que a maioria das condições do escoamento na folga pistão-cilindro se refere a $Kn < 0,01$, conforme mostra a Figura 4.1, optou-se por utilizar a condição de não deslizamento nas paredes.

6.4 ANÁLISE EM CONDIÇÃO PADRÃO

Os resultados apresentados nesta seção são referentes a uma condição definida como padrão, cujos parâmetros são indicados na Tabela 6.7. Os critérios de refino de malha, refino de passo de tempo e número do ciclo avaliado são aqueles determinados na seção anterior.

Tabela 6.7 – Parâmetros da condição padrão.

Parâmetro	Valor
Π [-]	8,97
p_{cond} [Pa]	$10,303 \times 10^5$
T_{cond} [K]	313,65
δ [μm]	5
f [Hz]	120
L_{amp}/L_{cyl} [-]	0,215
Ciclo avaliado [-]	15

Na Figura 6.6 é apresentado o diagrama indicado com o volume do cilindro adimensionalizado pelo diâmetro do pistão ao cubo. A potência indicada, \dot{W}_{ind} , associada a esse diagrama é igual a 61,5W. Pelo formato alongado do diagrama é de se esperar efeitos significativos de volume morto ou de vazamento. De fato, o volume morto é responsável por uma redução de 54,0% do valor da vazão ideal.

As vazões de massa através dos orifícios de sucção e descarga, bem como a massa contida na câmara de compressão são apresentados na Figura 6.7. As setas incluídas naquela figura apontam a escala do eixo y que deve ser utilizada na leitura de cada curva. É possível observar que o intervalo de tempo disponível para o processo de sucção é quase três vezes superior àquele da descarga.

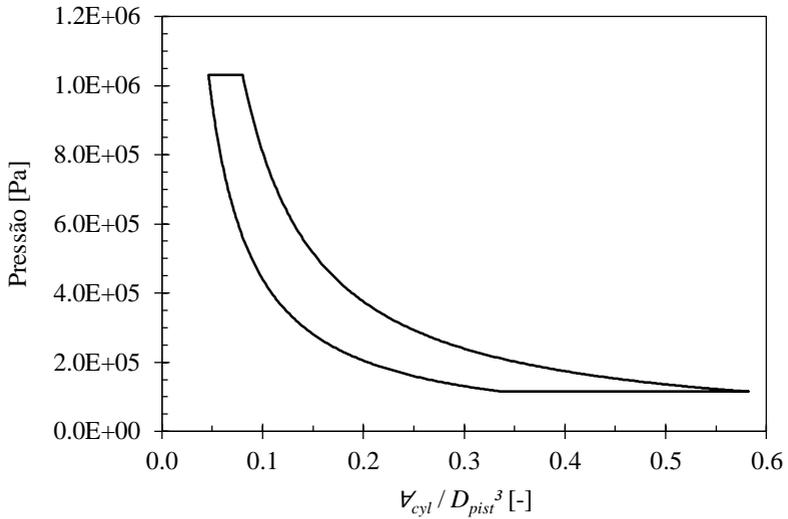


Figura 6.6 – Diagrama indicado.

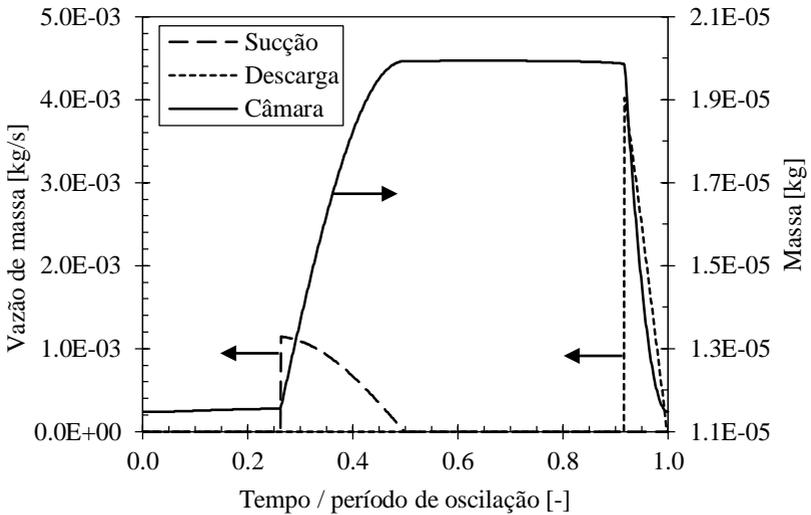


Figura 6.7 – Vazão de massa através dos orifícios de sucção e descarga e massa contida na câmara de compressão.

Resultados de vazão, eficiência e ineficiências volumétricas, são apresentados na Tabela 6.8. Conforme já mencionado, o volume morto é o maior responsável pela redução da vazão de gás. Por outro lado, o mancal aerostático em apenas 0,79% da eficiência volumétrica. Desses 0,79%, 72% é causado pelo vazamento na folga de topo, \dot{m}_{gtp} , durante a expansão e sucção. O efeito de recirculação de massa pelo vazamento na folga de saia, \dot{m}_{gsk} , é responsável por 27% e o restante é associado ao superaquecimento de gás que ocorre anterior ao processo de compressão.

Tabela 6.8 – Resultados de vazão de massa e perda de eficiência volumétrica.

Parâmetro	Valor
\dot{m}_{th} [kg/s]	2,20E-03
\dot{m} [kg/s]	9,96E-04
η_v [-]	45,25%
εv_{idc} [-]	53,96%
εv_{gsk} [-]	0,21%
$\varepsilon v_{gtp,suc}$ [-]	0,18%
$\varepsilon v_{gtp,exp}$ [-]	0,39%
εv_{sh} [-]	0,01%
εv_{manc} [-]	0,79%

Na Tabela 6.9 estão as vazões de massa calculadas nas fronteiras do domínio de solução do modelo FPC. Analisando os resultados médios não há uma explicação simples para o fato do vazamento da folga de topo ser mais influente do que o da folga de saia. Todavia, o resultado para os valores máximos absolutos indica um comportamento transiente, demonstrado através da Figura 6.8.

Na Figura 6.8, valores negativos de vazão indicam que a gás está deixando o domínio da folga. Cabe ressaltar que a vazão de massa na folga de topo apresenta uma variação elevada se comparada à da folga de saia ou dos orifícios de alimentação. Outro ponto importante é que o vazamento na folga de topo ora ocorre em direção à câmara de compressão, ora em direção à folga pistão-cilindro, apresentando um comportamento oscilatório não observado nas outras duas regiões.

Dessa forma, é possível concluir que a folga pistão-cilindro atua como uma espécie de reservatório, armazenando e fornecendo massa para a câmara de compressão periodicamente. Esse comportamento transiente é relevante

na redução de eficiência volumétrica causada pelo mancal. É válido ressaltar que o vazamento pela folga de topo tem duplo efeito sobre o parâmetro de ineficiência volumétrica, pois além do efeito transiente supracitado, o vazamento líquido contribui para o acréscimo do termo \dot{m}_{gsk} , reduzindo a eficiência volumétrica.

Tabela 6.9 – Vazão de massa nas fronteiras do modelo FPC.

Parâmetro	Valor médio	Máximo (absoluto)
\dot{m}_{gtp} [kg/s]	1,93E-06	1,49E-04
\dot{m}_{gsk} [kg/s]	-4,64E-06	9,88E-06
\dot{m}_{fo} [kg/s]	2,71E-06	2,72E-06
Somatório [kg/s]	-9,83E-09	

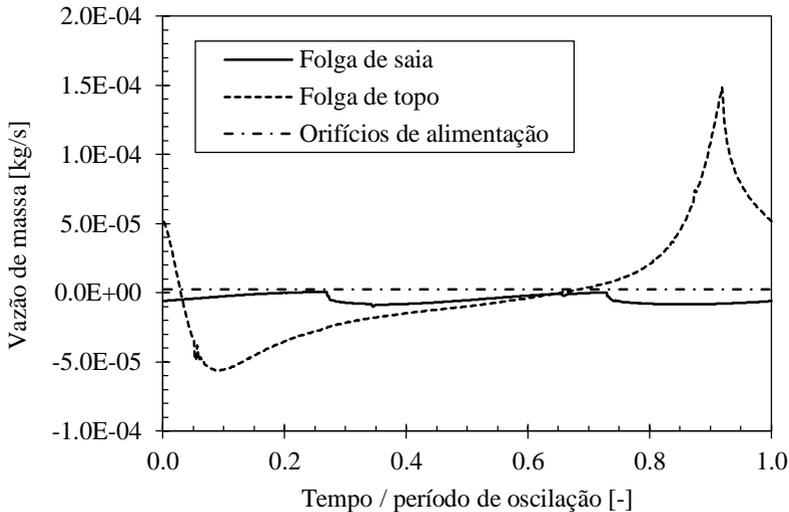


Figura 6.8 – Vazão de massa transiente nas superfícies limitantes do modelo FPC.

Os resultados referentes à potência consumida pelo compressor, bem como eficiência e ineficiências isentrópicas, são apresentados na Tabela 6.10. Para a condição de operação avaliada, o mancal aerostático é responsável pelo acréscimo de 1,41% da potência consumida em relação à potência ideal. Desse valor, apenas 0,21% é referente à potência dissipada por atrito do pistão (perda mecânica). Entretanto a eficiência de compressão, η_c , sofre uma alteração mais significativa, maior do que 1%. Para as configurações

analisadas o efeito do mancal foi maior na eficiência de compressão do que na eficiência mecânica.

Tabela 6.10 – Resultados relacionados à potência e à perda de eficiência isentrópica.

Parâmetro	Valor
\dot{W}_s [W]	60,65
\dot{W}_{ind} [W]	61,50
\dot{W}_f [W]	0,13
η_s [-]	98,61%
η_c [-]	98,81%
η_{mec} [-]	99,79%
$\varepsilon S_{amb,suc}$ [-]	0,14%
$\varepsilon S_{amb,dis}$ [-]	0,12%
$\varepsilon S_{amb,gap}$ [-]	1,15%
εS [-]	1,41%

A Tabela 6.10 indica que o maior acréscimo de consumo de energia ocorre na folga pista-cilindro. A análise desse efeito pode ser realizada com auxílio das Figuras 6.9 e 6.10, onde se apresentam resultados do fluxo de energia total nas superfícies do modelo FPC descritas pela Figura 4.4. Valores positivos indicam que o termo em questão adiciona energia ao ambiente da folga pistão-cilindro.

Na Figura 6.9 é possível observar a semelhança entre os valores instantâneos do fluxo de energia na folga de topo e a transferência de calor nas paredes da folga pistão-cilindro. À medida que a energia é direcionada para o mancal através da folga de topo, parte dela é rejeitada sob a forma de calor através das paredes do domínio. Entretanto, diferentemente do ocorrido para a vazão, o valor líquido ao longo de um ciclo na folga de topo é significativo (na Tabela 6.11 são apresentados os valores para as demais superfícies). Ou seja, parte da energia que atravessa a folga de topo em direção à folga não retorna para o cilindro.

Os termos de energia na Figura 6.10 apresentam uma variação menor se comparados com os termos da Figura 6.9, mas os valores líquidos são significativos, conforme observado na Tabela 6.11.

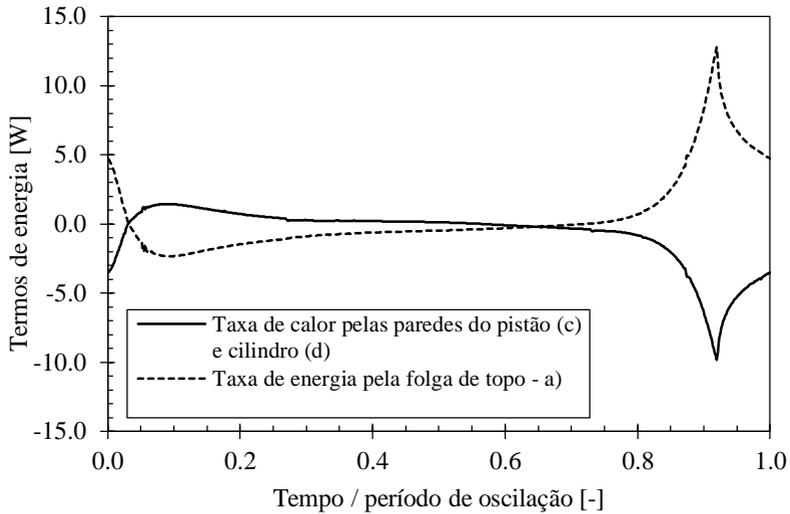


Figura 6.9 – Termo advectivo de energia na folga de topo e taxa de transferência de calor nas paredes da folga pistão-cilindro.

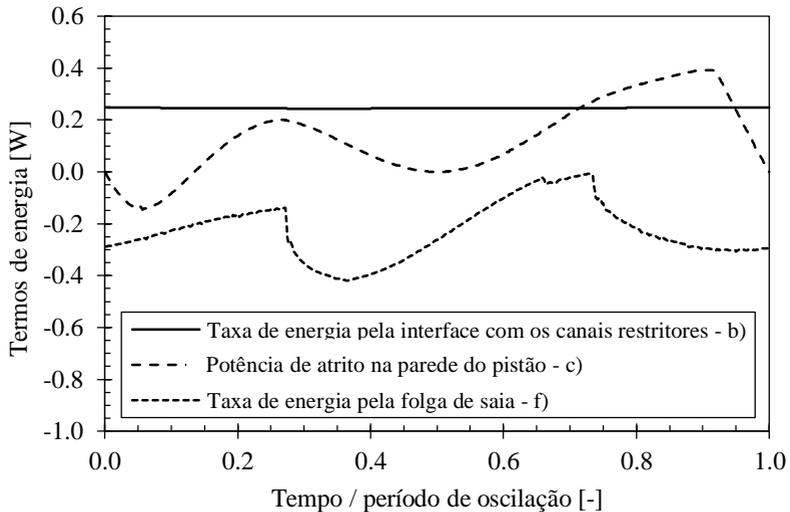


Figura 6.10 – Termos advectivos de energia na folga de saia, orifícios de alimentação e potência de atrito.

Tabela 6.11 – Termos líquidos de energia através das superfícies limitantes do modelo FPC.

Superfície	Valor [W]
Folga de topo	0,55
Folga de saia	-0,23
Orifício de alimentação	0,25
Taxa de calor nas paredes	-0,70
Potência de atrito no pistão	0,13
Somatório	0,00

Um aspecto que merece atenção é o termo de dissipação viscosa (Φ) integrado no volume, conforme definido pela Equação (4.11). Na Figura 6.11 é apresentada a taxa de dissipação viscosa integrada em todo o domínio do modelo FPC ao longo de um ciclo de compressão. O pico no valor de Φ está associado aos elevados gradientes de velocidade na folga, presentes principalmente durante o processo de descarga. O valor médio de Φ calculado ao longo do ciclo foi de 0,69 W.

Uma análise interessante pode ser realizada se comparado o valor de Φ com o somatório dos termos positivos da Tabela 6.11, igual a 0,92W. A média de Φ calculada representa 75% desse valor, ou seja, a parcela de energia que entra no domínio e é convertida em calor por ação da dissipação viscosa. Esse calor deixa o domínio através da transferência de calor nas paredes sólidas e por transporte advectivo nas folgas de saia e de topo.

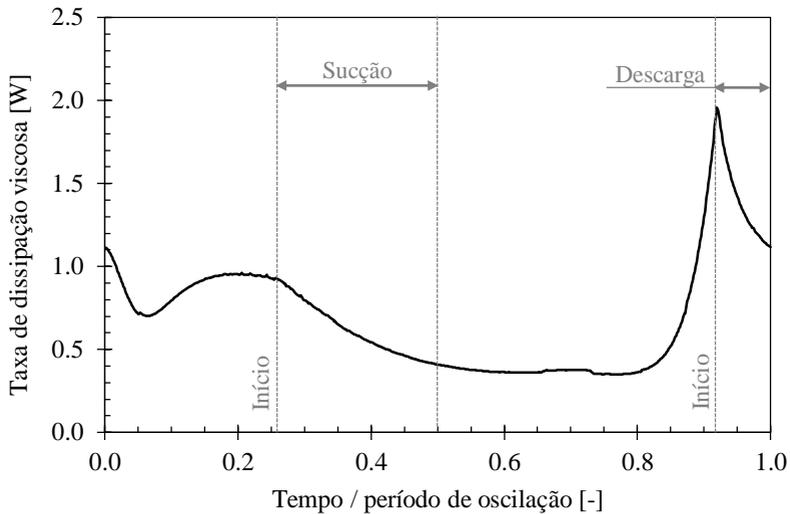


Figura 6.11 – Taxa de dissipação viscosa integrada no volume ao longo do ciclo de compressão.

Os campos de velocidade e pressão para diferentes instantes de tempo são apresentados nas Figuras 6.12 e 6.13, respectivamente. Esses campos foram obtidos através do corte com um plano na metade da espessura (δ) da folga pistão cilindro. Na Figura 6.12 é possível visualizar o comportamento já mencionado de vazão de massa alternada na folga de topo do pistão. Os maiores níveis de velocidade na folga de topo ocorrem nos instantes de tempo próximos do início dos processos de sucção e descarga, quando as diferenças de pressão são mais elevadas. Níveis de velocidade elevados na folga aumentam o gradiente de velocidade e, por consequência, o mesmo ocorrendo com a dissipação viscosa, conforme indica a Figura 6.11.

A Figura 6.13 mostra que a pressão na folga pistão-cilindro se mantém em um nível intermediário entre os valores de pressão na sucção e na descarga durante todo o ciclo de compressão. Isso mostra que as hipóteses de escoamento incompressível e de regime quase estático seriam inadequadas para prever o escoamento no mancal aerostático. Também é possível observar como os orifícios de alimentação agem no sentido de atenuar a oscilação de pressão na folga. Isso ocorre pois os orifícios, além de receberem uma vazão de gás desviado da descarga, possuem um volume da ordem de grandeza do volume total da folga. Dessa forma os mesmos atuam como reservatórios de gás.

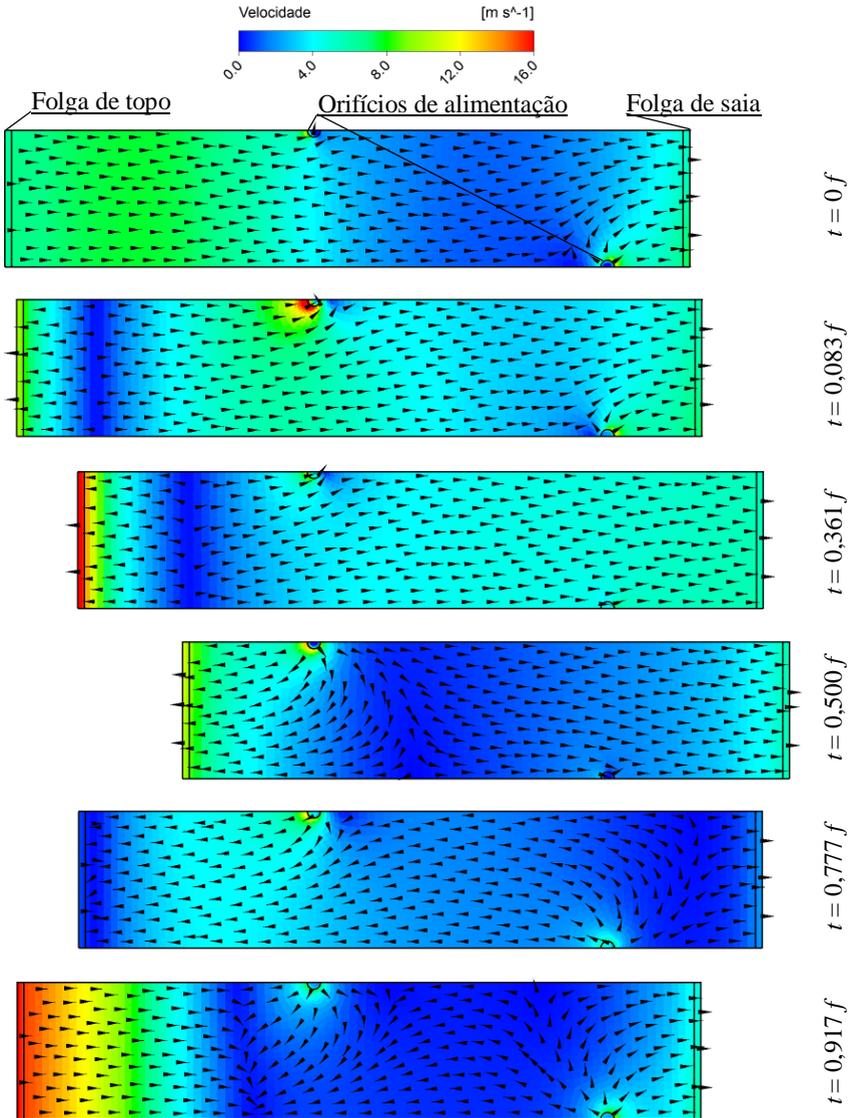


Figura 6.12 – Campo de velocidade em diferentes instantes de tempo.

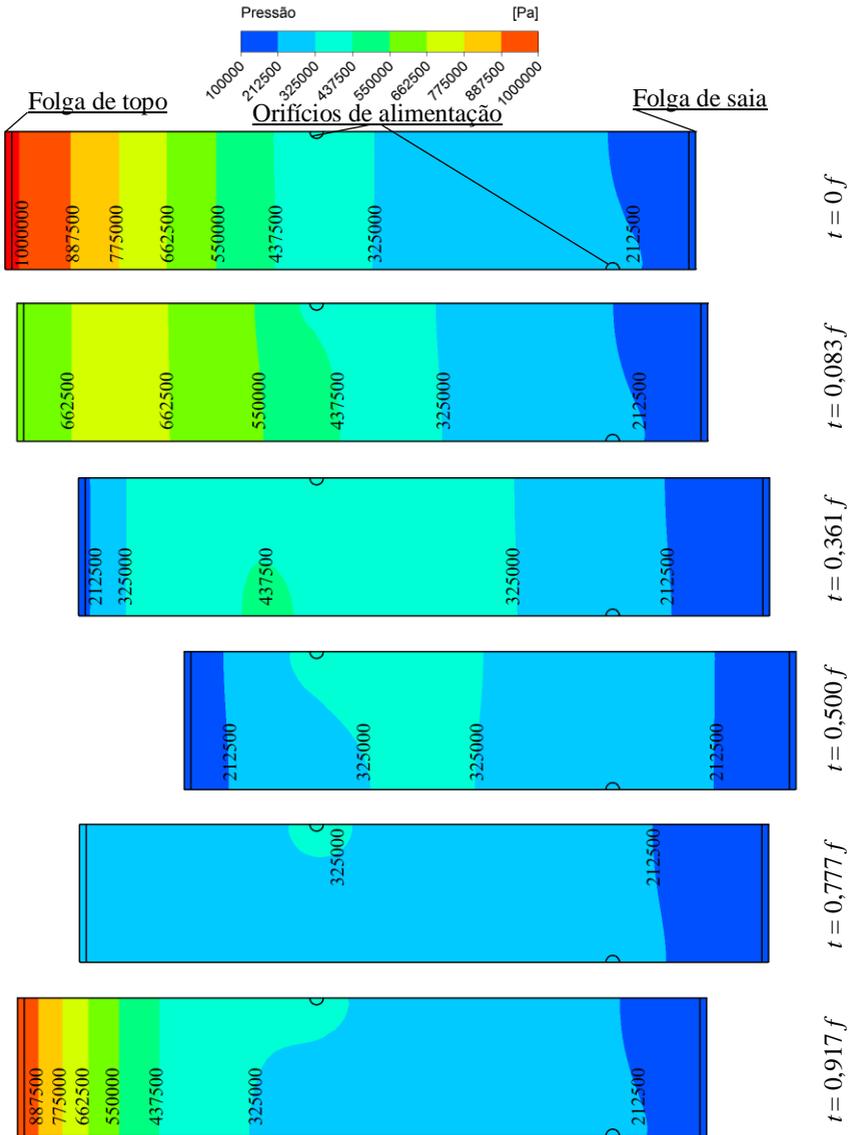


Figura 6.13 – Campo de pressão em diferentes instantes de tempo.

6.5 EFEITO DE PARÂMETROS DE PROJETO SOBRE AS EFICIÊNCIAS

Na sequência são apresentados os resultados do desempenho do compressor frente à variação de quatro parâmetros: velocidade de operação (f), amplitude de oscilação (L_{amp}), razão de compressão (Π) e espessura da folga pistão-cilindro (δ). Conforme indicados na Tabela 6.12. Em cada seção a seguir, apresentam-se resultados da influência de cada parâmetro sobre as eficiências volumétrica e isentrópica, bem como sobre vazão de gás e potência consumida.

Tabela 6.12 – Parâmetros utilizados nas simulações.

Parâmetro avaliado	f	L_{amp}	Π & P_{cond}	δ
f [Hz]	Variável	120	120	120
L_{amp}/L_{cyl} [-]	0,215	Variável	0,215	0,215
Π [-]	8,97	8,97	Variável	8,97
p_{cond} [Pa]	$10,303 \times 10^5$	$10,303 \times 10^5$	Variável	$10,303 \times 10^5$
δ [μm]	5	5	5	Variável

6.5.1 Velocidade de operação

Para operar de forma eficiente, a frequência de alimentação elétrica do compressor linear necessita ser a mais próxima possível da frequência de ressonância do conjunto móvel. Para a concepção do compressor avaliado, variações na razão de pressão e na amplitude de oscilação do pistão têm pouco efeito na frequência de ressonância do conjunto móvel. Variações mais significativas dessa frequência são obtidas mediante alteração da massa do conjunto móvel ou da rigidez das molas que sustentam o conjunto.

A análise da variação da velocidade de operação aqui realizada tem o objetivo de investigar diferentes cenários originados pela alteração da frequência de ressonância. Para isso, os níveis de velocidade simulados foram $f = 60, 90, 120, 180$ e 240Hz . Na Tabela 6.13 são apresentados os principais resultados dessa análise.

Tabela 6.13 – Resultados numéricos para a variação de f .

f [Hz]	60	90	120	180	240
\dot{m} [kg/s]	4,95E-04	7,45E-04	9,96E-04	1,50E-03	2,00E-03
\dot{W}_{ind} [W]	30,75	46,12	61,50	92,39	123,28
\dot{W}_f [W]	0,04	0,08	0,13	0,27	0,46
η_v [-]	44,91%	45,11%	45,25%	45,36%	45,42%
$\eta_{v,adc}$ [-]	46,04%	46,04%	46,04%	46,04%	46,04%
η_s [-]	97,92%	98,36%	98,61%	98,73%	98,80%
η_c [-]	98,05%	98,53%	98,81%	99,01%	99,16%

O aumento da potência indicada, do atrito e da vazão já era esperado, uma vez que tanto a potência quanto a vazão ideal são linearmente dependentes da velocidade de operação. A potência de atrito, por sua vez é diretamente proporcional à velocidade de oscilação do pistão. As perdas absolutas também aumentaram com a velocidade de operação, mas em uma proporção menor do que o ocorrido para a potência isentrópica e a vazão teórica. Dessa forma, as perdas relativas (ε_v e ε_s) diminuíram com o aumento da velocidade de operação.

As Figuras 6.14 e 6.15 apresentam o fracionamento da redução das eficiências volumétrica e isentrópica causados pelo mancal aerostático. Deve ser mencionado que a potência de atrito no pistão cresce com o aumento da velocidade, mas afeta pouco a eficiência isentrópica devido à baixa viscosidade do gás na folga pistão cilindro. Dessa forma, pode-se concluir que as perdas causadas pelo mancal não afetam o desempenho do compressor em velocidades elevadas de operação.

Esse aspecto possibilitaria a aplicação do compressor em situações com exigência de maior capacidade ou de sua miniaturização mantendo a sua capacidade. O aspecto de miniaturização é especialmente interessante, pois gera uma série de desdobramentos positivos como redução de material, maior facilidade de transporte/armazenamento e possibilidade de novas aplicações. Em contrapartida, a velocidade de operação elevada pode gerar níveis mais elevados de ruído e custos.

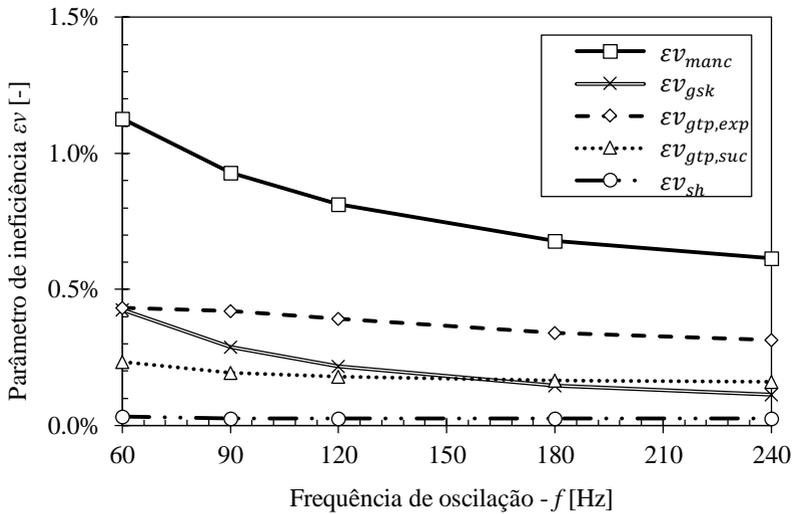


Figura 6.14 – Variação parâmetros de ineficiência volumétrica com f .

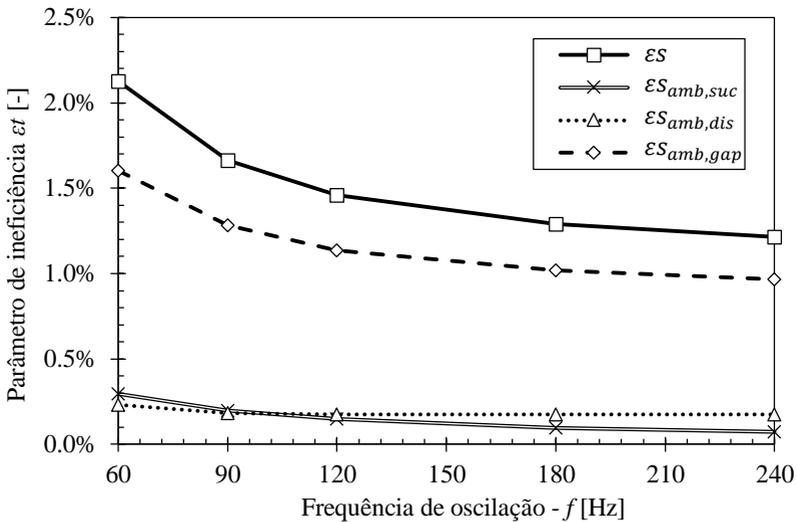


Figura 6.15 – Variação de parâmetros de ineficiência isentrópica com f .

6.5.2 Amplitude de oscilação

A amplitude de oscilação do compressor linear, L_{amp} , varia principalmente de acordo com a potência consumida pelo motor linear. A fim de investigar o efeito desse parâmetro sobre o desempenho do compressor, quatro níveis de L_{amp} foram analisados, adimensionalizados por L_{cyl} , ou seja, $L_{amp}/L_{cyl} = 0,210; 0,220; 0,230$ e $0,240$.

Como já mencionado, a amplitude de oscilação também determina o volume morto. Isso impacta diretamente no valor da eficiência volumétrica teórica com volume morto ($\eta_{v,idc}$) e, por consequência, na eficiência volumétrica η_v conforme mostra a Tabela 6.14. Por outro lado, a variação da amplitude de oscilação praticamente não causou impacto nos parâmetros de ineficiência volumétrica associados ao mancal. O efeito de vazamento na folga de topo durante a expansão é compensado pelo efeito durante a sucção, como mostra a Figura 6.16.

Tabela 6.14 – Resultados numéricos para a variação de L_{amp} .

L_{amp}/L_{cyl} [-]	0,210	0,220	0,230	0,240
\dot{m} [kg/s]	7,92E-04	1,20E-03	1,61E-03	2,02E-03
\dot{W}_{ind} [W]	49,08	73,95	98,83	123,74
\dot{W}_f [W]	0,12	0,14	0,16	0,18
η_v [-]	36,79%	53,29%	68,40%	82,30%
$\eta_{v,idc}$ [-]	37,60%	54,10%	69,21%	83,10%
η_s [-]	98,26%	98,77%	99,04%	99,18%
η_c [-]	98,50%	98,96%	99,20%	99,33%

Já a eficiência isentrópica é menos afetada pelas perdas no mancal à medida que a amplitude de oscilação aumenta, conforme indicado na Figura 6.17. Por exemplo, a energia mecânica convertida em calor na folga pistão-cilindro ($\dot{Q}_{amb,gap}$) aumenta, mas em uma proporção menor do que a potência ideal (\dot{W}_{id}), causando um decréscimo da ineficiência $\varepsilon t_{amb,gap}$. Os demais parâmetros também sofrem alguma alteração, mas não significativas para o desempenho do compressor. Dessa forma, as ineficiências isentrópicas do mancal diminuem com o aumento da amplitude de oscilação.

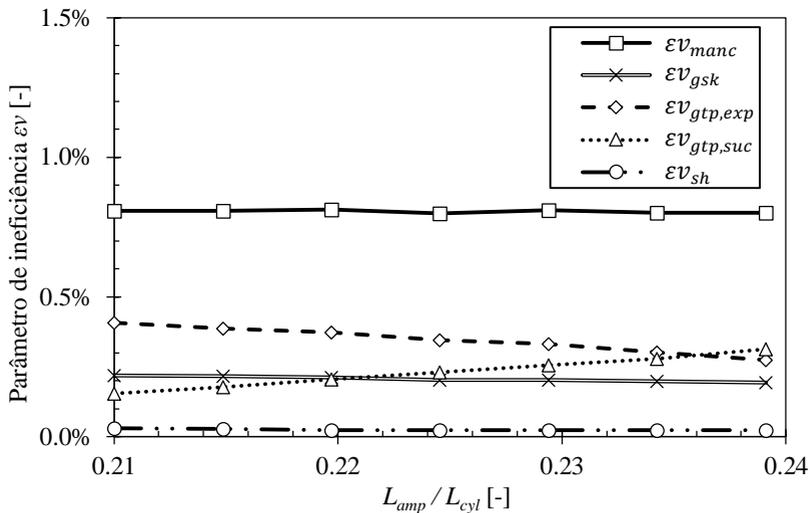


Figura 6.16 – Variação parâmetros de ineficiência volumétrica com L_{amb} .

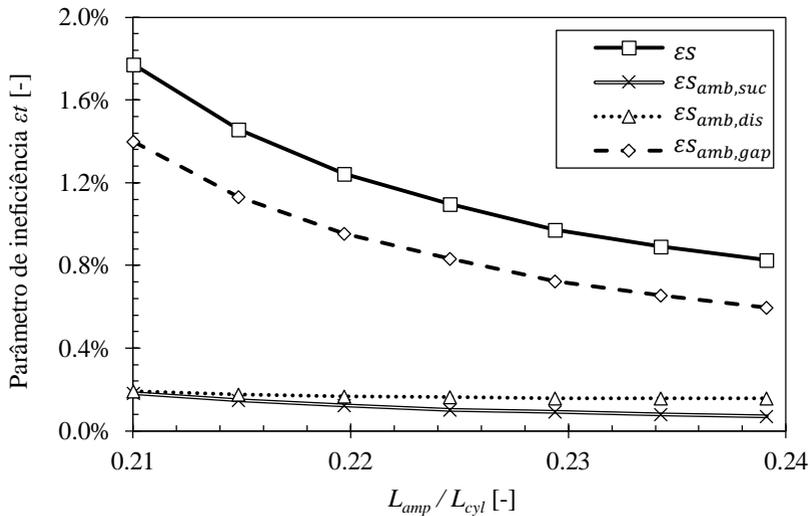


Figura 6.17 – Variação de parâmetros de ineficiência isentrópica com L_{amb} .

6.5.3 Razão de pressão

Variações de temperatura ambiente, de carga térmica, do coeficiente de troca térmica dos trocadores de calor e do funcionamento do compressor alteram as temperaturas de evaporação e condensação e, conseqüentemente, a razão de pressão sob a qual o compressor opera. O efeito da variação de Π foi avaliado com as temperaturas de evaporação e sucção fixas e com valores de Π sendo especificados em quatro níveis: 3,61; 5,15; 8,97 e 12,8.

Vazamentos no compressor aumentam com a razão de pressão e, portanto, a eficiência volumétrica diminui com o aumento de Π , conforme apresentado na Tabela 6.15.

A variação da potência indicada é causada por uma combinação de efeitos, melhor compreendidos se observada a equação da potência isentrópica:

$$\dot{W}_s = \dot{m} (h_{2,s} - h_1). \quad (6.11)$$

Desconsiderando o efeito do mancal e adotando um calor específico constante, a equação anterior pode ser reescrita por

$$\dot{W}_s = \dot{m}_{th} \eta_{v,idc} c_p (T_{2,s} - T_1). \quad (6.12)$$

ou, ainda, através de

$$\dot{W}_s = \dot{m}_{th} \left(1 + c - c \left(\Pi^{\frac{1}{\gamma}} \right) \right) c_p \left(T_1 \left(\Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) - T_1 \right). \quad (6.13)$$

Nesse caso, tanto os expoentes da razão de pressão Π como os sinais são diferentes. Por isso, o aumento da potência indicada é não linear com um ponto de máximo. Mesmo para a potência indicada esse comportamento é observado, pois as eficiências isentrópicas são elevadas. Entretanto o mancal também tem efeito sobre essa variação, visto que a eficiência de compressão η_c varia de 99,65% até 95,69% para uma variação de 3,61 até 12,8 em Π .

Tabela 6.15 – Resultados numéricos para a variação de Π .

Π [-]	3,61	5,15	8,97	12,8
\dot{m} [kg/s]	1,78E-03	1,55E-03	9,96E-04	4,68E-04
\dot{W}_{ind} [W]	60,74	68,77	61,50	35,20
\dot{W}_f [W]	0,13	0,13	0,13	0,12
η_v [-]	80,81%	70,26%	45,25%	21,22%
$\eta_{v,idc}$ [-]	81,10%	70,70%	46,04%	22,39%
η_s [-]	99,65%	99,46%	98,61%	95,69%
η_c [-]	99,86%	99,66%	98,81%	96,00%

A redução de η_v é em grande parte causada pela variação de $\eta_{v,idc}$, mas o efeito de redução causado pelo mancal aerostático (εv_{manc}) também é observado, conforme ilustrado na Figura 6.18. O efeito de vazamento pela folga de saída foi significativo, indicando um aumento relativo da soma da massa desviada pelo mancal através da folga de topo e pelos orifícios de alimentação. Observa-se também que a eficiência volumétrica foi também reduzida pelo vazamento para dentro do cilindro durante o processo de expansão, causado pela pressão mais elevada na folga.

Na Figura 6.19 são apresentados os parâmetros de ineficiência isentrópica. Novamente, o termo de calor rejeitado pela folga foi o de maior importância. Na configuração de maior razão de compressão o mancal aerostático foi responsável pela redução de 4% na eficiência de compressão e de 4,3% na eficiência isentrópica. Esse efeito é significativo e deve ser levado em consideração se o compressor linear for submetido às condições de operação com altas razões de pressão. Nesses casos, a troca do fluido de refrigeração para um que opere com níveis de Π inferiores pode ser vantajosa.

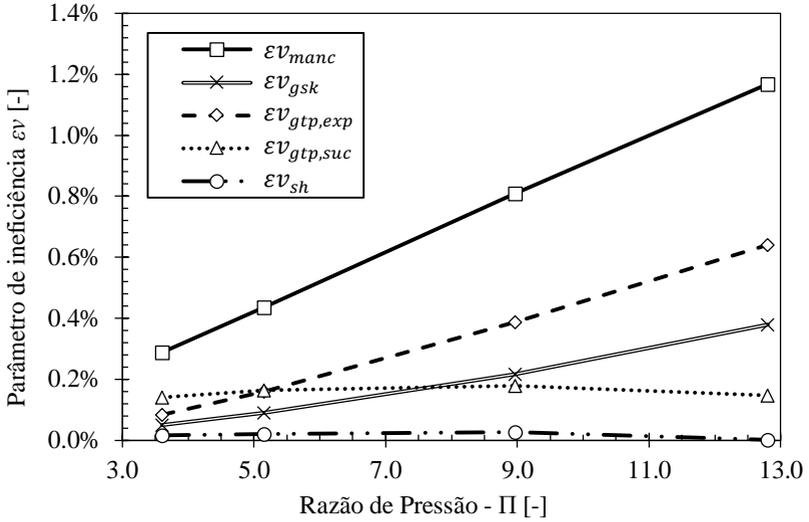


Figura 6.18 – Variação parâmetros de ineficiência volumétrica com Π .

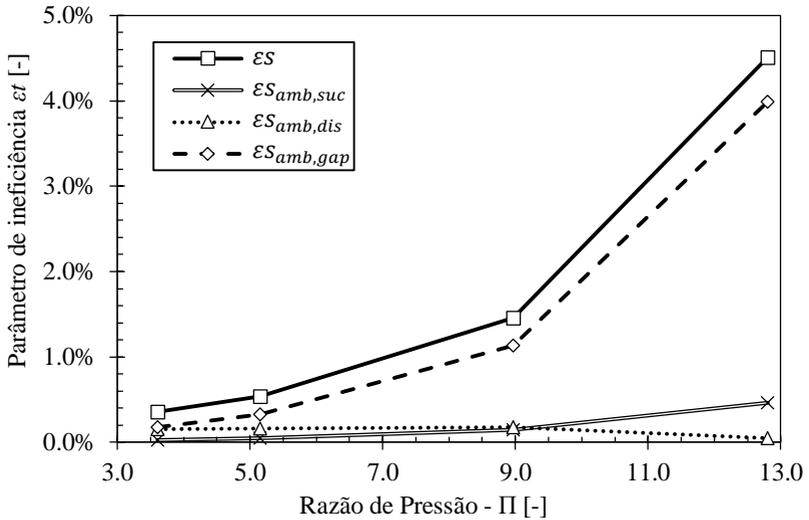


Figura 6.19 – Variação de parâmetros de ineficiência isentrópica com Π .

6.5.4 Espessura da folga

A folga nominal pistão-cilindro do compressor linear depende basicamente de fatores geométricos, determinados pela tolerância dos processos de fabricação e montagem. Contudo, essa dimensão pode ser alterada caso ocorra um desgaste do par. Para investigar o efeito da variação da folga, seja por melhoria de um processo, falha de montagem ou desgaste, simulações foram realizadas para seis níveis de folgas ($\delta = 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 7,5$ e $10,0 \mu\text{m}$).

A dimensão da folga (δ) foi a variável que mostrou a maior influência sobre os parâmetros de redução de eficiência volumétrica e total devido ao mancal aerostático, conforme mostra a Tabela 6.16. À medida que a espessura da folga diminui, a potência de atrito aumenta devido ao maior gradiente de velocidade na parede do pistão. Esse comportamento é típico de um escoamento de Couette. Entretanto, a redução desse efeito para folgas maiores não é suficiente para conter o efeito negativo de vazamento intensificado pelo aumento de δ .

A eficiência volumétrica η_v , ainda que fortemente afetada pelo efeito do volume morto ($\eta_{v,idc}$), sofre uma redução de quase 3% para uma folga de $10,0 [\mu\text{m}]$. Mais expressivo ainda é o impacto sofrido pelas eficiências de compressão e isentrópica quando $\delta = 10,0 \mu\text{m}$, reduzidas de aproximadamente 5% por efeitos exclusivamente causados pelo mancal aerostático.

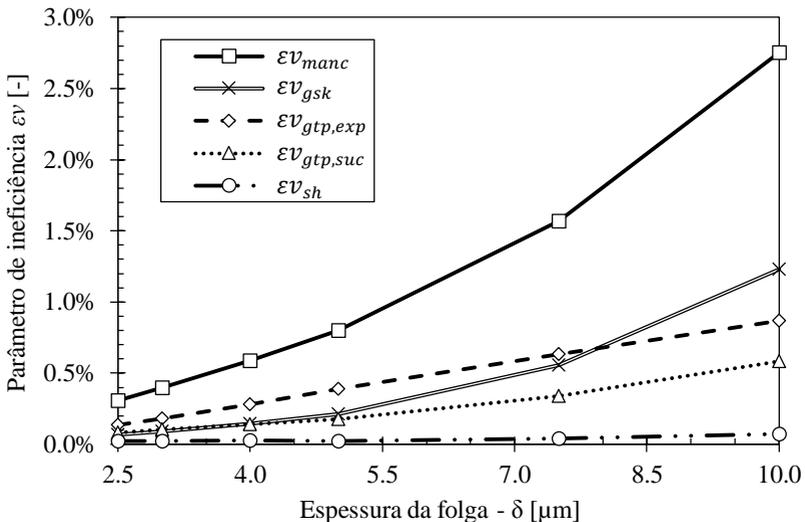
A Figura 6.20 apresenta a influência relativas dos diversos parâmetros do mancal que atuam na redução de eficiência volumétrica. Nota-se que as ineficiências associadas a esses parâmetros aumentam com o aumento da folga pistão-cilindro. O aumento do vazamento líquido pela folga de saia foi causado pelo vazamento líquido na folga de topo, pois a vazão pelos canais restritores não apresentou variação significativa com a alteração de δ . Os níveis instantâneos de vazamento pela folga de topo também aumentaram, o que pode ser observado pelo acréscimo dos parâmetros de ineficiência para o vazamento na expansão ($\epsilon v_{gtp,exp}$) e na sucção ($\epsilon v_{gtp,suc}$).

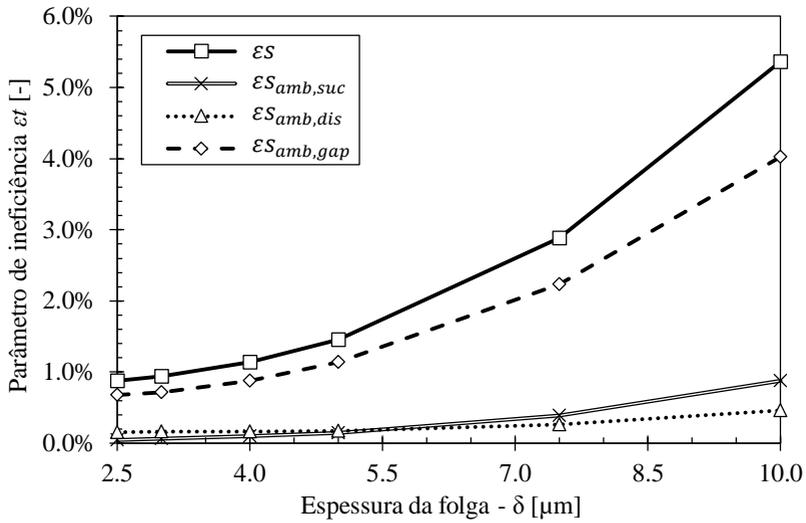
Resultados de ineficiências isentrópicas no mancal são mostrados na Figura 6.21. Da mesma forma como observado em outras condições, o calor dissipado pela folga continua sendo o parâmetro mais influente. No entanto, o acréscimo do vazamento na folga de saia ocorre a ponto de aumentar sensivelmente o valor da taxa de calor rejeitada no ambiente de sucção ($\dot{Q}_{amb,suc}$) e, conseqüentemente, o parâmetro de ineficiência no respectivo ambiente ($\epsilon S_{amb,suc}$).

Os resultados indicam que o aumento da espessura da folga pode comprometer significativamente a eficiência do compressor, particularmente para valores superiores a $5\mu\text{m}$. Embora a redução da dimensão da folga aumente a eficiência, a redução do espaçamento do par pistão-cilindro pode se tornar demasiadamente cara. Cabe então ao projetista avaliar se o acréscimo no custo de fabricação, montagem e controle de qualidade, justificam o aumento associado de eficiência.

Tabela 6.16 – Resultados numéricos para a variação de δ .

δ [μm]	2,5	3,0	4,0	5,0	7,5	10,0
\dot{m} [kg/s]	1,01E-03	1,01E-03	1,00E-03	9,96E-04	9,80E-04	9,54E-04
\dot{W}_{ind} [W]	61,84	61,76	61,63	61,50	61,36	61,20
\dot{W}_f [W]	0,21	0,18	0,15	0,13	0,11	0,11
η_v [-]	45,73%	45,64%	45,45%	45,25%	44,47%	43,28%
$\eta_{v,idc}$ [-]	46,04%	46,04%	46,04%	46,04%	46,04%	46,04%
η_s [-]	99,13%	99,07%	98,87%	98,61%	97,19%	94,91%
η_c [-]	99,47%	99,36%	99,11%	98,81%	97,37%	95,08%

Figura 6.20 – Variação parâmetros de ineficiência volumétrica com δ .

Figura 6.21 – Variação de parâmetros de ineficiência isentrópica com δ .

7 CONCLUSÕES

7.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Este trabalho apresentou um modelo desenvolvido para a previsão de perdas no escoamento de gás no mancal aerostático de um compressor linear operando sem óleo lubrificante. O escoamento compressível transiente de gás no mancal formado pela folga pistão-cilindro foi resolvido através do método de volumes finitos, incluindo o cálculo da vazão de gás fornecida por canais restritores na parede do mancal. Por outro lado, o ciclo de compressão foi avaliado através de um modelo baseado em formulação integral. Em função da interdependência entre o ciclo de compressão e o escoamento na folga pistão-cilindro, os modelos supracitados foram resolvidos de forma acoplada.

7.2 CONCLUSÕES

Os resultados obtidos com o modelo permitiram quantificar as perdas originadas no mancal aerostático com uma análise detalhada do efeito do mancal aerostático sobre as eficiências volumétrica e isentrópica.

Observou-se que a eficiência volumétrica (η_v) é fortemente influenciada pelo volume morto. O mancal aerostático também impacta η_v reduzindo-a pelo vazamento líquido originado da folga de topo e dos orifícios de alimentação em direção à folga de saia. Esse vazamento faz com que uma parcela de refrigerante fique circulando continuamente no interior do compressor, reduzindo a vazão de gás que pode ser fornecida ao sistema de refrigeração. Outro vazamento significativo ocorre para a câmara de compressão pela folga de topo durante os processos de expansão e sucção, reduzindo a quantidade de massa que entra no cilindro pela válvula de sucção. Esse mecanismo mostrou-se mais influente frente aos demais mecanismos de redução de eficiência volumétrica (com exceção do volume morto), devido aos níveis elevados de vazão de massa instantânea na folga de topo ao longo do ciclo de compressão. O mecanismo de menor impacto sobre a eficiência volumétrica foi o superaquecimento do gás anterior ao processo de compressão causado pelo vazamento de gás pela folga de topo.

Em relação à eficiência isentrópica (η_s), separaram-se os efeitos do mancal aerostático sobre a eficiência mecânica (η_{mec}) e a eficiência de compressão (η_c). A eficiência mecânica avaliada no presente modelo

considerou apenas o efeito de atrito no pistão (\dot{W}_f) e apresentou baixo impacto sobre a eficiência isentrópica. Esse resultado condiz com a característica de baixo atrito do mancal aerostático, ocasionada pela baixa viscosidade do fluido refrigerante. A eficiência de compressão, por sua vez, apresentou um impacto maior na eficiência isentrópica. De maneira geral, observou-se que a energia mecânica dissipada pelo atrito viscoso na folga é a parcela mais influente na redução da eficiência isentrópica.

Tendo avaliado o modelo em uma condição referência, uma análise de sensibilidade foi realizada sobre a influência de parâmetros de projeto no desempenho do compressor. Em síntese, observou-se um efeito significativo da dimensão da folga (δ) e da razão de pressão (Π), sendo que as perdas aumentaram consideravelmente com o incremento desses parâmetros. Dessa forma, situações com valores elevados de razão de pressão e folga reduzem consideravelmente a eficiência do compressor. Por exemplo, a variação da dimensão da folga de 2,5 μm para 10,0 μm resulta em uma redução de 2,5% na eficiência volumétrica e de 4,9% na eficiência isentrópica. Por outro lado, o aumento da velocidade de operação (f) causou um pequeno aumento na eficiência do compressor. A amplitude de oscilação (L_{amp}) causou um impacto menor, mais aparente na eficiência isentrópica.

7.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir da análise desenvolvida neste trabalho, identificam-se as seguintes atividades com o intuito de trazer ainda mais subsídios para o projeto de compressores lineares:

- a) Análise do desalinhamento do pistão: A dimensão de folga foi um dos parâmetros mais influentes na análise e, assim, o desalinhamento do pistão deve ser incluído em trabalhos futuros. A elaboração de uma malha móvel em duas direções seria o maior obstáculo. A dinâmica do pistão poderia ser realizada de acordo com o modelo proposto por Hülse (2008).
- b) Avaliação da utilização de ranhuras na superfície do pistão: Os efeitos do vazamento nas folgas de topo e de saia podem ser reduzidos com a utilização de ranhuras na superfície lateral do pistão. Tal análise poderia ser realizada com algumas modificações no domínio geométrico do modelo desenvolvido neste trabalho.

- c) Investigação experimental de vazamentos em folgas: Testes de compressores em bancadas calorimétricas podem ser usados para validar as tendências indicadas nas previsões do modelo numérico. Sugere-se a avaliação do efeito da variação da razão de pressão e da espessura da folga sobre o desempenho do compressor, por serem os parâmetros que se mostraram mais influentes.

REFERÊNCIAS

- ANSYS. Fluent. Southpointe: Ansys Incorporated: Software p. 2011a.
- ANSYS. Fluent Theory Guide. Southpointe: Ansys Incorporated, 2011b. 794 p.
- ANSYS. Fluent UDF Guide. Southpointe: Ansys Incorporated, 2011c. 538 p.
- ANSYS. Meshing. Southpointe: Ansys Incorporated: Software p. 2011d.
- ASHRAE. 2006 ASHRAE Handbook - Refrigeration. Atlanta: ASHRAE, 2006.
- BEJAN, A. Advanced engineering thermodynamics. Nova Iorque: Wiley, 1988. xxiii, 758 p.
- BRADSHAW, C. R.; GROLL, E. A.; GARIMELLA, S. V. A comprehensive model of a miniature-scale linear compressor for electronics cooling. *International Journal of Refrigeration*, v. 34, n. 1, p. 63-73, 2011.
- CADAFALCH, J.; PÉREZ-SEGARRA, C. D.; CÒNSUL, R.; OLIVA, A. Verification of Finite Volume Computations on Steady-State Fluid Flow and Heat Transfer. *Journal of Fluids Engineering*, v. 124, n. 1, p. 11-21, 2002.
- CADMAN, R. V. A Technique for the Design of Electrodynamical Oscillating Compressors. 1967. 189 p. Tese (Doutorado)-Purdue University, 1967.
- COUTO, P. R. C. Modelagem e Simulação Numérica de Pistão Pneumático para Compressores de Refrigeração. 2001. 125 Dissertação (Mestrado)-UFSC, Florianópolis, 2001.
- DÖLZ, H. O. Small Electric Refrigerating Machine. US nº 2679732, 1 jun 1954.
- DOSSAT, R. J. Principles of Refrigeration. 1 ed. Nova Iorque: John Wiley & Sons, 1961.
- DOU, H.-S. Mechanism of Flow Instability and Transition to Turbulence. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, v. 41, n. p. 512-517, 2006.
- EMBRACO. Relatório interno. Joinville, 2013. 20 p.

EPE. Nota Técnica DEA 16/12 - Avaliação da eficiência energética para os próximos 10 anos (2012-2021). Rio de Janeiro, 2012. 59 p. (Série Estudos de Demanda).

EWART, T.; PERRIER, P.; GRAUR, I. A.; MÉOLANS, J. G. Mass flow rate measurements in a microchannel, from hydrodynamic to near free molecular regimes. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 584, n. p. 337-356, 2007.

FERREIRA, R. T. S.; LILIE, D. E. B. Evaluation of the Leakage Through the Clearance Between Piston and Cylinder in Hermetic Compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 1984, West Lafayette. West Lafayette: Purdue University, 1984. p. 1-6.

FOSTER, R. N. Innovation : the attacker's advantage. New York: Summit Books, 1986. 316 p.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. Introdução à mecânica dos fluidos. Rio de Janeiro: LTC, 2006. 798.

GOSNEY, W. B. Principles of refrigeration. 1 ed. Nova Iorque: Cambridge University Press, 1982. 666 p.

GÜNDÖGDU, M. Y.; ÇARPINLIOĞLU, M. Ö. Present State of Art on Pulsatile Flow Theory (Part 1: Laminar and Transitional Flow Regimes). *JSME*, v. 42, n. 3, p. 384-397, 1999.

HÜLSE, E. R. Modelagem e Análise de um Compressor Alternativo Linear para Refrigeração. 2008. 135 p. Dissertação (Mestrado)-UFSC, Florianópolis, 2008.

JACOBS. Analytic and Experimental Techniques for Evaluating Compressor Performance Losses. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE, 1976, West Lafayette. West Lafayette: Purdue University, 1976. p. 116-123.

KARNIADAKIS, G.; BESKOK, A.; ALURU, N. Microflows and Nanoflows: Fundamentals and Simulations. Nova Iorque: Springer Science+Business Media Inc., 2005.

KIM, D. Reciprocating Compressor with Gas Bearing. US 2013/0058815 A1, 7 mar 2013.

MALISKA, C. R. Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional. Rio de Janeiro: LTC, 1995. 424.

MCGOVERN, J. A.; HARTE, S. An Exergy Method for Compressor Performance Analysis. *International Journal of Refrigeration*, v. 18, n. 6, p. 421-433, 1995.

NAHMAN, G.; STRATTA, R.; VERNAZZA, E. Electromagnetic Pump with Vibratory Movement for Gaseous Fluids. US n° 1934994, 14 nov 1933.

NISHIKAWA, H.; NISHIKAWA, T. Development of the Non-Lubricated Four-Stage Compressor Compressing up to 24.52MPa. In: *INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 1998, West Lafayette. West Lafayette: Purdue University, 1998. p. 183-188.*

PANDEYA, P.; SOEDEL, W. A Generalized Approach Towards Compressor Performance Analysis. In: *PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE, 1978, West Lafayette. West Lafayette: Purdue University, 1978. p. 135-143.*

PÉREZ-SEGARRA, C. D.; RIGOLA, J.; OLIVA, A. Thermal and Fluid Dynamic Characterization of Hermetic Reciprocating Compressors. In: *INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 2002, West Lafayette. West Lafayette: Purdue University, 2002. p.*

PÉREZ-SEGARRA, C. D.; RIGOLA, J.; SÒRIA, M.; OLIVA, A. Detailed Thermodynamic Characterization of Hermetic Reciprocating Compressors. *International Journal of Refrigeration*, v. 28, n. p. 579-593, 2005.

POLLAK, E.; SOEDEL, W.; COHEN, R.; FRIEDLAENDER, F. J. On the Resonance and Operational Behavior of an Oscillating Electrodynamic Compressor. *Journal of Sound and Vibration*, v. 67, n. 1, p. 121-133, 1979.

PONTOIS, L. J. L. Apparatus for Obtaining Reciprocating Motion. US n° 665917, 15 jan 1901.

SARVER, E. F. Electrodynamic Compressor. US n° 2257862, 7 oct 1941.

SCHLICHTING, H. *Boundary-layer theory*. 6th. New York,: McGraw-Hill, 1968. xix, 747 p.

SCHREINER, J. E. *Desenvolvimento de Metodologias de Simulação para a Análise de Soluções de Gerenciamento Térmico Aplicadas a Compressores Alternativos de Refrigeração*. 2008. 200 Dissertação (Mestrado)-Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

SCHREINER, J. E.; BARBOSA, J. R.; DESCHAMPS, C. J. Theoretical Analysis of the Volumetric Efficiency Reduction in Reciprocating Compressors due to In-Cylinder Thermodynamics. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 2010, West Lafayette. West Lafayette: Purdue University, 2010. p.

SHARIPOV, F. Rarified gas flow through a long rectangular channel. *Journal of Vacuum Science & Technology*, v. 17, n. 5, p. 3062-3066, 1999.

SIEMENS, E. W. Magneto-Electric Apparatus. US n. 149797, 14 abril 1874.

STOUFFS, P.; TAZEROUT, M.; WAUTERS, P. Thermodynamic Analysis of Reciprocating Compressors. *International Journal of Thermal Science*, v. 40, n. 1, p. 52-66, 2001.

USSYK, M. S. Simulação Numérica do Desempenho de Compressores Herméticos Alternativos. 1984. Dissertação (Mestrado)-UFSC, Florianópolis, 1984.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. An introduction to computational fluid dynamics : the finite volume method. 2 ed. Harlow, Inglaterra: Pearson Education Ltd., 2007. xii, 503 p.