

Willian Martins Ferreira

**OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE SUÇÃO DE UM  
COMPRESSOR ALTERNATIVO DE REFRIGERAÇÃO  
DOMÉSTICA**

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 J. Deschamps, Ph.D.

Florianópolis  
2014

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

Ferreira, Willian Martins

Otimização do sistema de sucção de um compressor alternativo de refrigeração doméstica / Willian Martins Ferreira ; orientador, César José Deschamps - Florianópolis, SC, 2014.  
149 p.

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

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Compressores. 3. Válvulas. I. Deschamps, César José. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Willian Martins Ferreira

**OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE SUÇÃO DE UM  
COMPRESSOR ALTERNATIVO DE REFRIGERAÇÃO  
DOMÉSTICA**

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 da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 28 de agosto de 2014.

---

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

**Banca Examinadora:**

---

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

---

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

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

---

Prof. Luiz Alberto Oliveira Rocha, Ph.D.  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul



Aos meus pais.



## **AGRADECIMENTOS**

À minha família, pelo apoio incondicional em todas as etapas da minha vida.

Ao meu orientador, César J. Deschamps, pelas discussões e dedicação no desenvolvimento deste trabalho.

Ao Eng. Ernane Silva, pelos conhecimentos compartilhados e suporte imprescindível em todas as etapas deste trabalho.

Ao Adriano F. Ronzoni, Claudio J. Santos, Eduardo Ludgero, Fabiano Vambommel, Felipe A. José, Filipe D. Silva, Renata Steinbach, Ricardo Hellmann e Thiago Dutra, amigos e colegas do POLO que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho.

Aos membros da Banca Examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho.

À CAPES e à Embraco, pelo apoio financeiro dado ao trabalho.





“Experiência é o nome que damos aos nossos próprios erros.”

Oscar Wilde



## RESUMO

O projeto adequado do sistema de sucção é de fundamental importância no desempenho de compressores de refrigeração doméstica, tanto sob o aspecto termodinâmico como em relação à confiabilidade. O presente trabalho apresenta um procedimento de otimização para o sistema de sucção, adotando o algoritmo genético NSGA-II. As eficiências isentrópica e volumétrica são utilizadas como funções objetivo, enquanto a falha estrutural por fadiga de flexão é empregada como restrição para atender a confiabilidade da válvula. Um modelo de simulação do ciclo de compressão foi acoplado ao procedimento de otimização, com o efeito da geometria do sistema de sucção sobre escoamento na válvula sendo caracterizado através de correlações de áreas efetivas de escoamento e de força e a dinâmica da válvula sendo resolvida com o método dos elementos finitos. O procedimento de otimização proposto foi aplicado a um compressor alternativo de refrigeração doméstica, gerando soluções ótimas para a geometria do sistema de sucção, mais eficientes do que o sistema adotado no compressor de referência.

**Palavras-chave:** compressor alternativo, otimização de válvulas, confiabilidade de válvulas.



## ABSTRACT

The design of the suction system of compressors adopted in household refrigeration is of fundamental importance for efficiency and reliability. This dissertation reports a procedure developed to optimize the suction system of a reciprocating compressor, by using the genetic algorithm NSGA-II. The isentropic and volumetric efficiencies are used as objective functions, while the bending fatigue failure is used as a constraint to meet valve reliability. A simulation model of the compression cycle was coupled to the optimization procedure, in which the effect of suction valve system on the flow was characterized by correlations for effective flow and force areas. The dynamics of the valve was predicted numerically by employing the finite element method. The proposed optimization procedure was applied to a reciprocating compressor of domestic refrigeration, providing optimal solutions to the geometry of the suction system that are more efficient than the original system adopted in the reference compressor.

**Keywords:** reciprocating compressor, valve optimization, valve reliability.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Componentes básicos de um sistema por compressão de vapor.....	33
Figura 1.2 – Compressor alternativo hermético .....	35
Figura 1.3 – Ciclo de compressão de um compressor alternativo .....	36
Figura 1.4 – Perdas de energia em compressores alternativos herméticos .....	37
Figura 1.5 - Padrões de deflexão em válvulas do tipo palheta: (a) flexão durante o movimento de abertura, (b) impacto quando a válvula colide contra o batente, (c) flexão reversa quando a válvula flexiona além do batente, (d) flexão durante movimento de descida, (e) impacto quando a válvula colide contra o assento e (f) flexão estática, quando a válvula é parcialmente flexionada para dentro do orifício (Soedel, 2007). .....	40
Figura 2.1 – Bancada experimental (Ferreira e Driessen, 1986) - Adaptado pelo autor.....	43
Figura 2.2 – Análise da influência da inclinação da palheta sobre o escoamento: (a) geometria do escoamento; (b) distribuição de pressão sobre a palheta (Possamai <i>et al.</i> , 2001) – Adaptado pelo autor.....	44
Figura 2.3 – Parametrização geométrica relacionada (a) à válvula de descarga e (b) ao seu batente (SA <i>et al.</i> , 1992) – Adaptado pelo autor.....	47
Figura 2.4 – Resultados do procedimento de otimização (Silva, 2012).....	48
Figura 3.1 – Estrutura do modelo para simulação do ciclo de compressão .....	51
Figura 3.2 – Parâmetros relacionados ao cálculo do volume instantâneo da câmara de compressão.....	53
Figura 3.3 – Volume de controle utilizado no cálculo das propriedades termodinâmicas do gás na câmara de compressão .....	55
Figura 3.4 – Parâmetros relacionados ao cálculo da vazão mássica pela folga entre o pistão e o cilindro .....	57
Figura 3.5 – Modelagem do escoamento através das válvulas.....	59
Figura 3.6 – Sistema do tipo massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade.....	59
Figura 3.7 – Representação da válvula como uma viga engastada.....	62
Figura 4.1 – Domínio de solução .....	69
Figura 4.2 – Parametrização geométrica do domínio de solução .....	69
Figura 4.3 – Relações geométricas adotadas na geração do perfil do orifício .....	71
Figura 4.4 – Dimensões relacionadas às geometrias da válvula, do assento e do rebaixo da placa de válvulas.....	72

Figura 4.5 – Relação entre a abertura da válvula e o seu ângulo de inclinação em relação ao assento .....	72
Figura 4.6 – Malha computacional .....	81
Figura 4.7 – Influência da malha computacional sobre o coeficiente da área efetiva de escoamento .....	83
Figura 4.8 – Influência da malha computacional sobre o coeficiente da área efetiva de força .....	83
Figura 4.9 – Influência dos efeitos térmicos sobre o coeficiente da área efetiva de escoamento .....	84
Figura 4.10 – Influência dos efeitos térmicos sobre o coeficiente da área efetiva de força.....	84
Figura 5.1 – Válvula de sucção discretizada (Silva, 2012). Adaptado pelo autor. ....	87
Figura 5.2 – Representação do espaço de decisão, da região viável e do espaço objetivo (Deb, 2001). Adaptado pelo autor.....	89
Figura 5.3 – Princípio de funcionamento de um algoritmo genético (Deb, 2001). Adaptado pelo autor.....	91
Figura 5.4 – Princípio de funcionamento do NSGA-II.....	92
Figura 5.5 – Fronteiras de solução de uma população de soluções.....	94
Figura 5.6 – Método utilizado para o cálculo da distância de multidão. Pontos cheios representam soluções contidas na mesma fronteira de solução (Deb <i>et al.</i> , 2002). Adaptado pelo autor.....	94
Figura 5.7 – Procedimento de classificação das soluções (Deb <i>et al.</i> , 2002). Adaptado pelo autor.....	96
Figura 5.8 – Regiões da geometria discretizada da palheta relacionadas ao cálculo das larguras dos seus elementos .....	99
Figura 5.9 – Procedimento para obtenção da geometria da palheta (Silva, 2012). Adaptado pelo autor.....	100
Figura 5.10 – Procedimento para determinação da geometria preliminar da palheta .....	102
Figura 5.11 – Procedimento para redimensionamento dos elementos afetados pelo vazio referente ao orifício de descarga .....	102
Figura 6.1 – Esquema do procedimento de obtenção dos resultados..	104
Figura 6.2 – Calorímetro de ciclo quente: (a) Esquema mecânico; (b) ciclo termodinâmico (Silva, 2012).....	106
Figura 6.3 – Coeficientes de áreas efetivas obtidos da correlação e da simulação numérica para a geometria A .....	110
Figura 6.3 – Coeficientes de áreas efetivas obtidos da correlação e da simulação numérica para a geometria B .....	110
Figura 6.4 – Calibrações do modelo do compressor no espaço objetivo .....	112



Figura 6.5 – Calibrações do modelo do compressor no espaço de decisão .....	113
Figura 6.6 – Dinâmicas da válvula de sucção numérica e experimental na condição de desempenho.....	114
Figura 6.7 – Dinâmicas da válvula de sucção numérica e experimental na condição de confiabilidade.....	114
Figura 6.11 – Representação no espaço objetivo das soluções do procedimento de otimização referentes ao método A .....	118
Figura 6.12 – Representação no espaço objetivo das soluções do procedimento de otimização referentes ao método B.....	118
Figura 6.13 – Soluções selecionadas para a análise do efeito da espessura da válvula sobre a eficiência do ciclo de compressão .....	119
Figura 6.14 – Efeito da espessura sobre a dinâmica da válvula .....	121
Figura 6.15 – Conjuntos de soluções não dominados obtidos via métodos A e B .....	121
Figura 6.16 – Características estruturais das válvulas correspondentes às soluções não dominadas obtidas via métodos A e B.....	122
Figura 6.17 – Dispersão das variáveis de projeto no espaço de decisão correspondente ao conjunto de solução não dominado obtido via método A.....	123
Figura 6.18 – Dispersão das variáveis de projeto no espaço de decisão correspondente ao conjunto de solução não dominado obtido via método B .....	123
Figura 6.19 – Soluções selecionadas para a análise da influência de aspectos do processo de sucção sobre a eficiência do ciclo de compressão (método A) .....	125
Figura 6.20 – Dinâmica das válvulas representadas pelas soluções #1 e #4 (método A) .....	126
Figura 6.21 – Características do filtro acústico.....	128
Figura 6.22 – Pressões e perdas de energia associadas ao processo de sucção da solução #1 (método A).....	129
Figura 6.23 – Pressões e perdas de energia associadas ao processo de sucção da solução #4 (método A).....	129
Figura 6.25 – Soluções selecionadas para a análise da influência de aspectos do processo de sucção sobre a eficiência do ciclo de compressão (método B) .....	130
Figura 6.27 – Dinâmica das válvulas representadas pelas soluções #1 e #4 (método B) .....	131
Figura 6.28 – Pressões e perdas de energia associadas ao processo de sucção da solução #1 (método B).....	133

Figura 6.29 – Pressões e perdas de energia associadas ao processo de sucção da solução #4 (método B) .....	133
Figura 6.30 – Geometrias discretizadas das válvulas das soluções #1 a #4 (método A).....	134
Figura 6.31 – Geometrias discretizadas das válvulas das soluções #1 a #4 (método B).....	135
Figura 6.32 – Geometrias propostas das válvulas das soluções #1 a #4 (método A).....	135
Figura 6.33 – Geometrias propostas das válvulas das soluções #1 a #4 (método B).....	136
Figura A 1 – Relações geométricas entre os perfis do orifício, do assento e da válvula .....	145
Figura A 2 – Discretização da geometria da ponta da válvula.....	146
Figura A 3 – Detalhes relacionados ao cálculo das larguras dos elementos para a discretização da válvula de sucção.....	147
Figura A 4 – Largura dos elementos de viga relacionados ao trecho A .....	147
Figura A 5 – Largura dos elementos de viga relacionados ao trecho B .....	149

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Parâmetros para o cálculo da vazão mássica através da válvula .....	58
Tabela 4.1 – Malhas avaliadas na análise de erros de truncamento .....	82
Tabela 6.1 – Domínios de análise dos parâmetros do sistema de sucção .....	108
Tabela 6.2 – Geometrias do sistema de sucção avaliadas na análise comparativa dos coeficientes das áreas efetivas.....	109
Tabela 6.3 – Espaço de decisão para a calibração do modelo do compressor .....	111
Tabela 6.4 – Domínio de análise dos parâmetros do algoritmo de otimização .....	111
Tabela 6.5 – Desvios entre os resultados numéricos e experimentais.	113
Tabela 6.6 – Espaço de decisão da otimização do sistema de sucção.	116
Tabela 6.7 – Propriedades do material da válvula (Sandvik, 2012)....	116
Tabela 6.8 – Domínio de análise dos parâmetros do algoritmo de otimização .....	116
Tabela 6.9 – Configurações do algoritmo de otimização para a avaliação do método A.....	117
Tabela 6.10 – Configurações do algoritmo de otimização para a avaliação do método B .....	117
Tabela 6.11 – Soluções selecionadas para a análise do efeito da espessura da válvula sobre a eficiência do ciclo de compressão .....	120
Tabela 6.12 – Efeito da espessura da válvula sobre as perdas de energia .....	120
Tabela 6.13 – Efeito da espessura da válvula sobre as perdas de vazão mássica .....	120
Tabela 6.14 – Características geométricas e estruturais das válvulas (método A) .....	125
Tabela 6.15 – Influência de aspectos do processo de sucção sobre a eficiência volumétrica (método A).....	126
Tabela 6.16 – Influência de aspectos do processo de sucção sobre a eficiência isentrópica (método A) .....	128
Tabela 6.17 – Dimensões do tubo do filtro acústico das soluções #1 e #4 (método A) .....	128
Tabela 6.18 – Características geométricas e estruturais das válvulas (método B) .....	130
Tabela 6.19 – Influência de aspectos do processo de sucção sobre a eficiência volumétrica (método B).....	131

Tabela 6.20 – Influência de aspectos do processo de sucção sobre a eficiência isentrópica (método B) .....	132
Tabela 6.21 – Dimensões do tubo do filtro acústico das soluções #1 e #4 (método B) .....	132

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos Gerais

Símbolo	Descrição	Unidade
$a$	Comprimento relacionado ao perfil da válvula	[m]
$[A]$	Matriz de coeficientes do sistema linear	
$A_1$	Área relacionada ao orifício de sucção	[m <sup>2</sup> ]
$A_2$	Área relacionada ao orifício de sucção	[m <sup>2</sup> ]
$A_b$	Área da seção transversal da viga	[m <sup>2</sup> ]
$A_{cc}$	Área de transferência de calor entre o gás e as paredes da câmara de compressão	[m <sup>2</sup> ]
$A_{ee}$	Área efetiva de escoamento	[m <sup>2</sup> ]
$A_{ef}$	Área efetiva de força	[m <sup>2</sup> ]
$a_g$	Parâmetro relacionado à equação de estado para gases reais	[N m <sup>4</sup> /kg <sup>2</sup> ]
$A_l$	Área lateral do volume de controle	[m <sup>2</sup> ]
$A_o$	Área do orifício da válvula	[m <sup>2</sup> ]
$A_p$	Área relacionada do orifício de sucção	[m <sup>2</sup> ]
$A_s$	Área da seção transversal do volume de controle	[m <sup>2</sup> ]
$b$	Comprimento relacionado ao perfil da válvula	[m]
$[b]$	Matriz dos termos independentes do sistema linear	
$b_g$	Parâmetro relacionado à equação de estado para gases reais	[m <sup>3</sup> /kg]
$C_{aee}$	Coefficiente de área efetiva de escoamento	[-]
$C_{aef}$	Coefficiente de área efetiva de força	[-]
$c_{eq}$	Coefficiente de amortecimento equivalente da válvula	[N s/m]
$c_g$	Parâmetro relacionado à equação de estado para gases reais	[m <sup>3</sup> /kg]

$c_p$	Calor específico a pressão constante	[J/(kg K)]
$c_p^0$	Calor específico ideal a pressão constante	[J/(kg K)]
$c_v$	Calor específico a volume constante	[J/(kg K)]
$c_{vi}$	Calor específico a volume constante do gás na câmara de compressão	[J/(kg K)]
$C_{\varepsilon 1}$	Constante relacionada ao transporte de $\varepsilon$	[-]
$C_{\varepsilon 2}$	Constante relacionada ao transporte de $\varepsilon$	[-]
$C_\mu$	Constante do modelo de turbulência	[-]
$COP$	Coefficiente de performance do sistema de refrigeração	[-]
$d$	Diâmetro equivalente do orifício de sucção	[m]
$d_1$	Distância máxima entre o arco externo do perfil do orifício e a parede do cilindro	[m]
$d_2$	Distância mínima entre o arco externo do perfil do orifício e a parede do cilindro	[m]
$d_3$	Distância relacionada à geometria simplificada da válvula	[m]
$d_4$	Distância relacionada à geometria simplificada do rebaixo da válvula	[m]
$D_{cyl}$	Diâmetro do cilindro	[m]
$d_m$	Diâmetro do tubo do filtro de sucção adjacente à câmara de sucção	[m]
$d_{mec}$	Desalinhamento entre os eixos do mecanismo e do cilindro	[m]
$D_{pis}$	Diâmetro do pistão	[m]
$d_s$	Excentricidade entre o eixo do cilindro e o eixo de origem dos arcos de geração do perfil do orifício de sucção	[m]
$E$	Módulo de elasticidade da viga	[Pa]
$f$	Função objetivo	
$F$	Força resultante sobre a válvula	[N]
$F_{ext}$	Força externa resultante sobre a válvula	[N]

$F_{\text{gas}}$	Força devido ao carregamento de pressão sobre a válvula	[N]
$f_n$	Frequência natural da válvula	[Hz]
$F_{\text{stic}}$	Força de adesão	[N]
$F_{\text{stress}}$	Força devido à pré-tensão da válvula	[N]
$h$	Entalpia específica	[J/kg]
$H_{\text{cc}}$	Coefficiente de transferência de calor por convecção entre o gás e as paredes da câmara de compressão	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$h_{\text{dis}}$	Entalpia específica do gás na câmara de descarga	[J/kg]
$h_i$	Entalpia específica do gás na câmara de compressão	[J/kg]
$h_{\text{lim}}$	Altura do batente	[m]
$h_s$	Altura do assento	[m]
$h_s^*$	Altura do assento adimensionalizada pelo diâmetro equivalente do orifício de sucção	[-]
$h_{\text{suc}}$	Entalpia específica do gás na câmara de sucção	[J/kg]
$I$	Momento de inércia da seção transversal da viga	[kg m <sup>2</sup> ]
$k$	Razão entre os calores específicos a pressão e a volume constante	[-]
$k_t$	Condutividade térmica turbulenta	[W/(m K)]
$K$	Razão entre os raios do pistão e do cilindro	[-]
$k_{\text{eq}}$	Rigidez equivalente da válvula	[N/m]
$L_b$	Comprimento da viga	[m]
$L_c$	Comprimento de contato entre o pistão e a parede do cilindro	[m]
$L_{\text{crank}}$	Comprimento da manivela	[m]
$l_m$	Comprimento do tubo do filtro de sucção adjacente à câmara de sucção	[m]

$L_{\min}$	Comprimento mínimo de contato entre o pistão e a parede do cilindro	[m]
$l_{\text{ref}}$	Distância entre o engaste e o centro da geometria simplificada da válvula	[m]
$L_{\text{rod}}$	Comprimento da biela	[m]
$L_{\text{TDC}}$	Distância entre o eixo do pistão e o eixo do mecanismo quando o pistão atinge o seu ponto morto superior (PMS)	[m]
$m$	Massa do gás	[kg]
$\dot{m}$	Vazão mássica ou vazão mássica fornecida pelo compressor	[kg/s]
$\dot{m}_{\text{dis}}$	Vazão mássica de fluxo através da válvula de descarga	[kg/s]
$m_{\text{eq}}$	Massa equivalente da válvula	[kg]
$m_i$	Massa de gás na câmara de compressão	[kg]
$\dot{m}_{\text{leak}}$	Vazão mássica da folga entre o pistão e o cilindro	[kg/s]
$\dot{m}_{\text{rdis}}$	Vazão mássica de refluxo através da válvula de descarga	[kg/s]
$\dot{m}_{\text{rsuc}}$	Vazão mássica de refluxo através da válvula de sucção	[kg/s]
$\dot{m}_{\text{suc}}$	Vazão mássica de fluxo através da válvula de sucção	[kg/s]
$\dot{m}_{\text{sw}}$	Vazão mássica teórica relacionada ao volume deslocado pelo pistão	[kg/s]
$\dot{m}_{\text{th}}$	Vazão mássica teórica de um escoamento isentrópico em um bocal convergente	[kg/s]
$N$	Frequência de operação	[rpm]
$n_e$	Número de elementos de viga	[-]
$N_g$	Número de gerações	[-]
$p$	Pressão	[Pa]
$P_c$	Probabilidade de recombinação	[-]
$p_{\text{cond}}$	Pressão de condensação	[Pa]



$p_{\text{dis}}$	Pressão do gás na câmara de descarga	[Pa]
$p_{\text{down}}$	Pressão a jusante do escoamento	[Pa]
$p_{\text{evap}}$	Pressão de evaporação	[Pa]
$p_i$	Pressão do gás na câmara de compressão	[Pa]
$P_k$	Geração de $k$ devido à deformação do escoamento médio	[kg/(m s <sup>3</sup> )]
$P_m$	Probabilidade de mutação	[-]
$P_s$	Tamanho da população	[-]
$p_{\text{suc}}$	Pressão do gás no interior da carcaça do compressor	[Pa]
$p_{\text{up}}$	Pressão a montante do escoamento	[Pa]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor pela parede	[W]
$\dot{Q}_{\text{cond}}$	Taxa de rejeição de calor pelo condensador	[W]
$\dot{Q}_{\text{evap}}$	Capacidade de refrigeração do sistema	[W]
$[r]$	Vetor de resíduos do sistema linear	
$R$	Constante do gás	[J/(mol K)]
$R_{\text{cyl}}$	Raio do cilindro	[m]
$R_e$	Raio do arco externo de geração do perfil do orifício de sucção	[m]
$R'_e$	Raio do arco externo de geração do perfil da válvula	[m]
$R_i$	Raio do arco interno de geração do perfil do orifício de sucção	[m]
$R'_i$	Raio do arco interno de geração do perfil da válvula	[m]
$R_{\text{pis}}$	Raio do pistão	[m]
$R_\epsilon$	Termo relacionado à taxa de deformação do escoamento	[kg/(m s <sup>4</sup> )]
$r_\xi$	Vetor resíduo de $\xi$	
$R_\xi$	Vetor resíduo normalizado de $\xi$	
$RMS_\xi$	Valor RMS dos resíduos de $\xi$	

$s$	Abertura da válvula	[m]
$s^*$	Abertura da válvula adimensionalizada pelo diâmetro equivalente do orifício	[-]
$S_f$	Limite de fadiga para tensão média nula	[Pa]
$S_M$	Somatório de forças de corpo	[N/m]
$S_y$	Limite de escoamento do material	[Pa]
$t$	Tempo	[s]
$T_{cyl}$	Temperatura das paredes da câmara de compressão	[°C, K]
$T_i$	Temperatura do gás na câmara de compressão	[°C, K]
$T_{cond}$	Temperatura de condensação	[°C, K]
$T_{dis}$	Temperatura do gás na câmara de descarga	[°C, K]
$T_{evap}$	Temperatura de evaporação	[°C, K]
$T_{suc}$	Temperatura do gás na câmara de sucção	[°C, K]
$T_{up}$	Temperatura a montante do escoamento	[°C, K]
$t_v$	Espessura da palheta	[m]
$u$	Componente do vetor velocidade	[m/s]
$u_y$	Deslocamento transversal da viga	[m]
$u_y^*$	Posição do assento	[m]
$V_c$	Volume morto da câmara de compressão	[m <sup>3</sup> ]
$v_i$	Volume específico do gás na câmara de compressão	[m <sup>3</sup> /kg]
$\bar{V}$	Velocidade média do gás	[m/s]
$V_i$	Volume instantâneo da câmara de compressão	[m <sup>3</sup> ]
$\bar{V}_{leak}$	Velocidade média do gás através da folga entre o pistão e o cilindro	[m/s]
$V_{pis}$	Velocidade do pistão	[m/s]
$V_{sw}$	Volume deslocado pelo pistão	[m <sup>3</sup> ]
$w$	Carregamento sobre a viga	[N/m]
$\dot{W}$	Potência elétrica consumida pelo compressor	[W]

$w_b$	Largura do elemento de viga	[m]
$\dot{W}_{\text{eff}}$	Potência efetiva do compressor	[W]
$w_h$	Largura do vazio relacionado ao orifício de descarga	[m]
$\dot{W}_{\text{ind}}$	Potência indicada do compressor	[W]
$w_p$	Largura do orifício de sucção	[m]
$w_p^*$	Largura do orifício de sucção adimensionalizada pelo seu diâmetro equivalente	[-]
$w_s$	Espessura do assento	[m]
$w_s^*$	Espessura do assento da válvula adimensionalizada pelo diâmetro equivalente do orifício	[-]
$W_s$	Trabalho isentrópico do compressor	[J]
$\dot{W}_s$	Potência isentrópica do compressor	[W]
$\dot{W}_{\text{shaft}}$	Potência transmitida ao eixo do compressor	[W]
$w_v$	Largura da geometria simplificada da válvula	[m]
$W_v$	Perda de energia nas válvulas	[J]
$y$	Posição do pistão	[m]

### Símbolos Gregos

Símbolo	Descrição	Unidade
$\alpha$	Coefficiente de amortecimento proporcional ou ângulo relacionado ao perfil da válvula	[-; rad]
$\alpha_t$	Difusividade turbulenta	[m <sup>2</sup> /s]
$\beta$	Coefficiente de amortecimento proporcional, constante do modelo de turbulência ou ângulo relacionado ao perfil da válvula	[-; rad]
$\gamma$	Ângulo relacionado ao perfil da válvula	[rad]
$\eta_0$	Constante do modelo de turbulência	[-]

$\eta_c$	Índice de distribuição de recombinação	[-]
$\eta_{ele}$	Eficiência elétrica do compressor	[-]
$\eta_m$	Índice de distribuição de mutação	[-]
$\eta_{mec}$	Eficiência mecânica do compressor	[-]
$\eta_s$	Eficiência isentrópica do compressor	[-]
$\eta_v$	Eficiência volumétrica do compressor	[-]
$\theta$	Ângulo de giro do eixo	[°, rad]
$\theta'$	Ângulo relacionado ao perfil da válvula	[°, rad]
$\theta_o$	Ângulo relacionado ao perfil do orifício de sucção	[°, rad]
$\theta_v$	Ângulo de inclinação da válvula	[°, rad]
$\lambda$	Condutividade térmica	[W/(m K)]
$\mu$	Viscosidade dinâmica	[Pa s]
$\mu_t$	Viscosidade turbulenta	[Pa s]
$\nu_t$	Viscosidade cinemática turbulenta	[m <sup>2</sup> /s]
[ $\xi$ ]	Vetor de soluções do sistema linear	[m <sup>2</sup> /s]
$\Pi$	Razão de pressão	[-]
$\rho$	Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_b$	Massa específica da viga	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_i$	Densidade do gás na câmara de compressão	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_a$	Tensão alternada	[Pa]
$\sigma_k$	Número de Prandtl relacionado ao transporte de $k$	[-]
$\sigma_m$	Tensão média	[Pa]
$\sigma_t$	Número de Prandtl turbulento	[-]
$\sigma_\varepsilon$	Número de Prandtl relacionado ao transporte de $\varepsilon$	[-]
$\tau$	Tensão viscosa	[Pa]
$\tau_w$	Tensão de cisalhamento na parede	[Pa]

$\varphi$	Propriedade instantânea do escoamento turbulento	
$\varphi'$	Flutuação instantânea em relação ao escoamento médio	
$\Phi$	Propriedade média do escoamento turbulento	
$\omega$	Ângulo relacionado ao perfil da válvula	[rad]

### Símbolos Especiais

Símbolo	Descrição	Unidade
$\Delta d$	Desvio relacionado à dinâmica da válvula de sucção	[-]
$\Delta \dot{m}$	Desvio relacionado à vazão mássica fornecida pelo compressor	[kg/s]
$\Delta p$	Diferença entre as pressões a montante e a jusante da válvula	[Pa]
$\Delta \dot{W}$	Desvio relacionado à potência indicada do compressor	[W]
$\nabla$	Volume do volume de controle	[m <sup>3</sup> ]



# SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>33</b>
1.1. Compressores alternativos .....	34
1.2. Sistemas de sucção e de descarga .....	39
1.3. Objetivo geral .....	41
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>42</b>
2.1. Áreas efetivas de escoamento e de força .....	42
2.2. Otimização de sistemas de válvulas .....	45
2.3. Síntese .....	49
2.4. Contribuições do presente trabalho .....	50
<b>3. MODELAGEM TERMODINÂMICA DO COMPRESSOR .....</b>	<b>51</b>
3.1. Modelagem matemática .....	52
3.2. Procedimento de solução .....	64
3.3. Calibração do modelo de simulação .....	65
3.4. Sumário .....	67
<b>4. COEFICIENTES DE ÁREAS EFETIVAS .....</b>	<b>68</b>
4.1. Domínio de solução .....	68
4.2. Modelos matemáticos .....	73
4.3. Procedimento de solução .....	78
4.4. Sumário .....	85
<b>5. PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO .....</b>	<b>86</b>
5.1. Problema de otimização .....	86
5.2. Otimização multiobjetivo .....	87
5.3. Algoritmos genéticos .....	90
5.4. NSGA-II .....	92
5.5. Procedimento de solução .....	98
5.6. Sumário .....	103

<b>6. RESULTADOS .....</b>	<b>104</b>
6.1. Bancada e procedimento experimental.....	105
6.2. Correlações para os coeficientes de áreas efetivas .....	107
6.3. Calibração do modelo de simulação do compressor .....	109
6.4. Otimização do sistema de sucção.....	115
6.5. Sumário .....	136
<b>7. CONCLUSÕES.....</b>	<b>137</b>
7.1. Considerações iniciais .....	137
7.2. Conclusões .....	137
7.3. sugestões para trabalhos futuros.....	138
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>140</b>
<b>APÊNDICE.....</b>	<b>145</b>



## 1. INTRODUÇÃO

Segundo dados do Ministério de Minas e Energia (Brasil, 2014), o setor residencial brasileiro foi responsável por 20,5% do consumo nacional de energia elétrica em 2013. Além disso, dados da Eletrobrás/Procel (2007) mostram que refrigeradores contribuíram com aproximadamente 27% do consumo energético residencial, fato que justifica o esforço despendido no aumento da eficiência energética dos mesmos.

Dentre as diferentes configurações existentes para o sistema de refrigeração, sistemas por compressão de vapor são dominantes neste tipo de aplicação. Nestes sistemas, a evaporação e a condensação de um fluido volátil (fluido refrigerante) em circulação possibilitam, respectivamente, a absorção de calor do ambiente a ser refrigerado e a rejeição de calor para o ambiente externo. Os componentes básicos presentes neste tipo de sistema são apresentados na Figura 1.1.

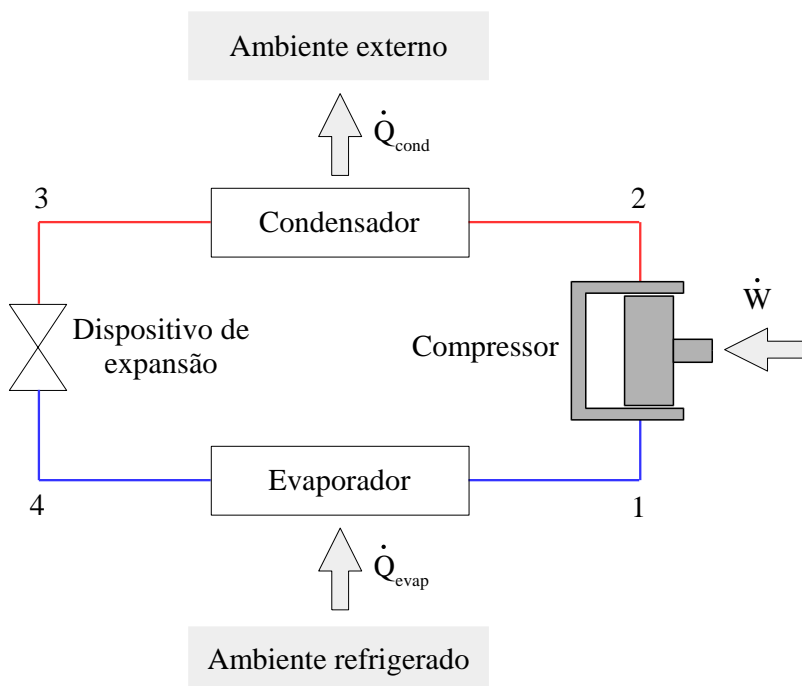


Figura 1.1 – Componentes básicos de um sistema por compressão de vapor

De fato, o evaporador e o condensador constituem os trocadores de calor do sistema, com as diferenças de temperatura entre o fluido refrigerante e os ambientes sendo responsáveis pela transferência de calor. O compressor é responsável pela circulação do fluido refrigerante no sistema e, em conjunto com o dispositivo de expansão, pelo estabelecimento da diferença entre as pressões de evaporação (baixa pressão) e de condensação (alta pressão). Também deve ser observado que o compressor é o principal responsável pelo consumo energético do sistema.

Como critério para a avaliação do desempenho global de um sistema de refrigeração, é prática comum o emprego do chamado coeficiente de performance (*COP*), o qual representa a razão entre a taxa de absorção de calor pelo fluido refrigerante no evaporador ( $\dot{Q}_{\text{evap}}$ ), também denominada como capacidade de refrigeração do sistema, e a potência elétrica consumida pelo compressor ( $\dot{W}$ ):

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

Neste ponto, é interessante notar a associação entre os desempenhos do sistema e do compressor, seja através da capacidade de refrigeração, a qual é função da vazão mássica de fluido refrigerante fornecida ao sistema, seja através da potência elétrica consumida.

Existem diferentes tipos de compressores, destacando-se dois grupos principais: compressores de deslocamento positivo e compressores dinâmicos. Nos compressores de deslocamento positivo a compressão é caracterizada pela redução gradual do volume da câmara na qual o fluido refrigerante é confinado. Por outro lado, nos compressores dinâmicos a compressão é caracterizada por um processo de aceleração seguido pela desaceleração do fluido refrigerante. A adequação de cada um desses compressores a uma dada aplicação é função de diversos aspectos, tais como condição de operação, capacidade de refrigeração, fluido refrigerante utilizado e custos associados.

### 1.1. COMPRESSORES ALTERNATIVOS

Pertencentes à classe de compressores de deslocamento positivo, os compressores alternativos são os mais usuais em aplicações de refrigeração doméstica e são assim denominados em função do movimento alternado do pistão no interior de um cilindro.

A manutenção dos componentes de compressores de refrigeração doméstica não é prevista. Desta forma, o motor elétrico e o conjunto mecânico da câmara de compressão são montados e fechados hermeticamente no interior de uma carcaça. Uma representação dos componentes típicos de um compressor alternativo hermético é apresentada na Figura 1.2.

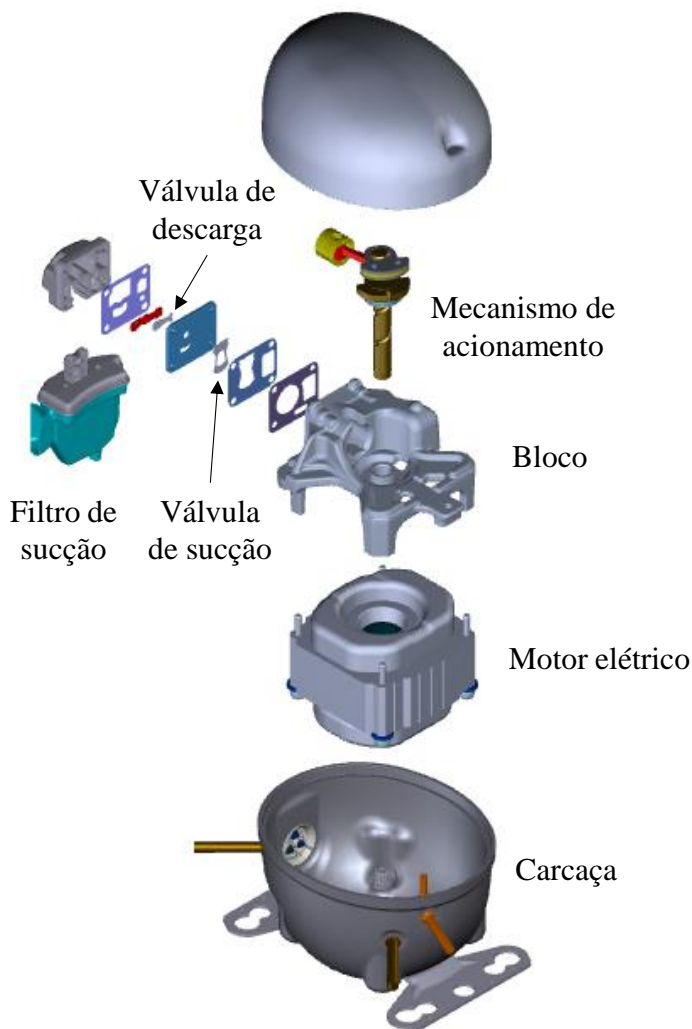


Figura 1.2 – Compressor alternativo hermético

O ciclo de compressão de um compressor alternativo é ilustrado na Figura 1.3, sendo composto por quatro processos: sucção, compressão, descarga e expansão. O processo de sucção é caracterizado pela admissão do gás proveniente da câmara de sucção no cilindro a partir da abertura da válvula de sucção e do movimento descendente do pistão. No processo de descarga, o gás é liberado do cilindro para a câmara de descarga a partir da abertura da válvula de descarga e do movimento ascendente do pistão. Com o fechamento das válvulas, os processos de compressão e de expansão são caracterizados pelos movimentos ascendente e descendente do pistão, respectivamente.

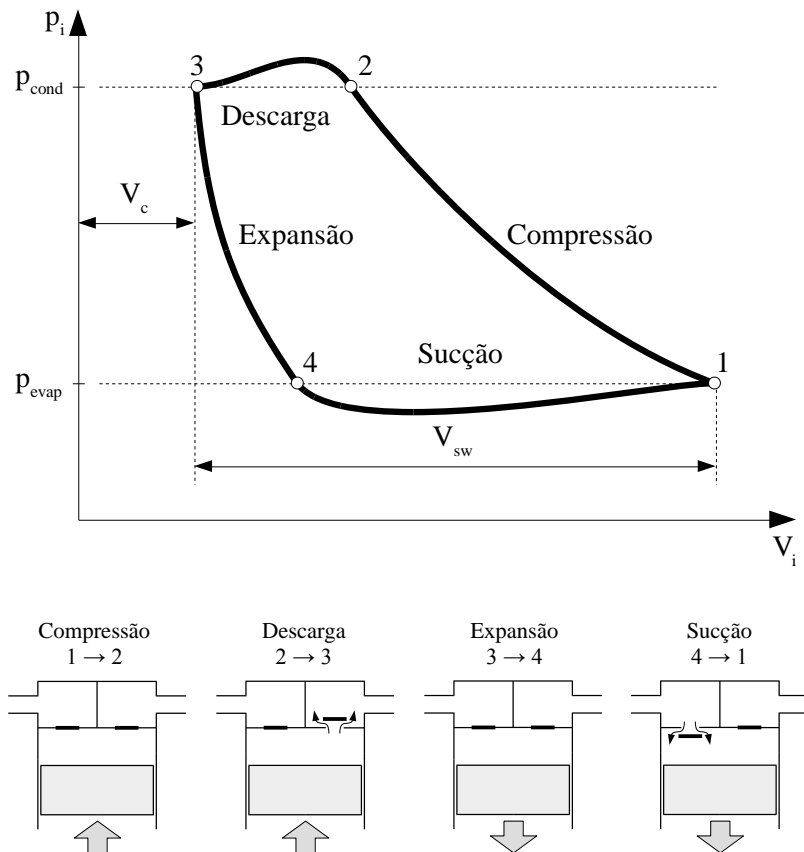


Figura 1.3 – Ciclo de compressão de um compressor alternativo

Segundo Possamai e Todescat (2004), no período de 1980 a 2002, investimentos direcionados à melhoria do desempenho de compressores alternativos herméticos foram responsáveis pelo aumento médio de 60% no *COP* de sistemas de refrigeração. Contudo, apesar deste ganho expressivo, tais sistemas ainda apresentam um desempenho 50% inferior àquele exibido por um sistema de refrigeração ideal, estabelecido a partir do ciclo de Carnot operando sob as temperaturas de evaporação e de condensação do sistema.

Nesse sentido, as ineficiências do compressor são geralmente classificadas em dois grupos principais, sendo denominadas “perdas de energia” e “perdas de vazão mássica”. Conforme ilustrado na Figura 1.4, as perdas de energia ocasionam o aumento da potência elétrica consumida ( $\dot{W}$ ), sendo subdivididas em três parcelas: perdas elétricas, perdas mecânicas e perdas termodinâmicas. As perdas elétricas estão associadas à ineficiência do motor elétrico, enquanto as perdas mecânicas estão associadas ao atrito entre suas partes móveis. As perdas termodinâmicas estão em grande parte associadas às ineficiências dos processos de sucção, descarga, compressão e expansão.

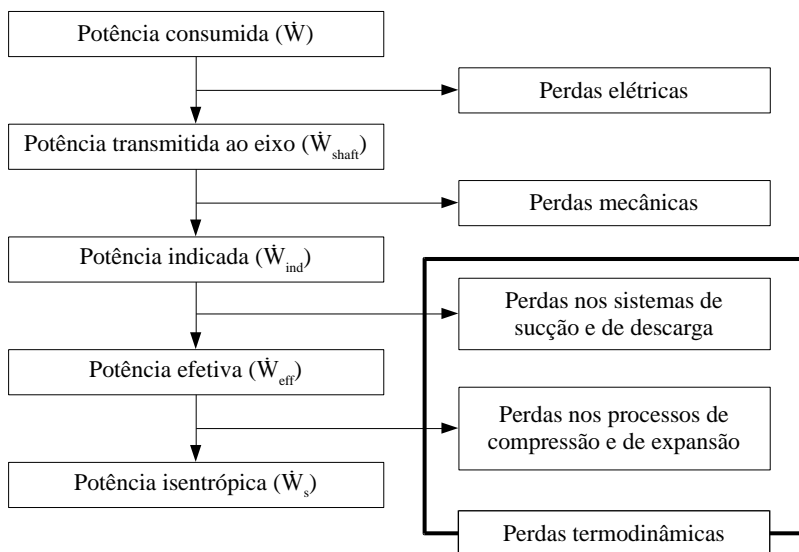


Figura 1.4 – Perdas de energia em compressores alternativos herméticos

Já as perdas de vazão mássica se referem à redução da vazão de massa fornecida pelo compressor e, por consequência, à redução da capacidade de refrigeração do sistema ( $\dot{Q}_{\text{evap}}$ ). Este tipo de ineficiência resulta de um conjunto de fatores, tais como volume morto da câmara de compressão ( $V_c$ ), aquecimento do gás no processo sucção, vazamento através da folga entre o pistão e o cilindro, refluxo nos sistemas de válvulas e atrito viscoso no escoamento ao longo dos sistemas de sucção e de descarga.

Os efeitos das perdas de energia e de vazão mássica sobre o desempenho do compressor alternativo são usualmente quantificados em termos de um conjunto de parâmetros de eficiência. Em relação às perdas de energia, as eficiências elétrica ( $\eta_{\text{ele}}$ ), mecânica ( $\eta_{\text{mec}}$ ) e isentrópica ( $\eta_s$ ), correspondentes às perdas elétricas, mecânicas e termodinâmicas, respectivamente, são assim definidas:

$$\eta_{\text{ele}} = \frac{\dot{W}_{\text{shaft}}}{\dot{W}} \quad (1.2)$$

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{\dot{W}_{\text{ind}}}{\dot{W}_{\text{shaft}}} \quad (1.3)$$

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{\text{ind}}} \quad (1.4)$$

onde  $\dot{W}_{\text{shaft}}$  é a potência transmitida ao eixo,  $\dot{W}_{\text{ind}}$  é a potência indicada e  $\dot{W}_s$  é a potência isentrópica.

Por outro lado, as perdas de vazão mássica são avaliadas em função da eficiência volumétrica ( $\eta_v$ ), definida como:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{sw}}} \quad (1.5)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica fornecida pelo compressor e  $\dot{m}_{\text{sw}}$  é a vazão mássica teórica obtida caso o volume deslocado pelo pistão ( $V_{\text{sw}}$ ) fosse completamente preenchido pelo fluido refrigerante no estado termodinâmico verificado no passador de sucção na entrada do compressor.

## 1.2. SISTEMAS DE SUÇÃO E DE DESCARGA

Uma parcela significativa das perdas termodinâmicas de compressores alternativos se deve aos processos de sucção e de descarga, sendo afetados pelo projeto de dois componentes principais: filtros acústicos e válvulas. Responsável pela atenuação do ruído originado pelo escoamento do gás e pela dinâmica da válvula, os filtros acústicos de sucção e de descarga são caracterizados por um conjunto de câmaras interligadas por dutos, os quais atuam no sentido de minimizar a pulsação de pressão. As válvulas são automáticas, em função das suas aberturas e fechamentos serem estabelecidos pela diferença de pressão entre a câmara de compressão e as câmaras de sucção e de descarga. Dentre os diversos tipos existentes, as válvulas automáticas do tipo palheta são dominantes em aplicações de refrigeração doméstica.

Apesar da redução do ruído, a inclusão de filtros acústicos nos sistemas de sucção e de descarga reduz o desempenho do compressor, uma vez que a restrição imposta ao escoamento exige um gasto adicional de energia para a realização dos processos de sucção e de descarga. Além disso, a pulsação de pressão nas câmaras de sucção e de descarga pode afetar de forma negativa a dinâmica das válvulas e a vazão mássica de fluido refrigerante nestes processos.

Por outro lado, as perdas associadas às válvulas se devem principalmente às suas dinâmicas. Por exemplo, no processo de sucção a válvula deveria abrir no momento em que a pressão no cilindro atingisse a pressão da câmara de sucção e fechar no momento em que o pistão atingisse o seu ponto morto inferior (PMI). No processo de descarga, uma válvula ideal abriria no momento em que a pressão no cilindro atingisse a pressão da câmara de descarga e fecharia quando o pistão alcançasse o ponto morto superior (PMS). Isto não acontece devido a efeitos tais como inércia da palheta e força de adesão devido à presença de óleo entre a palheta e o assento. O atraso na abertura da válvula proporciona uma restrição ao escoamento durante os processos de sucção e de descarga, aumentando o consumo de energia e reduzindo a vazão mássica. Além disso, o atraso no seu fechamento resulta em refluxo de gás, o qual também reduz a vazão mássica e aumenta o consumo de energia. Além dos aspectos supracitados, é importante ressaltar que ineficiências também ocorrem devido à restrição imposta ao escoamento pelos orifícios de sucção e de descarga.

Finalmente, uma vez que a manutenção de componentes de compressores herméticos não é prevista e levando em conta as solicitações mecânicas a que as válvulas estão sujeitas durante o ciclo de

compressão, a falha estrutural das mesmas é um fator crítico na confiabilidade do sistema de refrigeração. Em válvulas do tipo palheta, as solicitações mecânicas originam principalmente tensões de flexão e de impacto. As tensões de flexão são associadas aos movimentos de abertura e fechamento da válvula, bem como pela diferença de pressão que deforma a palheta contra o orifício. Já as tensões de impacto surgem principalmente do choque da válvula contra o assento ou o batente. Um resumo dos principais solicitações sofridas pela palheta é apresentado na Figura 1.5.

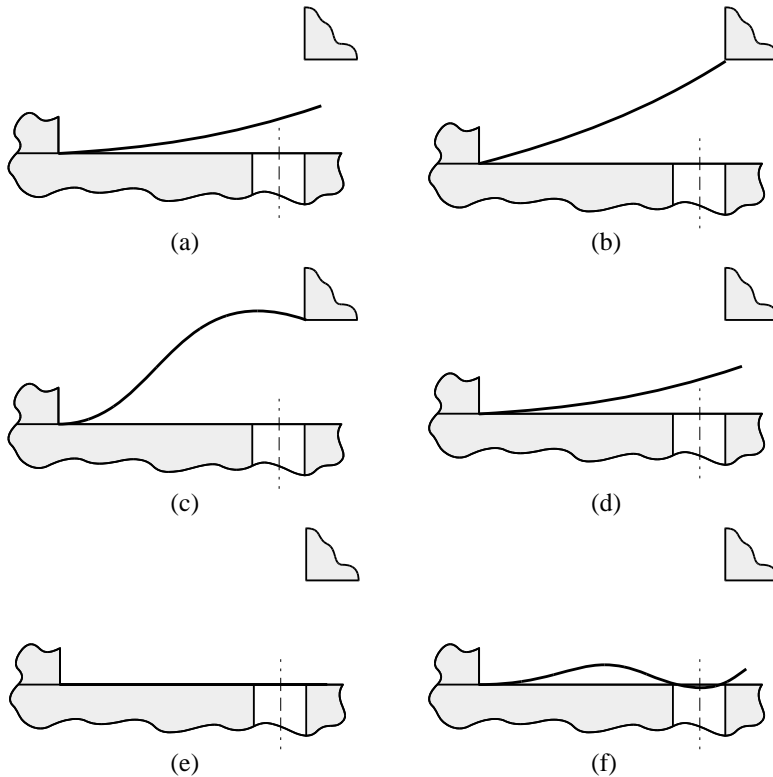


Figura 1.5 - Padrões de deflexão em válvulas do tipo palheta: (a) flexão durante o movimento de abertura, (b) impacto quando a válvula colide contra o batente, (c) flexão reversa quando a válvula flexiona além do batente, (d) flexão durante movimento de descida, (e) impacto quando a válvula colide contra o assento e (f) flexão estática, quando a válvula é parcialmente flexionada para dentro do orifício (Soedel, 2007).



### 1.3. OBJETIVO GERAL

A eficiência de refrigeradores domésticos está diretamente relacionada ao desempenho dos compressores alternativos herméticos. Por sua vez, os processos de sucção e de descarga afetam a eficiência do ciclo de compressão deste tipo de compressor. Além disso, a falha estrutural das válvulas representa um fator crítico na confiabilidade do compressor e, conseqüentemente, do sistema de refrigeração.

Assim, o presente trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de um procedimento de simulação para o projeto do sistema de sucção de compressores alternativos, otimizando a eficiência do ciclo de compressão e garantindo a confiabilidade estrutural da válvula.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Com o aumento dos recursos computacionais, a aplicação de procedimentos de otimização em conjunto com a simulação do ciclo de compressão reduziu de forma significativa o tempo necessário para o projeto de componentes de compressores. Considerando o foco deste trabalho na otimização do sistema de sucção de um compressor alternativo, realiza-se uma revisão de trabalhos relacionados à otimização de sistemas de válvulas de compressores.

Etapa essencial do procedimento de otimização proposto neste trabalho, a avaliação do desempenho do compressor é realizada a partir de um modelo de simulação do ciclo de compressão. Neste modelo, os efeitos da geometria do sistema de sucção sobre a vazão e a dinâmica associadas à válvula de sucção são incluídos com o auxílio dos conceitos de áreas efetivas de escoamento e de força. Assim, a revisão de trabalhos disponíveis na literatura também objetiva o entendimento dos aspectos relacionados às áreas efetivas e dos métodos para a obtenção de suas expressões.

### 2.1. ÁREAS EFETIVAS DE ESCOAMENTO E DE FORÇA

A área efetiva de escoamento,  $A_{ee}$ , pode ser definida pela multiplicação da área do orifício da válvula,  $A_o$ , pela razão entre a vazão de massa real na válvula,  $\dot{m}$ , e a vazão teórica calculada a partir da hipótese de escoamento isentrópico em um bocal convergente,  $\dot{m}_{th}$ :

$$A_{ee} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} A_o \quad (2.1)$$

Neste caso, a razão de vazões mássicas pode ser interpretada como um fator representativo da redução da área disponível para o escoamento devido a irreversibilidades.

Já a área efetiva de força,  $A_{ef}$ , é definida como a razão entre a força externa resultante sobre a válvula,  $F_{ext}$ , e a diferença entre as pressões a montante,  $p_{up}$ , e a jusante,  $p_{down}$ , do escoamento, ou seja:

$$A_{ef} = \frac{F_{ext}}{p_{up} - p_{down}} \quad (2.2)$$

A avaliação de sistemas de válvulas através de abordagens experimentais foi um primeiro passo para a melhor compreensão dos fenômenos relacionados ao escoamento e do efeito de parâmetros geométricos e de operação sobre as áreas efetivas. Nesse sentido, Ferreira e Driessen (1986) realizaram uma investigação experimental da sensibilidade de áreas efetivas de força e de escoamento em relação aos parâmetros geométricos de uma válvula em que a palheta foi aproximada por um disco circular, sendo os ensaios das diferentes geometrias realizados em condições de baixa vazão mássica (Figura 2.1). Dentre os parâmetros geométricos analisados, estão a abertura e o diâmetro da válvula, o diâmetro do orifício de passagem e rebaxos no assento.

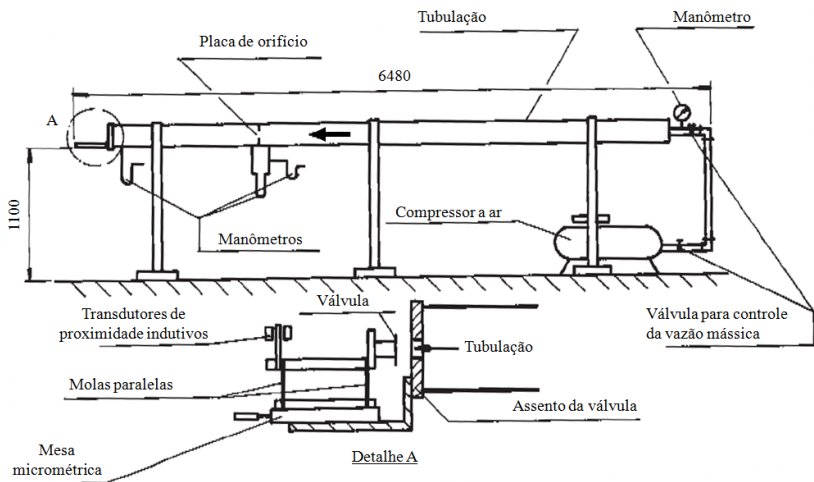


Figura 2.1 – Bancada experimental (Ferreira e Driessen, 1986) - Adaptado pelo autor.

A análise numérica do escoamento em válvulas, notadamente por meio do método de volumes finitos, surgiu no final da década de 1980. Esta alternativa de abordagem foi possibilitada pelo aumento dos recursos computacionais, possibilitando a avaliação de múltiplas configurações geométricas em um período de tempo reduzido em comparação a procedimentos experimentais.

Deschamps *et al.* (1988) realizaram uma análise de áreas efetivas referentes a uma válvula do tipo palheta com formato circular. Considerando pequenas aberturas de válvula, os autores adotaram as

hipóteses de escoamento axissimétrico, incompressível e laminar, assumindo também que a superfície da palheta é paralela ao assento. A partir da validação do modelo com base em dados experimentais de distribuição de pressão sobre a palheta, os autores avaliaram a influência de parâmetros sobre as áreas efetivas, tais como abertura e diâmetro da válvula, raio de arredondamento na saída do orifício de passagem e número de Reynolds do escoamento.

Empregando também a geometria de escoamento em difusores radiais para representar o escoamento em válvulas (Figura 2.2a), Possamai *et al.* (2001) investigaram numericamente a influência da inclinação de uma válvula circular do tipo palheta em relação ao seu assento. A solução do escoamento foi obtida para um fluido incompressível e em regime laminar e validada a partir de comparações com dados experimentais para a distribuição de pressão sobre a palheta. Os autores verificaram que mesmo ângulos da ordem de  $0,1^\circ$  alteram de forma significativa a distribuição de pressão sobre a palheta e as áreas efetivas. Os resultados também mostraram o aumento gradual da assimetria na distribuição de pressão com o aumento da inclinação da palheta (Figura 2.2b), a qual promove um momento sobre a palheta que age no sentido de restaurar o seu paralelismo em relação ao seu assento.

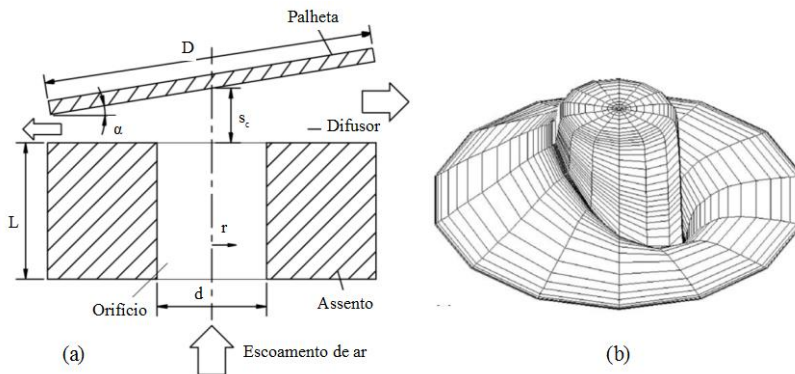


Figura 2.2 – Análise da influência da inclinação da palheta sobre o escoamento: (a) geometria do escoamento; (b) distribuição de pressão sobre a palheta (Possamai *et al.*, 2001) – Adaptado pelo autor.

Mais recentemente, Santos (2011) propôs um procedimento numérico para a análise de sensibilidade das áreas efetivas de força e de escoamento em relação a parâmetros geométricos do sistema de sucção

de um compressor alternativo composto por uma válvula do tipo palheta de formato circular. A solução numérica do escoamento através da válvula foi obtida com o emprego de um código comercial, sendo que o escoamento turbulento foi previsto com o modelo RNG k- $\epsilon$ . A partir do tratamento dos resultados, o autor propôs correlações para as áreas efetivas em função dos parâmetros mais influentes.

## 2.2. OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE VÁLVULAS

Maclaren *et al.* (1976) apresentaram um dos primeiros trabalhos de relevância na área de otimização de válvulas, propondo um procedimento de otimização paramétrica de válvulas do tipo anel de um compressor alternativo baseado no algoritmo Complex. O problema de otimização foi definido em função da maximização de uma função objetivo,  $f$ , expressa em termos da eficiência volumétrica, da perda de energia nas válvulas,  $W_v$ , e do trabalho de compressão isentrópico,  $W_s$ :

$$f = \frac{\eta_v}{1 + W_v/W_s} \quad (2.3)$$

Avaliando as válvulas de sucção e de descarga, os autores definiram como variáveis de projeto a área do orifício de passagem e outros parâmetros da válvula, tais como área, pré-tensão, constante de rigidez equivalente, amplitude de abertura e massa. Além das restrições relacionadas aos limites inferior e superior de cada variável, uma restrição foi também adotada para a máxima velocidade de impacto da válvula contra o assento, a qual foi implementada como um fator de penalização da função objetivo.

Em trabalho posterior, Maclaren *et al.* (1978) investigaram o desempenho de uma versão modificada do método Complex. Devido às restrições geométricas relacionadas ao sistema de válvulas e à redundância de algumas das variáveis, os autores incluíram a constante de rigidez equivalente e a pré-tensão das válvulas como variáveis do problema de otimização. Em relação ao desempenho do algoritmo de otimização, avaliou-se a sua capacidade de convergência em direção ao máximo global da função objetivo, a influência do número de pontos iniciais, o efeito da restrição à máxima velocidade de impacto da válvula e a sensibilidade da função objetivo em relação às variáveis do problema.

Shu e Tramschek (1984) aplicaram o método Nelder-Mead na otimização paramétrica de válvulas circulares do tipo palheta de um

compressor alternativo, buscando a minimização de uma função objetivo definida em termos das eficiências volumétrica e isentrópica:

$$f = \frac{1}{\eta_v \eta_s} \quad (2.4)$$

Avaliando os sistemas de sucção e de descarga, os autores empregaram os seguintes parâmetros das válvulas como variáveis de projeto: espessura, diâmetro, amplitude de abertura, constante de rigidez equivalente e pré-tensão. Além das restrições relacionadas aos limites de cada variável de projeto, a velocidade de impacto da válvula também foi limitada. Essas restrições foram incluídas como fatores penalizantes da função objetivo no procedimento de otimização. Dentre as análises realizadas, destaca-se a demonstração do conceito de restrição ativa e inativa, o qual está relacionado ao impacto dos limites impostos a uma dada restrição sobre a solução ótima do procedimento de otimização.

Utilizando o algoritmo SUMT (*Sequential Unconstrained Minimization Technique*), Sa *et al.* (1992) propuseram um método para a otimização paramétrica do sistema de descarga de um compressor rotativo de pistão rolante. A partir de um conjunto de parâmetros geométricos da válvula de descarga e de seu batente como variáveis de projeto (Figura 2.3), os autores estabeleceram a massa da válvula como função objetivo a ser minimizada no procedimento de otimização. Tendo em vista a confiabilidade estrutural da válvula, o problema de otimização incluiu uma restrição relativa à máxima tensão equivalente admissível, avaliada a partir de uma análise estática via método dos elementos finitos. Como resultado, a otimização permitiu uma redução de 33% na máxima tensão equivalente em relação às configurações originais da válvula e do batente.

Outro trabalho de grande relevância foi apresentado por Prins *et al.* (1996), com o emprego de um algoritmo genético para a otimização paramétrica de uma válvula de sucção do tipo anel com mola de um compressor alternativo. Para tanto, a função objetivo a ser maximizada foi expressa a partir da soma ponderada das eficiências isentrópica e volumétrica e da máxima velocidade de impacto da válvula contra o assento,  $v_{\max}$ :

$$f = a\eta_v + b\eta_s + c \left( 1 - \frac{v_{\max}}{v_{\text{ref}}} \right) \quad (2.5)$$

onde  $v_{ref}$  representa um valor de referência para a velocidade de impacto da válvula. As magnitudes dos coeficientes da função objetivo obedecem à seguinte relação:

$$a + b + c = 1 \quad (2.6)$$

Como variáveis do problema de otimização, os autores selecionaram a espessura, o diâmetro externo e a amplitude de abertura. Dentre as análises realizadas, destaca-se a avaliação da influência das magnitudes dos coeficientes da função objetivo ( $a$ ,  $b$  e  $c$ ) sobre as soluções ótimas.

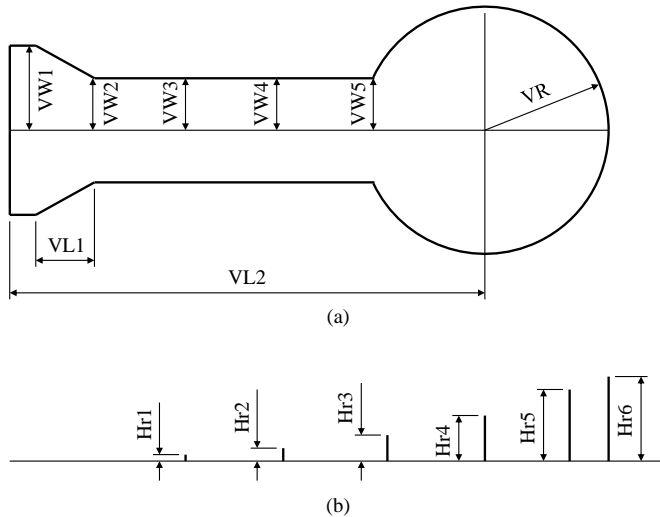


Figura 2.3 – Parametrização geométrica relacionada (a) à válvula de descarga e (b) ao seu batente (SA *et al.*, 1992) – Adaptado pelo autor.

Mais recentemente, Silva (2012) propôs um procedimento para a otimização paramétrica do sistema de sucção de um compressor alternativo, empregando um algoritmo genético. Avaliando o desempenho do compressor em uma condição de operação fixa, o autor optou pela minimização de uma função objetivo definida em termos das eficiências isentrópica e volumétrica:

$$f = -A\eta_s - B\eta_v \quad (2.7)$$

onde:

$$A + B = 1 \quad (2.8)$$

A dinâmica da válvula de sucção do tipo palheta foi modelada pelo método dos elementos finitos, com as variáveis de projeto do problema de otimização sendo a espessura e as larguras dos elementos usados na discretização da válvula e o comprimento e o diâmetro do tubo adjacente à câmara de sucção. Além disso, a confiabilidade estrutural da palheta foi avaliada a partir da especificação de um critério de falha por fadiga de flexão, de tal forma a se descartarem as soluções que não satisfaçam tal critério. O autor constatou a existência de um conjunto de soluções ótimas (Figura 2.4), representando diferentes concepções de válvula de sucção, e que válvulas menos espessas tendem a gerar ciclos de compressão mais eficientes. A partir da seleção de algumas das soluções ótimas, o procedimento foi posteriormente validado com base em resultados experimentais e de um modelo numérico em que a dinâmica da válvula foi resolvida por elementos finitos de forma acoplada ao escoamento.

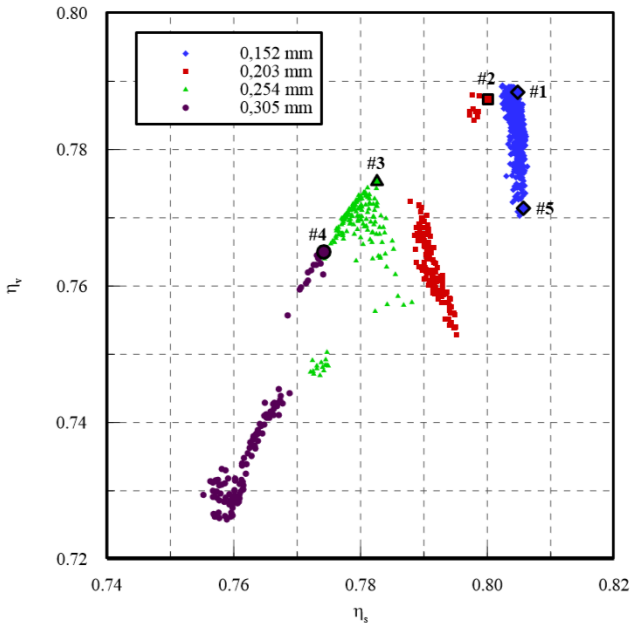


Figura 2.4 – Resultados do procedimento de otimização (Silva, 2012)



### 2.3. SÍNTESE

A avaliação de sistemas de válvulas através de abordagens experimentais (Ferreira e Driessen, 1986) foi um primeiro passo para a melhor compreensão dos fenômenos relacionados ao escoamento e do efeito de parâmetros geométricos e de operação sobre as áreas efetivas de escoamento e de força.

Com o aumento dos recursos computacionais, soluções numéricas do escoamento no sistema de válvulas passaram a ser viáveis. Neste contexto, a adoção do escoamento em difusores radiais (Deschamps *et al.*, 1988, Possamai *et al.*, 2001) se mostrou válida para a caracterização do escoamento em válvulas de compressores. Possamai *et al.* (2001) verificaram que a inclinação da palheta em relação ao assento altera de forma significativa o escoamento através da válvula e a distribuição de pressão sobre a palheta e, assim, as áreas efetivas de força e de escoamento. Além disso, a solução numérica do escoamento em sistemas de válvulas possibilita a geração de correlações para as áreas efetivas em função de parâmetros geométricos (Santos, 2011).

De modo geral, a otimização do sistema de válvulas busca a melhoria da eficiência do ciclo de compressão e/ou o aumento da confiabilidade estrutural dos seus componentes. A melhoria da eficiência de compressores é o tema principal dos trabalhos de Maclaren *et al.* (1976), Maclaren *et al.* (1978), Shu e Tramschek (1984) e Prins *et al.* (1996), empregando modelos simplificados para a simulação do ciclo de compressão de forma acoplada ao procedimento de otimização e incluindo restrições à máxima velocidade de impacto da válvula.

Por outro lado, Sa *et al.* (1992) apresentaram um procedimento de otimização dedicado a aspectos estruturais da válvula, empregando uma restrição à máxima tensão equivalente admissível. Nesse sentido, o método de elementos finitos é empregado para a análise estática dos campos de tensão correspondentes às diferentes soluções propostas.

Já o procedimento de otimização proposto por Silva (2012) considera o desempenho termodinâmico do compressor e aspectos estruturais da válvula. A tensão e a deformação da válvula ao longo do ciclo de compressão são calculadas pelo método de elementos finitos, estabelecendo um critério de falha por fadiga de flexão. Ao avaliar tanto a eficiência quanto a confiabilidade estrutural da válvula, o procedimento proposto representa um avanço significativo na solução de problemas de otimização de sistemas de válvulas. Contudo, uma vez que as áreas efetivas são descritas apenas em termos da abertura da válvula,

parâmetros geométricos relacionados ao assento e ao orifício de passagem não foram considerados.

## 2.4. CONTRIBUIÇÕES DO PRESENTE TRABALHO

Considerando o estado da arte referente à otimização de válvulas de compressores, os seguintes objetivos específicos foram definidos para o presente trabalho:

- i. Desenvolvimento de um procedimento de calibração para o modelo de simulação do ciclo de compressão: devido a dificuldades de medição, alguns dos parâmetros do modelo de simulação devem ser calibrados. Buscando reduzir o tempo dispendido nesta atividade, propõe-se que o procedimento de calibração seja abordado como um problema de otimização.
- ii. Obtenção de correlações para as áreas efetivas de escoamento e de força de válvulas de sucção de compressores de refrigeração doméstica: uma vez que diferentes geometrias do sistema de sucção serão avaliadas no procedimento de otimização, correlações apropriadas para as áreas efetivas de escoamento e de força são obtidas via simulação numérica do escoamento em diferentes geometrias do sistema de sucção.
- iii. Otimização paramétrica do sistema de sucção de um compressor de refrigeração doméstica: a otimização paramétrica objetiva a maximização das eficiências isentrópica e volumétrica do ciclo de compressão, garantindo a confiabilidade estrutural da válvula.

### 3. MODELAGEM TERMODINÂMICA DO COMPRESSOR

A avaliação de parâmetros relacionados ao desempenho do compressor representa uma das principais etapas do procedimento de otimização do sistema de sucção. Nesse sentido, modelos matemáticos permitem a previsão satisfatória do desempenho do compressor com um custo computacional relativamente reduzido.

Baseado no modelo proposto por Ussyk (1984), a simulação do ciclo de compressão é realizada através da solução de um conjunto de equações que descrevem as propriedades do gás na câmara de compressão e nos filtros de sucção e de descarga, bem como a dinâmica das válvulas de sucção e de descarga. A estrutura do modelo utilizado é apresentada na Figura 3.1, sendo as equações representadas por retângulos com contornos contínuos e os dados auxiliares indicados por retângulos com contornos tracejados. As relações de dependência são identificadas através das linhas e setas.

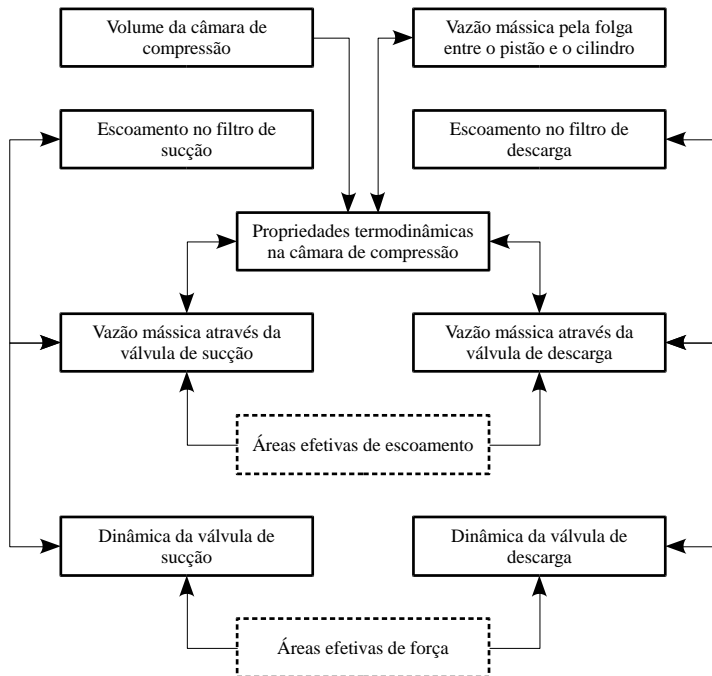


Figura 3.1 – Estrutura do modelo para simulação do ciclo de compressão

Nas seções que se seguem são apresentados a modelagem matemática (seção 3.1), o procedimento de solução (seção 3.2), os detalhes relacionados à calibração de parâmetros do modelo (seção 3.3) e o sumário do capítulo (seção 3.4).

### 3.1. MODELAGEM MATEMÁTICA

#### 3.1.1. Propriedades termodinâmicas na câmara de compressão

As propriedades termodinâmicas do gás na câmara de compressão são determinadas a partir da solução das equações de conservação de massa e de energia em conjunto com uma equação de estado.

O volume instantâneo da câmara de compressão,  $V_i$ , é descrito em termos das dimensões do mecanismo de compressão e do ângulo de giro do eixo,  $\theta$ . Assim, com base no esquema apresentado na Figura 3.2, a seguinte relação é válida:

$$V_i(\theta) = \frac{\pi D_{\text{cyl}}^2}{4} y(\theta) + V_c \quad (3.1)$$

sendo  $D_{\text{cyl}}$  o diâmetro do cilindro,  $V_c$  o volume morto e  $y(\theta)$  a posição do pistão.

A posição do pistão é definida a partir da seguinte equação:

$$y(\theta) = L_{\text{TDC}} + L_{\text{crank}} \cos \theta - \sqrt{L_{\text{rod}}^2 - (L_{\text{crank}} \sin \theta - d_{\text{mec}})^2} \quad (3.2)$$

sendo:

- $d_{\text{mec}}$  : desalinhamento entre os eixos do mecanismo e do cilindro
- $L_{\text{crank}}$  : comprimento da manivela
- $L_{\text{rod}}$  : comprimento da biela
- $L_{\text{TDC}}$  : distância entre o eixo do pistão e o eixo do mecanismo quando o pistão atinge o seu ponto morto superior (PMS)

O ângulo de giro de eixo,  $\theta$ , pode ser expresso em função da frequência de operação do compressor em rotações por minuto,  $N$ :

$$\theta(t) = \frac{N}{30} \pi t \quad (3.3)$$

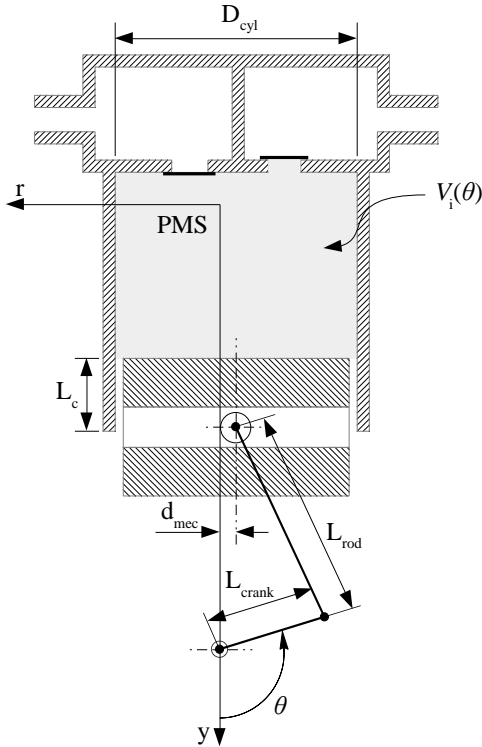


Figura 3.2 – Parâmetros relacionados ao cálculo do volume instantâneo da câmara de compressão

Assumindo propriedades uniformes para o gás no interior da câmara de compressão e adotando o volume de controle delimitado pela parede do cilindro, pela placa de válvulas e pelo topo do pistão (Figura 3.3), a equação de conservação da massa é expressa como:

$$\frac{dm_i}{dt} = \dot{m}_{\text{suc}} - \dot{m}_{\text{dis}} - \dot{m}_{\text{leak}} - \dot{m}_{\text{rsuc}} + \dot{m}_{\text{rdis}} \quad (3.4)$$

sendo:

- $\dot{m}_{\text{dis}}$  : vazão mássica de fluxo através da válvula de descarga  
 $m_i$  : massa de gás na câmara de compressão  
 $\dot{m}_{\text{leak}}$  : vazão mássica através da folga entre o pistão e o cilindro  
 $\dot{m}_{\text{rdis}}$  : vazão mássica de refluxo através da válvula de descarga  
 $\dot{m}_{\text{rsuc}}$  : vazão mássica de refluxo através da válvula de sucção  
 $\dot{m}_{\text{suc}}$  : vazão mássica de fluxo através da válvula de sucção

A massa instantânea de gás na câmara de compressão,  $m_i$ , pode ser obtida a partir da integração da equação (3.4) em relação ao tempo. Assim, a densidade do gás na câmara de compressão,  $\rho_i$ , é dada pela seguinte equação:

$$\rho_i = m_i/V_i \quad (3.5)$$

Aplicando a equação da conservação de energia na câmara de compressão, a seguinte equação pode ser obtida para a determinação da temperatura do gás na câmara de compressão,  $T_i$ :

$$\frac{dT_i}{dt} = A - BT_i \quad (3.6)$$

em que:

$$A = \frac{1}{m_i c_{vi}} [H_{cc} A_{cc} T_{cyl} + \dot{m}_{\text{suc}}(h_{\text{suc}} - h_i) + \dot{m}_{\text{dis}}(h_{\text{dis}} - h_i)] \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned}
 B = & \frac{1}{m_i c_{vi}} (H_{cc} A_{cc}) + \frac{1}{m_i c_{vi}} \left( \left. \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right|_v \frac{dV_i}{dt} \right) \\
 & - \frac{1}{m_i c_{vi}} \left[ \left. \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right|_v v_i (\dot{m}_{\text{suc}} - \dot{m}_{\text{dis}} - \dot{m}_{\text{leak}} \right. \\
 & \left. - \dot{m}_{\text{rsuc}} + \dot{m}_{\text{rdis}}) \right] \quad (3.8)
 \end{aligned}$$

e:

- $A_{cc}$  : área de transferência de calor entre o gás e as paredes da câmara de compressão  
 $c_{vi}$  : calor específico a volume constante do gás na câmara de compressão  
 $H_{cc}$  : coeficiente de transferência convectiva de calor nas paredes da câmara de compressão  
 $h_{dis}$  : entalpia específica do gás na câmara de descarga  
 $h_i$  : entalpia específica do gás na câmara de compressão  
 $h_{suc}$  : entalpia específica do gás na câmara de sucção  
 $p_i$  : pressão do gás na câmara de compressão  
 $T_{cyl}$  : temperatura das paredes da câmara de compressão  
 $v_i$  : volume específico do gás na câmara de compressão

As propriedades do gás são então determinadas a partir da solução das equações (3.1) a (3.8) em conjunto com uma equação de estado para gás real. Contudo, para que a solução do conjunto de equações apresentado seja possível, equações auxiliares para a determinação de vazões mássicas através das fronteiras do volume de controle devem ainda ser obtidas.

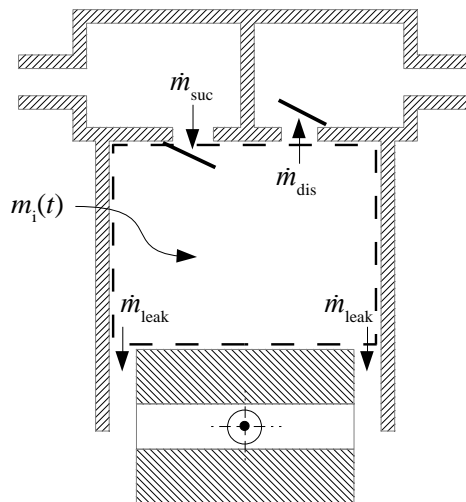


Figura 3.3 – Volume de controle utilizado no cálculo das propriedades termodinâmicas do gás na câmara de compressão

### 3.1.2. Vazão mássica pela folga entre o pistão e o cilindro

Com referência à Figura 3.4, a vazão mássica pela folga entre o pistão e o cilindro,  $\dot{m}_{\text{leak}}$ , é avaliada a partir da seguinte equação:

$$\dot{m}_{\text{leak}} = \bar{V}_{\text{leak}} \rho_i \pi \left( \frac{D_{\text{cyl}}^2 - D_{\text{pis}}^2}{4} \right) \quad (3.9)$$

onde  $D_{\text{pis}}$  é o diâmetro do pistão e  $\bar{V}_{\text{leak}}$  é a velocidade média do gás através da folga entre o pistão e o cilindro.

Conforme proposto por Lilie e Ferreira (1984),  $\bar{V}_{\text{leak}}$  pode ser calculada a partir da integração do perfil de velocidade na folga,  $V_{\text{leak}}$ . Admitindo as hipóteses de escoamento de fluido newtoniano em regime laminar e plenamente desenvolvido, a seguinte equação é obtida:

$$\bar{V}_{\text{leak}} = V_{\text{pis}} \left[ \frac{1 - K^2 + 2K^2 \ln K}{2 \ln K (1 - K^2)} \right] + \left[ \frac{(p_i - p_{\text{suc}}) R_{\text{cyl}}^2}{8 \mu L_c} \right] \left[ \frac{1 - K^4}{1 - K^2} + \frac{1 - K^2}{\ln K} \right] \quad (3.10)$$

sendo:

- $K$  : razão entre os raios do pistão ( $R_p$ ) e do cilindro ( $R_{\text{cil}}$ )
- $L_c$  : comprimento de contato entre o pistão e a parede do cilindro
- $p_{\text{suc}}$  : pressão do gás no interior da carcaça do compressor
- $V_{\text{pis}}$  : velocidade do pistão
- $\mu$  : viscosidade dinâmica do gás

O comprimento de contato entre o pistão e a parede do cilindro,  $L_c$ , é definido da seguinte forma:

$$L_c = L_{\text{min}} + L_{\text{crank}}(1 - \cos \theta) \quad (3.11)$$

em que  $L_{\text{min}}$  representa o comprimento mínimo de contato.



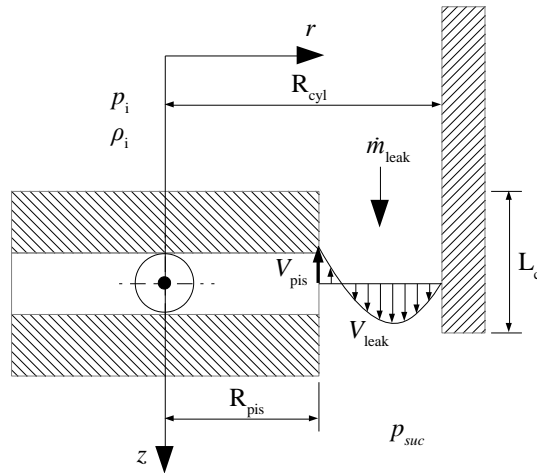


Figura 3.4 – Parâmetros relacionados ao cálculo da vazão mássica pela folga entre o pistão e o cilindro

### 3.1.3. Vazão mássica através das válvulas

A vazão mássica através das válvulas é avaliada com base em um escoamento isentrópico em um bocal convergente (Figura 3.5), corrigida pela introdução do conceito da área efetiva de escoamento,  $A_{ee}$ . Portanto, assumindo a condição de estagnação a montante do escoamento, obtém-se a seguinte equação:

$$\dot{m} = A_{ee} p_{up} \sqrt{\frac{2k}{RT_{up}(k-1)}} \sqrt{\Pi^{\frac{2}{k}} - \Pi^{\frac{k+1}{k}}} \quad (3.12)$$

em que:

- $k$  : razão entre os calores específicos a pressão e a volume constante ( $c_p/c_v$ )
- $p_{up}$  : pressão a montante do escoamento
- $R$  : constante do gás
- $T_{up}$  : temperatura a montante do escoamento
- $\Pi$  : razão de pressão

Sob condições de escoamento subsônico,  $\Pi$  corresponde à razão entre as pressões a jusante,  $p_{\text{down}}$ , e a montante,  $p_{\text{up}}$ , do escoamento:

$$\Pi = p_{\text{down}}/p_{\text{up}} \quad (3.13)$$

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

$$\frac{p_{\text{down}}}{p_{\text{up}}} \leq \frac{2^{\frac{k}{k-1}}}{k+1} \quad (3.14)$$

e, assim, a seguinte expressão é adotada para  $\Pi$ :

$$\Pi = \frac{2^{\frac{k}{k-1}}}{k+1} \quad (3.15)$$

A área efetiva de escoamento,  $A_{\text{ee}}$ , relaciona-se à área do orifício da válvula,  $A_o$ :

$$A_{\text{ee}} = C_{\text{aee}}A_o \quad (3.16)$$

onde  $C_{\text{aee}}$  representa o coeficiente de área efetiva de escoamento, podendo ser interpretado como um fator de correção da área disponível para o escoamento devido a irreversibilidades.

Além disso, conforme indicado na Tabela 3.1, a equação (3.12) é adotada na avaliação da vazão de massa na válvula tanto na condição de fluxo quanto na condição de refluxo.

Tabela 3.1 – Parâmetros para o cálculo da vazão mássica através da válvula

Válvula	Condição		$p_{\text{up}}$	$p_{\text{down}}$	$T_{\text{up}}$
Sucção	Fluxo	$p_{\text{suc}} \geq p_i$	$p_{\text{suc}}$	$p_i$	$T_{\text{suc}}$
	Refluxo	$p_i \geq p_{\text{suc}}$	$p_i$	$p_{\text{suc}}$	$T_i$
Descarga	Fluxo	$p_i \geq p_{\text{dis}}$	$p_i$	$p_{\text{dis}}$	$T_i$
	Refluxo	$p_{\text{dis}} \geq p_i$	$p_{\text{dis}}$	$p_i$	$T_{\text{dis}}$

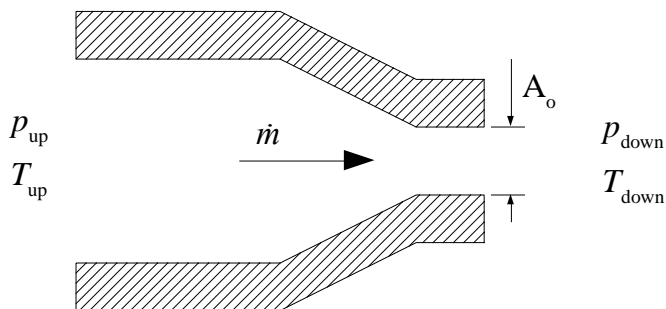


Figura 3.5 – Modelagem do escoamento através das válvulas

### 3.1.4. Dinâmica da válvula de descarga

Por questões de simplicidade, baixo custo computacional e acurácia satisfatória, a dinâmica da válvula de descarga é descrita por um modelo do tipo massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade (Figura 3.6).

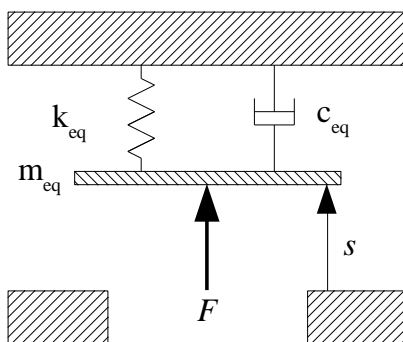


Figura 3.6 – Sistema do tipo massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade

Assumindo a válvula como um corpo rígido que se desloca paralelamente em relação ao seu assento, a aplicação da segunda Lei de Newton resulta na seguinte equação diferencial ordinária de segunda ordem:

$$F - k_{eq}s - c_{eq} \frac{ds}{dt} = m_{eq} \frac{d^2s}{dt^2} \quad (3.17)$$

em que:

- $c_{eq}$  : coeficiente de amortecimento equivalente da válvula
- $F$  : força resultante sobre a válvula
- $k_{eq}$  : rigidez equivalente da válvula
- $m_{eq}$  : massa equivalente da válvula
- $s$  : deslocamento da válvula em relação ao assento

A força resultante sobre a válvula,  $F$ , pode ainda ser decomposta em três componentes principais:

$$F = F_{gas} + F_{stic} + F_{stress} \quad (3.18)$$

sendo  $F_{gas}$  a força devido ao carregamento de pressão sobre a válvula,  $F_{stic}$  a força de adesão e  $F_{stress}$  a força devido à pré-tensão da válvula.

A força de pré-tensão,  $F_{stress}$ , resulta das deformações sofridas pela válvula durante o procedimento de montagem, sendo de difícil quantificação e negligenciada neste trabalho. A força de adesão,  $F_{stic}$ , surge em função da existência de um filme de óleo entre a válvula e o seu assento, o qual impõe uma resistência à abertura da válvula. A força devido ao carregamento de pressão sobre a válvula,  $F_{gas}$ , é avaliada através do conceito de área efetiva de força,  $A_{ef}$ , e da diferença entre as pressões a montante e a jusante da válvula,  $\Delta p$ , ou seja:

$$F_{gas} = A_{ef} \Delta p \quad (3.19)$$

Nesse sentido, a relação entre a área efetiva de força,  $A_{ef}$ , e a área do orifício da válvula se dá a partir da seguinte equação:

$$A_{ef} = C_{aef} A_o \quad (3.20)$$

onde  $C_{aef}$  representa o coeficiente de área efetiva de força.

A solução da equação (3.17) requer duas condições iniciais do movimento da válvula, neste trabalho representadas pela condição de repouso quando a mesma se encontra fechada:

$$s(0) = 0 \quad (3.21)$$

$$\frac{ds}{dt}(0) = 0 \quad (3.22)$$

No caso da válvula de descarga, geralmente se adota um batente para limitar a amplitude de sua abertura, impondo a seguinte restrição:

$$0 \leq s \leq h_{\text{lim}} \quad (3.23)$$

em que  $h_{\text{lim}}$  corresponde à altura do batente.

### 3.1.5. Dinâmica da válvula de sucção

A determinação do campo de tensões de flexão na válvula é necessária no procedimento de otimização do sistema de sucção. Por este motivo, conforme proposto por Silva (2012), empregou-se o modelo de viga de Euler-Bernoulli para a previsão da dinâmica da válvula de sucção.

Representando a válvula como uma viga engastada sujeita a um carregamento (Figura 3.7), obtém-se a seguinte equação diferencial parcial de quarta ordem:

$$-\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left( EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \right) + w(x) = \rho_b A_b \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} \quad (3.24)$$

em que:

- $A_b$  : área da seção transversal da viga
- $E$  : módulo de elasticidade da viga
- $I$  : momento de inércia da seção transversal da viga
- $w(x)$  : carregamento distribuído
- $u_y$  : deslocamento transversal da viga
- $\rho_b$  : massa específica da viga

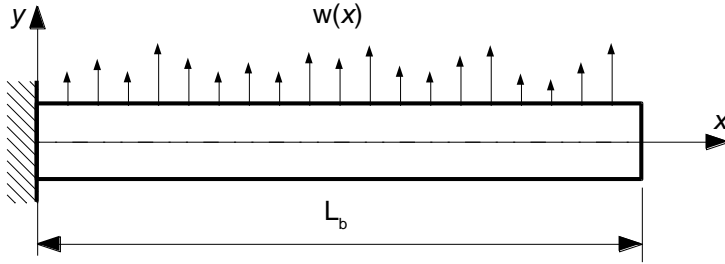


Figura 3.7 – Representação da válvula como uma viga engastada

A solução da equação (3.24) necessita de quatro condições de contorno e duas condições iniciais. As condições de contorno são definidas com a hipótese de que a posição e a rotação da linha neutra da viga são nulas no engaste:

$$u_y(0, t) = 0 \quad (3.25)$$

$$\frac{\partial u_y}{\partial x}(0, t) = 0 \quad (3.26)$$

Considerando que não há transmissão de força e de momento na extremidade livre:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \right) (L_b, t) = 0 \quad (3.27)$$

$$\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} (L_b, t) = 0 \quad (3.28)$$

sendo  $L_b$  o comprimento da viga.

Assumindo um estado inicial de repouso da válvula sobre o assento, obtêm-se as seguintes condições iniciais:

$$u_y(x, 0) = 0 \quad (3.29)$$

$$\frac{\partial u_y}{\partial t}(x, 0) = 0 \quad (3.30)$$

Sendo o movimento da válvula restringido pelo seu assento, a seguinte condição deve também ser satisfeita:

$$u_y \geq u_y^* \quad (3.31)$$

sendo  $u_y^*$  a posição do assento.

Finalmente, as forças de adesão,  $F_{stic}$ , e do carregamento de pressão,  $F_{gas}$ , sobre a válvula de sucção são tratadas como forças pontuais, aplicadas no elemento localizado sobre a linha de centro do orifício da válvula.

### 3.1.6. Escoamento nos filtros de sucção e descarga

Conforme o modelo proposto por Deschamps *et al.* (2002), a solução do escoamento nos filtros de sucção e de descarga é realizada a partir das equações de conservação da massa, da quantidade de movimento linear e da energia, com as hipóteses de escoamento compressível e unidimensional:

$$\frac{\partial m}{\partial t} + \dot{m}_o - \dot{m}_i = 0 \quad (3.32)$$

$$\frac{\partial m\bar{V}}{\partial t} + [\dot{m}\bar{V}]_o - [\dot{m}\bar{V}]_i = (p_i - p_o)A_s - \tau_w A_l \quad (3.33)$$

$$\dot{Q} = \frac{\partial m \left( h + \frac{\bar{V}^2}{2} \right)}{\partial t} + \left[ \dot{m} \left( h + \frac{\bar{V}^2}{2} \right) \right]_o - \left[ \dot{m} \left( h + \frac{\bar{V}^2}{2} \right) \right]_i \quad (3.34)$$

$$- \bar{V} \frac{\partial p}{\partial t}$$

sendo os subscritos “i” e “o” correspondentes à avaliação das quantidades na entrada e na saída do volume de controle e:

- $A_l$  : área lateral do volume de controle  
 $A_s$  : área transversal do volume de controle  
 $h$  : entalpia específica do gás  
 $m$  : massa do gás  
 $\dot{m}$  : vazão mássica do gás  
 $p$  : pressão do gás  
 $\dot{Q}$  : taxa de transferência de calor pela parede  
 $\bar{V}$  : velocidade média do gás  
 $\Psi$  : volume do volume de controle  
 $\tau_w$  : tensão de cisalhamento na parede

O efeito da parede do filtro sobre o escoamento é incluído no modelo a partir de estimativas para a força de atrito viscoso e para a transferência de calor entre o gás e a parede. As perdas de carga em contrações e expansões bruscas do escoamento na junção de câmaras e tubos são também incluídas no modelo. Uma equação de estado para o gás completa o sistema de equações para a solução do escoamento.

### 3.2. PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO

O modelo matemático do compressor é caracterizado pelo acoplamento de equações representativas de diferentes fenômenos do ciclo de compressão. Portanto, métodos numéricos distintos são adotados para a solução dessas equações.

O método explícito de Euler é empregado para a solução das equações relacionadas às propriedades termodinâmicas do gás, das vazões mássicas e da dinâmica da válvula de descarga. Para a solução da dinâmica da válvula de sucção, o método de elementos finitos e o método de diferenças centrais são utilizados para a discretização espacial e temporal, respectivamente.

O método de volumes finitos é adotado na solução do escoamento nos filtros. A avaliação dos termos de transporte nas interfaces dos volumes é realizada com o esquema de interpolação WUDS (*Weighted Upstream Differencing Scheme*), enquanto um esquema implícito é adotado para a solução dos transientes no escoamento. A solução do sistema de equações é realizada de forma segregada com o algoritmo TDMA, empregando o algoritmo SIMPLEC para garantir o acoplamento entre os campos de pressão e velocidade durante o procedimento iterativo.



### 3.3. CALIBRAÇÃO DO MODELO DE SIMULAÇÃO

A simulação do ciclo de compressão requer a prescrição de um conjunto de parâmetros de entrada referentes ao compressor. Devido a dificuldades de medição, alguns desses parâmetros são definidos de forma indireta através de um procedimento de calibração do modelo de simulação. O objetivo é ajustar os parâmetros a fim de minimizar os desvios entre os resultados numéricos e as medições no compressor.

Tendo em vista a complexa interação entre os diferentes fenômenos do ciclo de compressão e buscando a redução do tempo consumido neste tipo de atividade, torna-se conveniente abordar o procedimento de calibração como um problema de otimização. Assim, os parâmetros a serem ajustados tornam-se as variáveis de projeto e os desvios entre os resultados numéricos e experimentais tornam-se as funções objetivo a serem minimizadas. Nesse sentido, os seguintes parâmetros foram definidos como variáveis de projeto: volume morto,  $V_C$ , força de adesão na válvula de sucção,  $F_{stic}$ , e coeficientes de amortecimento,  $\alpha$  e  $\beta$ , do modelo da dinâmica da válvula de sucção.

O volume morto,  $V_C$ , representa o volume residual da câmara de compressão no instante em que o pistão se encontra no seu ponto morto superior. Esse volume é necessário para garantir que não haja impacto entre o pistão e a placa de válvulas, mas é de difícil mensuração.

Por outro lado, a magnitude da força de adesão,  $F_{stic}$ , resulta da combinação da tensão interfacial, dos efeitos de capilaridade e da deformação do filme de óleo, sendo assim relacionados ao óleo lubrificante utilizado, à geometria da válvula e do seu assento e à condição de operação de compressor. Neste trabalho, decidiu-se por uma abordagem simplificada para a força de adesão, arbitrando uma magnitude que atua no sentido contrário ao movimento de abertura da válvula. Essa força é mantida até o instante em que a magnitude da força exercida pelo gás,  $F_{gas}$ , é suficientemente elevada para iniciar a abertura da válvula.

Como resultado da aplicação do método dos elementos finitos para a previsão da dinâmica da válvula de sucção, emprega-se o amortecimento proporcional, ou amortecimento de Rayleigh, para a modelagem dos fenômenos dissipativos na estrutura, sendo necessário o ajuste dos coeficientes de amortecimento,  $\alpha$  e  $\beta$ , para o cálculo da matriz de amortecimento.

Com base em medições no compressor, definem-se como funções objetivo os desvios correspondentes à potência indicada,  $\Delta\dot{W}$ , à vazão

mássica de fluido refrigerante,  $\Delta\dot{m}$ , e à dinâmica da válvula de sucção,  $\Delta d$ .

Assim, conforme a metodologia que será descrita no capítulo 5, este problema de otimização é expresso da seguinte forma:

$$\begin{array}{ll}
 \text{Minimizar} & f_1(\mathbf{x}) = \Delta\dot{W} \\
 \text{Minimizar} & f_2(\mathbf{x}) = \Delta\dot{m} \\
 \text{Minimizar} & f_3(\mathbf{x}) = \Delta d \\
 \\ 
 \text{sujeitas a} & \left. \begin{array}{l} V_c^l \leq V_c \leq V_c^u \\ F_{stic}^l \leq F_{stic} \leq F_{stic}^u \\ \alpha^l \leq \alpha \leq \alpha^u \\ \beta^l \leq \beta \leq \beta^u \end{array} \right\} \quad (3.35)
 \end{array}$$

sendo  $f_i$  a  $i$ -ésima função objetivo e os sobrescritos “l” e “u” correspondentes aos limites inferior e superior de cada variável, respectivamente.

Neste problema, a solução  $\mathbf{x}$  apresenta o seguinte formato:

$$\mathbf{x} = (V_c, F_{stic}, \alpha, \beta)^T \quad (3.36)$$

e a população de soluções é expressa na forma matricial:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}^1 \\ \mathbf{x}^2 \\ \vdots \\ \mathbf{x}^{P_s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_c^1 & F_{stic}^1 & \alpha^1 & \beta^1 \\ V_c^2 & F_{stic}^2 & \alpha^2 & \beta^2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ V_c^{P_s} & F_{stic}^{P_s} & \alpha^{P_s} & \beta^{P_s} \end{bmatrix} \quad (3.37)$$

em que  $P_s$  representa o tamanho da população.

Os desvios correspondentes à potência indicada,  $\Delta\dot{W}$ , e à vazão mássica de fluido refrigerante,  $\Delta\dot{m}$ , são definidos da seguinte forma:

$$\Delta\dot{W} = |\dot{W}_{num} - \dot{W}_{exp}| \quad (3.38)$$

$$\Delta\dot{m} = |\dot{m}_{num} - \dot{m}_{exp}| \quad (3.39)$$

onde os subscritos “num” e “exp” representam os resultados numérico e experimental, respectivamente.

A dinâmica da válvula de sucção é representada por  $n_p$  pontos para relacionar a abertura da válvula,  $s_i$ , ao ângulo de manivela instantâneo,  $\theta_i$ . Assim, o desvio referente à dinâmica da válvula de sucção,  $\Delta d$ , é definido como:

$$\Delta d = \frac{\sum_{i=1}^{n_p-1} |(s_{i,num} - s_{i,exp})(\theta_{i+1} - \theta_i)|}{\sum_{i=1}^{n_p-1} |s_{i,exp}(\theta_{i+1} - \theta_i)|} \quad (3.40)$$

O algoritmo NSGA-II, a ser apresentado no Capítulo 5, foi adotado para a realização do procedimento de otimização, devendo ser mencionado que o número de gerações,  $N_g$ , foi adotado como critério de parada.

### 3.4. SUMÁRIO

Um modelo matemático para a simulação do ciclo de compressão é adotado para avaliar as propriedades do gás na câmara de compressão e nos filtros de sucção e de descarga, bem como a dinâmica das válvulas de sucção e descarga. A partir das propriedades do gás, parâmetros de desempenho do compressor são também obtidos. Além disso, a modelagem da dinâmica da válvula de sucção via método de elementos finitos possibilita a determinação do campo de tensões de flexão durante o processo de sucção.

Devido a dificuldades de medição, há a necessidade de um procedimento de calibração de parâmetros do modelo de simulação do compressor. A fim de reduzir o tempo consumido nessa atividade, a calibração é abordada como um problema de otimização em que se busca a minimização dos desvios entre os resultados numéricos e experimentais.

## 4. COEFICIENTES DE ÁREAS EFETIVAS

A simulação do ciclo de compressão é realizada a partir da aplicação de diferentes modelos matemáticos. Conforme descrito no Capítulo 3, os modelos para a previsão da vazão de massa através do orifício de passagem e da dinâmica da válvula fazem uso dos coeficientes de áreas efetivas. Para que o modelo do compressor seja capaz de avaliar configurações distintas do sistema de sucção, correlações apropriadas para os coeficientes de áreas efetivas devem ser obtidas. Nesse sentido, um modelo foi desenvolvido para a solução numérica do escoamento no sistema de sucção, permitindo avaliar o efeito da geometria do sistema de sucção sobre os coeficientes de áreas efetivas.

Inicialmente, o domínio de solução adotado e a respectiva parametrização geométrica são apresentados na seção 4.1. Em seguida, a modelagem matemática do problema é apresentada na seção 4.2. Detalhes relacionados ao procedimento de solução são apresentados na seção 4.3, enquanto que a seção 4.4 traz um sumário do capítulo.

### 4.1. DOMÍNIO DE SOLUÇÃO

Os coeficientes de áreas efetivas estão diretamente relacionados ao escoamento a montante e a jusante da válvula, sendo afetados pela geometria do sistema de sucção e pela condição de operação do compressor. Objetivando a análise do processo de sucção, adotou-se o domínio de solução apresentado na Figura 4.1. A geometria da câmara de sucção corresponde à região final do filtro de sucção e a geometria da câmara de compressão é definida pelo posicionamento do pistão no seu ponto morto inferior.

Uma vez que se deseja analisar múltiplas configurações do sistema de sucção, empregou-se uma estratégia de parametrização geométrica. Nesse sentido, decidiu-se pela avaliação do efeito da abertura da válvula, do formato do orifício e da altura e espessura do assento da válvula. A parametrização utilizada é ilustrada na Figura 4.2, sendo  $h_s$  a altura do assento,  $s$  a abertura da válvula,  $w_p$  a largura do orifício,  $w_s$  a espessura do assento,  $w_v$  a largura da válvula e  $\theta_v$  ângulo de inclinação da válvula.

Como resultado da estratégia de parametrização utilizada, introduziu-se uma relação de dependência dos perfis do assento, do rebaixo da placa de válvulas e da válvula em relação ao perfil do orifício. Este aspecto motivou o desenvolvimento de um procedimento para a geração das geometrias a serem avaliadas, o qual é descrito a seguir.

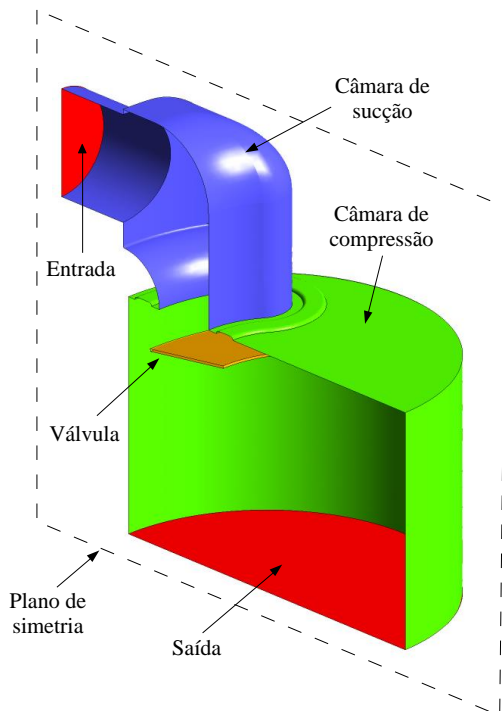


Figura 4.1 – Domínio de solução

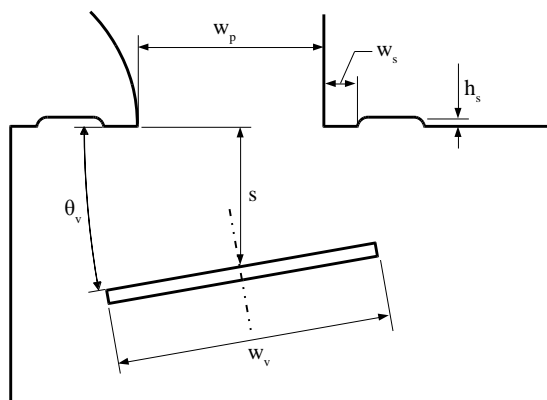


Figura 4.2 – Parametrização geométrica do domínio de solução

A primeira etapa do procedimento consiste na geração do perfil do orifício da válvula (Figura 4.3). Conforme mostrado na Figura 4.3a, a área parcial do orifício,  $A_p$ , é dividida em duas subáreas,  $A_1$  e  $A_2$ :

$$A_1 = \frac{\pi}{8} (R_e - R_i)^2 \quad (4.1)$$

$$A_2 = \frac{\theta_o}{2} (R_e^2 - R_i^2) \quad (4.2)$$

Assim:

$$A_1 + A_2 = A_p \quad (4.3)$$

$$w_p = R_e - R_i \quad (4.4)$$

sendo  $R_i$  e  $R_e$  os raios dos arcos interno e externo empregados na geração do perfil do orifício, respectivamente.

A partir da relação geométrica apresentada na Figura 4.3b:

$$R_e = R_{cyl} + d_s + d_1 \quad (4.5)$$

em que  $R_{cyl}$  representa o raio do cilindro,  $d_s$  é a excentricidade entre o eixo do cilindro e o eixo de origem dos arcos empregados na geração do perfil do orifício e  $d_1$  é a máxima distância entre o arco externo do perfil do orifício e a parede do cilindro.

Além disso, dada a relação trigonométrica apresentada na Figura 4.3c, a seguinte equação é válida:

$$R_{cyl}^2 = d_s^2 + (R_e + d_2)^2 - 2d_s(R_e + d_2) \cos \theta_o \quad (4.6)$$

sendo  $d_2$  a mínima distância entre o arco externo do perfil do orifício e a parede do cilindro. Logo, mantendo fixos  $A_p$ ,  $d_1$  e  $d_2$  e fornecendo  $w_p$ , as equações (4.1) a (4.6) compõem um sistema de seis equações e seis incógnitas, cuja solução possibilita a definição do perfil do orifício.

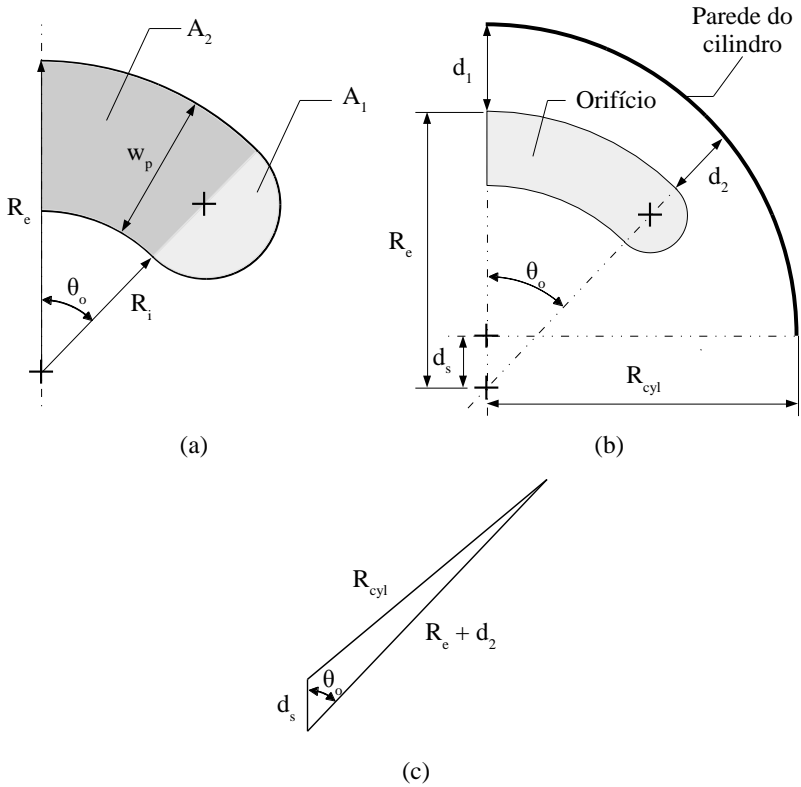


Figura 4.3 – Relações geométricas adotadas na geração do perfil do orifício

O passo seguinte corresponde à obtenção dos perfis da válvula, do assento e do rebaixo da placa de válvulas, os quais são definidos a partir de relações geométricas com o perfil do orifício, conforme ilustrado na Figura 4.4. Neste caso, ressalta-se que as dimensões  $d_3$  e  $d_4$  são mantidas constantes em todas as análises.

Por fim, conforme ilustrado na Figura 4.5, conhecidas a distância entre o engaste e o centro da geometria simplificada da válvula,  $l_{ref}$ , e a abertura da válvula,  $s$ , o ângulo de inclinação da palheta em relação ao assento,  $\theta_v$ , é dado por:

$$\theta_v = \text{asen}\left(\frac{s}{l_{ref}}\right) \tag{4.7}$$

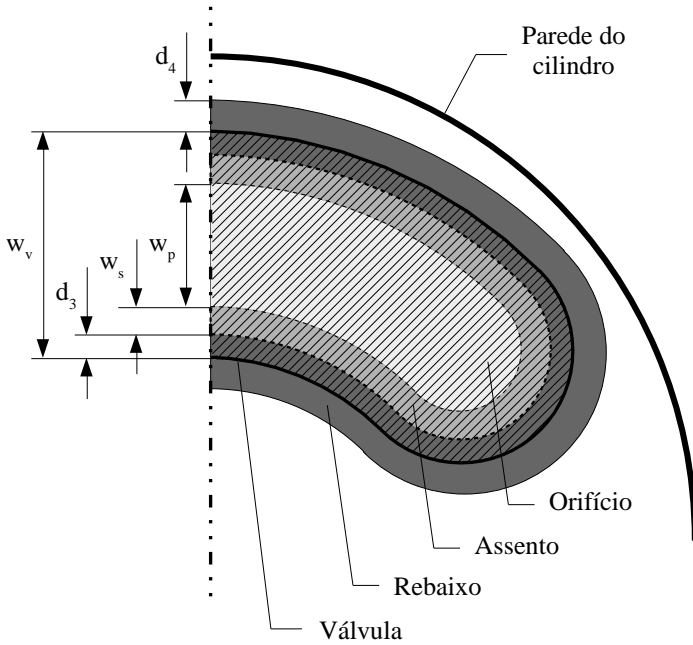


Figura 4.4 – Dimensões relacionadas às geometrias da válvula, do assento e do rebaixo da placa de válvulas

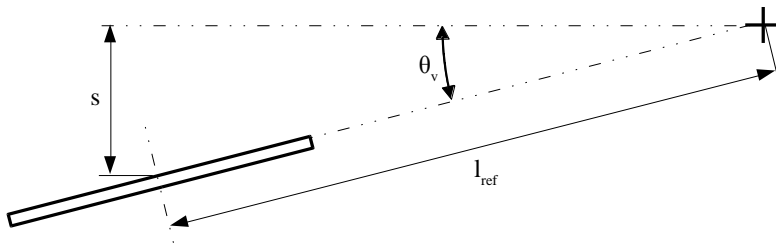


Figura 4.5 – Relação entre a abertura da válvula e o seu ângulo de inclinação em relação ao assento



## 4.2. MODELOS MATEMÁTICOS

### 4.2.1. Equações governantes

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

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (4.8)$$

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

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + S_{Mi} \quad (4.9)$$

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

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (4.10)$$

sendo  $\mu$  a viscosidade dinâmica. A substituição da equação (4.10) na equação (4.9) dá origem às equações de Navier-Stokes.

Já a equação da conservação de energia é expressa como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i \tau_{ji}) \quad (4.11)$$

sendo  $\lambda$  a condutividade térmica e  $h$  a entalpia de estagnação (ou total) específica, resultante da soma da entalpia estática específica pela energia cinética do escoamento.

Admitindo-se o escoamento compressível, variações na pressão,  $p$ , e na temperatura,  $T$ , do fluido resultam em variações na sua densidade,  $\rho$ , caracterizando o acoplamento entre as equações governantes do problema supracitadas. Nesse sentido, relações termodinâmicas são introduzidas para o fechamento do sistema de equações. Para este propósito, assumindo que o fluido evolui segundo uma sequência de estados de equilíbrio termodinâmico, duas equações de estado são acrescentadas ao sistema de equações.

A primeira relação é a equação de estado para gases reais, seguindo o modelo de Aungier Redlich Kwong (Aungier, 1995):

$$p = \frac{RT}{v - b_g + c_g} - \frac{a_g}{v(v + b_g)} \quad (4.12)$$

onde  $a_g$ ,  $b_g$  e  $c_g$  são parâmetros relacionados ao gás,  $R_u$  é a constante universal dos gases e  $v$  é o volume específico do gás.

A segunda equação de estado descreve o calor específico ideal a pressão constante,  $c_p^0$ , em termos da temperatura do fluido a partir de um polinômio de 4ª ordem:

$$c_p^0 = R \sum_{i=0}^4 A_i T^i \quad (4.13)$$

onde  $A_i$  são coeficientes relacionados ao fluido.

#### 4.2.2. Equações de Reynolds

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

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

do escoamento dá origem às chamadas equações de Reynolds, ou equações *RANS*.

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

$$\varphi = \Phi + \varphi' \quad (4.14)$$

Introduzindo este conceito para as diversas quantidades nas equações (4.8) a (4.11), e admitindo que as amplitudes das flutuações de  $\rho$ ,  $\mu$  e  $\lambda$  são desprezíveis, obtém-se as equações de Reynolds:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (4.15)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) \\ = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) + S_{Mi} \end{aligned} \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j H) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \overline{u'_i h'}) \quad (4.17)$$

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

### 4.2.3. Modelo de turbulência

Com base nos resultados apresentados por Deschamps *et al.* (1996) e Ottitsch e Scarpinato (2000), decidiu-se pela aplicação do modelo de turbulência RNG k- $\epsilon$  (Yakhot e Orzag, 1986) para a análise do problema

em questão. Esse modelo faz uso do conceito de viscosidade turbulenta,  $\mu_t$ , para a modelagem do tensor de Reynolds e do fluxo turbulento de energia térmica, presentes nas equações de Reynolds.

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

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.18)$$

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

$$-\rho \overline{u'_j h'} = k_t \left( \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (4.19)$$

sendo  $k_t$  a condutividade térmica turbulenta.

Introduzindo o número de Prandtl turbulento,  $\sigma_t$ :

$$\sigma_t = \nu_t / \alpha_t \quad (4.20)$$

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

$$\nu_t = \mu_t / \rho \quad (4.21)$$

$$\alpha_t = \frac{k_t}{\rho c_p} \quad (4.22)$$

obtém-se a seguinte equação:

$$-\rho \overline{u_j' h'} = \frac{c_p \mu_t}{\sigma_t} \left( \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (4.23)$$

sendo  $c_p$  o calor específico à pressão constante.

Logo, o fechamento do sistema de equações requer a determinação de  $\sigma_t$  e de  $\mu_t$ . Neste trabalho, assumiu-se  $\sigma_t = 0,9$ . Por outro lado, o modelo RNG  $k$ - $\varepsilon$  foi empregado para a obtenção de  $\mu_t$  a partir de equações de transporte para a energia cinética turbulenta,  $k$ , e para a sua dissipação,  $\varepsilon$ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (4.24)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i \varepsilon) \\ = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \\ - R_\varepsilon \end{aligned} \quad (4.25)$$

sendo:

- $C_{\varepsilon 1}$  e  $C_{\varepsilon 2}$  : constantes relacionadas ao transporte de  $\varepsilon$
- $P_k$  : geração de  $k$  devido à deformação do escoamento médio
- $R_\varepsilon$  : termo relacionado à taxa de deformação do escoamento
- $\sigma_k$  : número de Prandtl relacionado ao transporte de  $k$
- $\sigma_\varepsilon$  : número de Prandtl relacionado ao transporte de  $\varepsilon$

Os termos  $P_k$  e  $R_\varepsilon$  são expressos pelas seguintes equações:

$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (4.26)$$

$$R_\varepsilon = \left[ \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \right] \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.27)$$

em que:

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_\mu \varepsilon}} \quad (4.28)$$

e  $C_\mu$ ,  $\beta$  e  $\eta_0$  são constantes do modelo, cujos valores são 0,085, 0,012 e 4,38, respectivamente.

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

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.29)$$

proporcionando, assim, o fechamento do sistema de equações.

#### 4.2.4. Condições de contorno

As condições de contorno foram prescritas com base em medições realizadas no compressor operando na condição de desempenho, sendo as fronteiras do domínio de solução indicadas na Figura 4.1. Na entrada do domínio, prescreveram-se pressão de 50 kPa, temperatura de 50 °C, intensidade turbulenta de 5% e razão de viscosidade ( $\mu_t/\mu$ ) de 10. Na saída do domínio, adotou-se pressão de 46 kPa. Nas paredes a condição de não deslizamento foi adotada. Na parede da câmara de sucção, prescreveu-se temperatura de 50 °C, enquanto que nas paredes da câmara de compressão e da válvula, adotou-se um valor de 65 °C. Adota-se também a condição de simetria bilateral para o escoamento, com a inserção de um plano de simetria, conforme mostra a Figura 4.1.

### 4.3. PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO

O procedimento de solução foi desenvolvido com o auxílio dos seguintes módulos do código comercial ANSYS® 14.5:

- ANSYS® DesignModeler: concepção da geometria do domínio de solução;
- ANSYS® Meshing: concepção da malha computacional;
- ANSYS® CFX: solução numérica do conjunto de equações.

Dada a configuração do sistema de sucção a ser analisada e empregando-se o método de volumes finitos baseados em elementos, o domínio de solução é inicialmente decomposto em um conjunto finito de elementos, a partir dos quais, usando-se o esquema *Cell Vertex*, formam-se os volumes de controles.

Para cada volume de controle, a integração do conjunto de equações governantes no volume e no tempo permite a obtenção de um sistema de equações algébricas. Deve ser mencionado que na obtenção das equações algébricas, adotou-se uma formulação totalmente implícita para a função de interpolação no tempo. Ainda, nas fronteiras do volume de controle, funções de forma são adotadas na avaliação da pressão e dos termos difusivos, enquanto o esquema *High Resolution* é empregado na avaliação dos termos advectivos.

Tendo em vista a adoção de um arranjo de malha colocalizado, o problema relacionado ao acoplamento pressão-velocidade é solucionado utilizando-se uma estratégia similar à proposta por Rhie e Chow (1982), em que a vazão mássica na fronteira do volume de controle é avaliada por meio de uma função de interpolação para a velocidade na fronteira, obtida em termos do gradiente de pressão local.

Uma vez que as equações algébricas adotam uma formulação transiente e o problema em análise é em regime permanente, o método do falso transiente, ou transiente distorcido, é adotado. Neste método, dados uma condição inicial e um passo de tempo, a solução numérica do escoamento avança no tempo até que o regime permanente seja verificado.

A solução do sistema de equações é realizada de forma acoplada utilizando-se da técnica de fatorização *Incomplete Lower Upper* (ILU) em conjunto com o método *Multigrid* (MG) para a aceleração da convergência da solução. Finalmente, com base na solução numérica do escoamento, as equações (3.12), (3.16), (3.19) e (3.20) são utilizadas no cálculo dos coeficientes de áreas efetivas.

Maiores detalhes a respeito do método numérico empregado no procedimento de solução podem ser encontrados em Versteeg e Malalasekera (1995) e Maliska (2010).

#### **4.3.1. Convergência do procedimento de solução**

A solução do sistema de equações é realizada a partir de um procedimento iterativo, no qual busca-se, a partir de uma sequência de soluções aproximadas, a obtenção da solução do sistema de equações. Tais soluções aproximadas dão origem aos chamados resíduos das

equações, os quais são parâmetros representativos da convergência do procedimento iterativo. Decidiu-se nesse trabalho pela avaliação dos valores RMS dos resíduos normalizados das variáveis de soluções.

Assim, dado o vetor de soluções,  $[\xi]$ , o vetor de resíduos,  $[r]$ , é determinado a partir da seguinte equação:

$$[r] = [b] - [A][\xi] \quad (4.30)$$

sendo  $[A]$  a matriz de coeficientes e  $[b]$  a matriz dos termos independentes do sistema linear. Em seguida, para cada variável de solução,  $\xi$ , o vetor resíduo normalizado é dado pela seguinte equação:

$$[R_\xi] = \frac{[r_\xi]}{a_p \Delta \xi} \quad (4.31)$$

onde  $r_\xi$  é o resíduo no volume de controle,  $a_p$  é o coeficiente representativo do volume de controle e  $\Delta \xi$  é a faixa representativa de  $\xi$  no domínio de solução. Por fim, para cada  $\xi$ , o valor RMS é calculado através da seguinte expressão:

$$RMS_\xi = \sqrt{\frac{\sum_i R_i^2}{n}} \quad (4.32)$$

sendo  $R_i$  o  $i$ -ésimo resíduo normalizado de  $\xi$  e  $n$  o número de volumes de controle. Como critério de convergência, foi estabelecido um valor RMS inferior a  $10^{-4}$  para cada variável de solução.

Além deste critério, a conservação global das propriedades do escoamento foi avaliada a partir de balanços dos seus fluxos nas fronteiras do domínio de solução, definindo-se como satisfatório um desvio inferior a 1%. Finalmente, os valores dos coeficientes das áreas efetivas de escoamento e de força foram monitorados durante o procedimento iterativo para garantir que seus valores não mudavam mais. Para as configurações avaliadas neste trabalho, um número de 200 iterações foi adequado para a convergência do procedimento.



### 4.3.2. Análise de erros de truncamento

Como estratégia para a discretização espacial do domínio de solução, decidiu-se pela utilização de uma malha não estruturada composta por elementos prismáticos junto às fronteiras do tipo parede e elementos tetraédricos no restante do domínio (Figura 4.6). As dimensões dos elementos da malha foram definidas por meio da prescrição das dimensões dos elementos junto às fronteiras do domínio em conjunto com a taxa de crescimento entre elementos adjacentes, impondo-se um maior refino na região entre a válvula e o seu assento.

Adotando-se um modelo de escoamento isotérmico como medida para redução do custo computacional das simulações, a análise de erros de truncamento foi realizada avaliando-se três malhas computacionais com diferentes níveis de refino, sendo o número de volumes de controle e o custo computacional médios apresentados na Tabela 4.1. As análises foram realizadas em um computador com processador Intel i7-950 3,07 GHz e com memória RAM de 12GB. Como critério para a avaliação dos resultados, optou-se pela análise dos coeficientes das áreas efetivas de escoamento e de força sob diferentes aberturas da válvula,  $s$ .

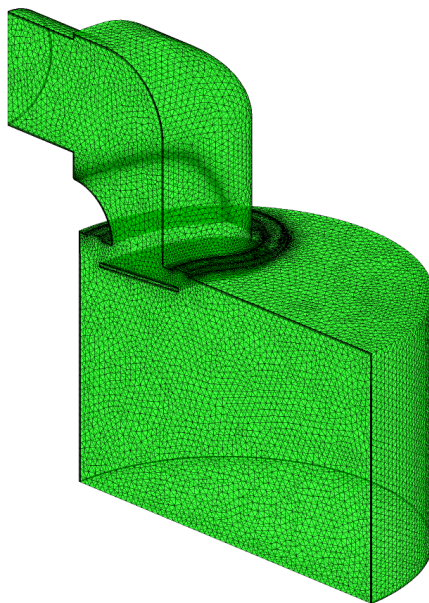


Figura 4.6 – Malha computacional

Tabela 4.1 – Malhas avaliadas na análise de erros de truncamento

Malha	Número de volumes de controle médio	Custo computacional médio
Grosseira	300000	40 min
Intermediária	700000	100 min
Refinada	900000	130 min

Os resultados referentes a  $C_{aee}$  e  $C_{aef}$  são apresentados na Figura 4.7 e na Figura 4.8, nas quais a abertura da válvula é adimensionalizada pelo diâmetro do orifício ( $d = 8,1$  mm). Enquanto o efeito da mudança da malha computacional sobre  $C_{aee}$  não se mostra expressivo, conclui-se que o perfil de  $C_{aef}$  apresenta uma maior dependência em relação à malha computacional adotada. Assim, com base nos resultados e nos custos computacionais apresentados, adotou-se a malha intermediária para as análises deste trabalho.

#### 4.3.3. Análise de efeitos térmicos

A consistência da hipótese de escoamento isotérmico foi avaliada através da realização de uma análise comparativa dos coeficientes das áreas efetivas obtidos admitindo-se as hipóteses de escoamento isotérmico e não isotérmico. Os resultados referentes a  $C_{aee}$  e  $C_{aef}$  são apresentados na Figura 4.9 e na Figura 4.10, constatando-se que a hipótese de escoamento não isotérmico, além de proporcionar um aumento de 25% no tempo de processamento, não introduz uma variação significativa sobre os valores obtidos para os coeficientes das áreas efetivas.

Este resultado pode ser atribuído às temperaturas prescritas na entrada e nas fronteiras do domínio de solução, as quais impõem ao escoamento gradientes de temperaturas mais expressivos apenas na região da câmara de compressão. Nesse caso, devido às altas velocidades exibidas pelo escoamento, os gradientes de temperatura não são suficientemente elevados a ponto de impactarem de modo significativo sobre os campos de velocidade e de pressão do escoamento. Logo, levando-se em consideração o tempo de processamento e os resultados obtidos, decidiu-se pela manutenção do modelo isotérmico nas análises subsequentes.

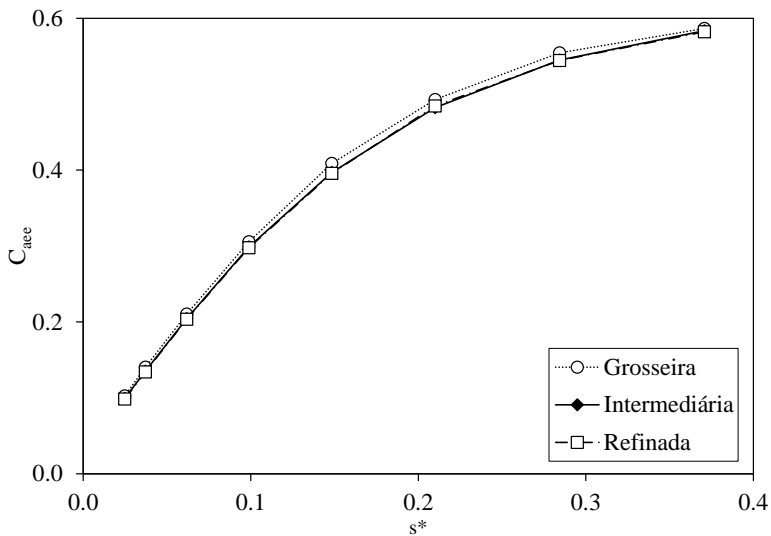


Figura 4.7 – Influência da malha computacional sobre o coeficiente da área efetiva de escoamento

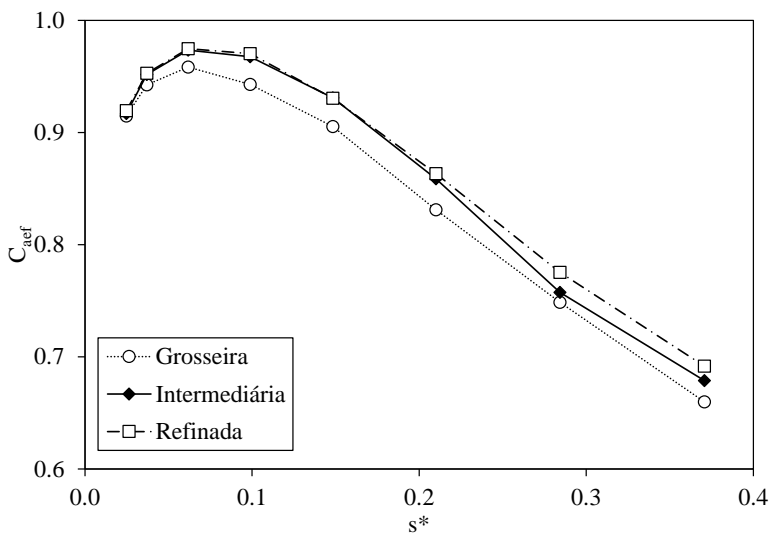


Figura 4.8 – Influência da malha computacional sobre o coeficiente da área efetiva de força

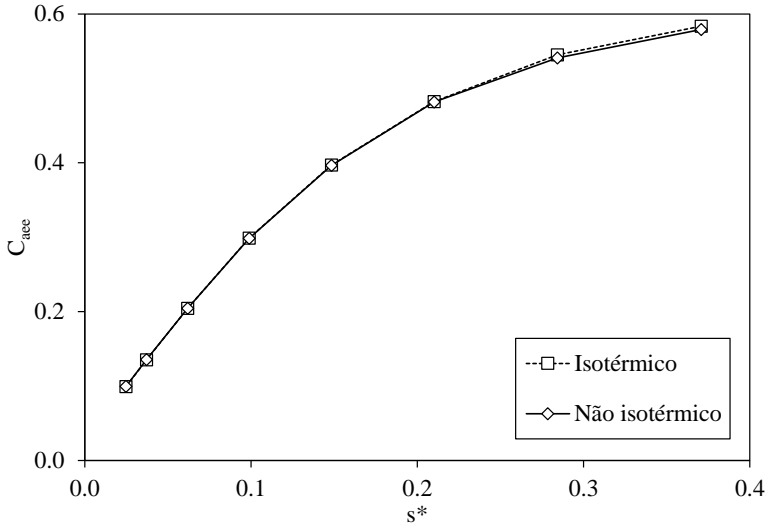


Figura 4.9 – Influência dos efeitos térmicos sobre o coeficiente da área efetiva de escoamento

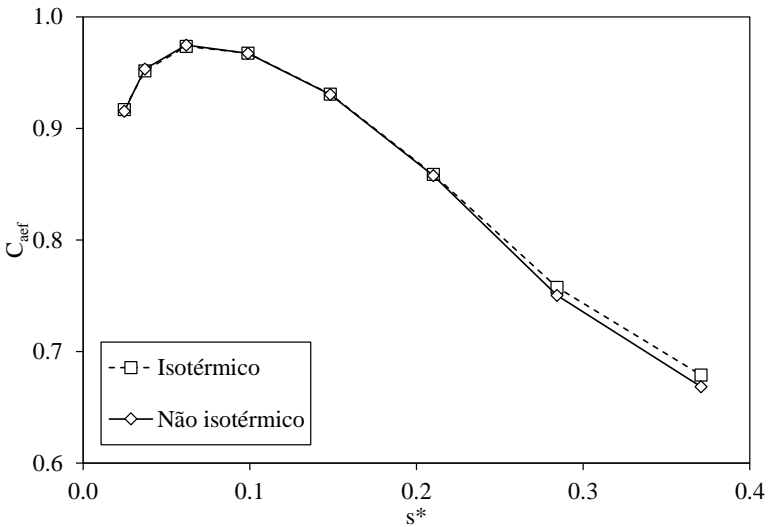


Figura 4.10 – Influência dos efeitos térmicos sobre o coeficiente da área efetiva de força

#### 4.4. SUMÁRIO

Com o auxílio de um código comercial, desenvolveu-se um modelo para a simulação numérica do escoamento através do sistema de sucção de um compressor de refrigeração doméstica. Um estudo de erros de truncamento foi realizado a partir de refinamentos da malha usada na discretização espacial do domínio de solução. Adotou-se a parametrização da geometria do problema de forma a se obterem coeficientes de áreas efetivas de escoamento e força, requeridos no procedimento de otimização do sistema de sucção.

## 5. PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO

Conforme destacado no Capítulo 1, uma parcela significativa das ineficiências termodinâmicas de compressores alternativos de refrigeração doméstica se deve aos processos de sucção e descarga. Além disso, a falha estrutural das válvulas é um fator crítico na confiabilidade do compressor e, portanto, do sistema de refrigeração. Assim, um procedimento de otimização é proposto para o sistema de sucção objetivando maximizar a eficiência do ciclo de compressão e garantir a confiabilidade estrutural da palheta.

A formulação do problema de otimização é apresentada na seção 5.1. Sendo este um problema de otimização multiobjetivo, uma introdução à otimização multiobjetivo é fornecida na seção 5.2. Uma introdução aos algoritmos genéticos é dada na seção 5.3, seguida por detalhes do algoritmo NSGA-II na seção 5.4. Finalmente, o procedimento de solução é descrito na seção 5.5. Ao final do capítulo, na seção 5.6, apresenta-se o sumário dos aspectos mais importantes do capítulo.

### 5.1. PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO

Conforme mencionado, a otimização do sistema de sucção tem como objetivo maximizar a eficiência do ciclo de compressão, garantindo a confiabilidade estrutural da palheta. Nesse sentido, as variáveis de projeto do problema de otimização são definidas em função de parâmetros geométricos do sistema de sucção, formado pela válvula de sucção, placa de válvulas e filtro de sucção.

Como resultado da aplicação do método dos elementos finitos para a solução da sua dinâmica (Capítulo 3), a geometria da válvula de sucção é representada por um conjunto de elementos de viga em série (Figura 5.1). Esta característica permite que diferentes concepções para a geometria da palheta possam ser avaliadas a partir da adoção da espessura da palheta,  $t_v$ , e das larguras dos elementos de viga,  $w_{b,i}$ , como variáveis de projeto.

Com a disponibilidade de correlações para as áreas efetivas de força e escoamento, a largura do orifício de sucção,  $w_p$ , a altura do assento da válvula de sucção,  $h_s$ , e a espessura do assento da válvula de sucção,  $w_s$ , são adotadas como variáveis de projeto relacionadas à geometria da placa de válvulas.

Com relação ao filtro de sucção, o diâmetro e o comprimento do tubo que se conecta à câmara de sucção,  $d_m$  e  $l_m$ , afetam de modo

significativo a dinâmica da válvula de sucção (Link *et al.*, 2004). Portanto, esses parâmetros geométricos são incluídos como variáveis de projeto.

Com base na estratégia proposta por Silva (2012), utilizam-se as eficiências isentrópica e volumétrica,  $\eta_s$  e  $\eta_v$ , como funções objetivo do problema, as quais devem ser maximizadas. Além disso, a confiabilidade estrutural da palheta é avaliada a partir dos níveis de tensão admissíveis para que o estrutura não falhe devido à fadiga de flexão.

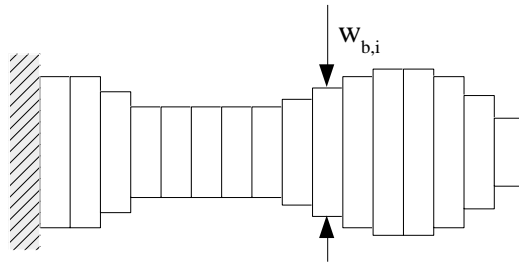


Figura 5.1 – Válvula de sucção discretizada (Silva, 2012). Adaptado pelo autor.

## 5.2. OTIMIZAÇÃO MULTIOBJETIVO

O problema de otimização do sistema de sucção lida com a otimização simultânea de dois objetivos, ou seja, eficiência isentrópica e eficiência volumétrica. Conforme descrito por Deb (2001), um problema de otimização multiobjetivo pode ser expresso da seguinte forma:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{Minimizar/} & f_m(\mathbf{x}), \quad m = 1, 2, \dots, M; \\ \text{Maximizar} & \\ \text{sujeito a} & g_j(\mathbf{x}) \geq 0, \quad j = 1, 2, \dots, J; \\ & h_k(\mathbf{x}) = 0, \quad k = 1, 2, \dots, K; \\ & x_i^l \leq x_i \leq x_i^u, \quad i = 1, 2, \dots, n. \end{array} \right\} \quad (5.1)$$

cuja solução, ou vetor solução,  $\mathbf{x}$ , é definida por:

$$\mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T \quad (5.2)$$

Nas expressões anteriores, a seguinte nomenclatura é adotada:

$f_m$	:	m-ésima função objetivo
$g_j$	:	j-ésima função de restrição de desigualdade
$h_k$	:	k-ésima função de restrição de igualdade
$M$	:	número de funções objetivo
$n$	:	número de variáveis de projeto
$J$	:	número de funções de restrição de desigualdade
$K$	:	número de funções de restrição de igualdade
$x_i, x_i^l, x_i^u$	:	i-ésima variável de projeto e os seus respectivos limites inferior e superior

Além disso, no contexto da otimização multiobjetivo são definidos os seguintes espaços e regiões:

- Espaço de decisão: domínio composto pelo conjunto de soluções cujas variáveis de projeto apresentam valores dentro dos seus respectivos limites inferior e superior;
- Região viável: subdomínio do espaço de decisão composto pelo conjunto de soluções que satisfazem todas as restrições do problema;
- Espaço objetivo: domínio composto pelo conjunto de pontos cujas coordenadas correspondem aos  $M$  valores das funções objetivos.

Uma ilustração do espaço de decisão, da região viável e do espaço objetivo é apresentada na Figura 5.2, destacando-se a relação entre os espaços, a partir da qual nota-se que cada ponto no espaço objetivo correspondente a uma única solução no espaço de decisão.

Tanto o espaço de decisão quanto o espaço objetivo podem ser divididos em duas regiões não sobrepostas: uma região ótima e uma região não ótima. A região ótima é composta pelo conjunto de soluções não dominadas que compõem o chamado “conjunto Pareto-ótimo”. Já a região não ótima é composta pelo conjunto de soluções dominadas pelo conjunto Pareto-ótimo.

Nesse sentido, o conceito de dominância entre soluções pode ser estabelecido da seguinte forma. Assumindo a maximização das funções objetivo, uma solução  $\mathbf{x}^1$  domina uma solução  $\mathbf{x}^2$  se as seguintes condições forem satisfeitas:

- 1)  $\mathbf{x}^1$  não é pior que  $\mathbf{x}^2$  em todos os objetivos, ou seja,  $f_m(\mathbf{x}^1) \geq f_m(\mathbf{x}^2)$  para todo  $m = 1, 2, \dots, M$ ;



- 2)  $\mathbf{x}^1$  é estritamente melhor que  $\mathbf{x}^2$  em pelo menos um objetivo, ou seja,  $f_m(\mathbf{x}^1) > f_m(\mathbf{x}^2)$  para ao menos um  $m \in \{1, 2, \dots, M\}$ .

Portanto, dado um conjunto de soluções  $P$ , o conjunto de soluções não dominadas  $P'$  são aquelas que não são dominadas por nenhum outro membro do conjunto  $P$ . Além disso, quando o conjunto  $P$  representa toda a região viável, atribui-se ao conjunto não dominado  $P'$  o nome de conjunto Pareto-ótimo. Finalmente, denomina-se fronteira de Pareto o conjunto de pontos no espaço objetivo correspondentes ao conjunto Pareto-ótimo.

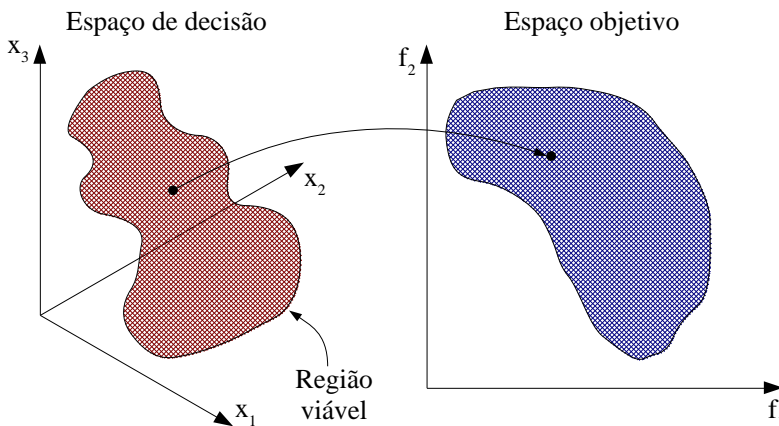


Figura 5.2 – Representação do espaço de decisão, da região viável e do espaço objetivo (Deb, 2001). Adaptado pelo autor.

Logo, a otimização multiobjetivo apresenta duas metas principais:

- i. Encontrar um conjunto de soluções que esteja o mais próximo possível da fronteira de Pareto;
- ii. Encontrar um conjunto de soluções com a maior diversidade possível.

Enquanto a primeira meta está relacionada à convergência do conjunto de soluções em direção ao conjunto Pareto-ótimo, o que garante que as soluções apresentem propriedades quase ótimas, a segunda meta está relacionada à existência de múltiplas soluções ótimas, sendo,

portanto, desejável a obtenção de um conjunto disperso de soluções no espaço de decisão e/ou no espaço objetivo.

### 5.3. ALGORITMOS GENÉTICOS

Em razão da sua ampla aplicabilidade, facilidade de utilização e capacidade de convergência em direção aos ótimos globais, os algoritmos genéticos vêm sendo extensivamente utilizados nas últimas décadas como ferramentas de busca e otimização nas mais diversas áreas do conhecimento (Deb, 2001).

Pertencente à classe dos algoritmos evolucionários e inicialmente proposto por Holland (1975), o algoritmo genético consiste em uma técnica de busca e otimização baseada nos princípios da genética e da seleção natural no qual uma população de soluções evolui sob um determinado conjunto de regras de seleção para um estado de máxima aptidão.

Nesse sentido, cada solução é representada por um vetor composto pelo conjunto de variáveis de projeto, as quais podem ser representadas a partir de uma codificação binária ou real. A aptidão da solução está diretamente relacionada ao modo como o problema de otimização é formulado, podendo corresponder tanto à maximização quanto à minimização das funções objetivo.

Dentre as vantagens apresentadas pelos algoritmos genéticos, Haupt e Haupt (2004) destacam:

- Possibilidade de lidar com variáveis contínuas ou discretas;
- Não necessita das derivadas das funções objetivo;
- Procedimento de busca pode ser realizado a partir da avaliação simultânea de uma ampla amostragem no espaço objetivo;
- Permite lidar com um número elevado de variáveis;
- Permite a paralelização do procedimento de otimização;
- Permite a otimização de variáveis com espaços objetivo extremamente complexos;
- Fornecimento de uma lista de soluções ótimas ao invés de uma única solução.

O princípio de funcionamento de um algoritmo genético é esquematizado na Figura 5.3. Inicialmente, uma população de soluções é gerada de forma aleatória sob um dado conjunto de restrições do problema. Calculam-se então as funções objetivo e em seguida avalia-se

a aptidão de cada solução. Caso o critério de parada não seja satisfeito, realiza-se a modificação da população a partir de procedimentos de seleção, recombinação e mutação, gerando assim uma nova população. Na sequência, realizam-se os procedimentos de cálculo das funções objetivo e avaliação das aptidões das novas soluções. O procedimento é repetido até que o critério de parada seja satisfeito.

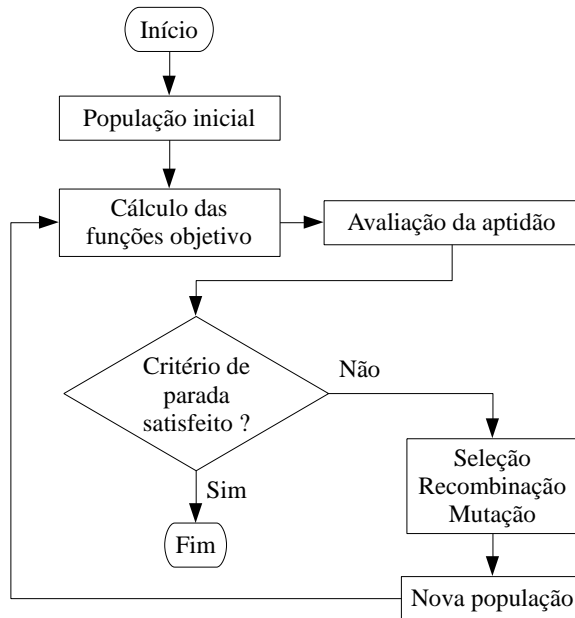


Figura 5.3 – Princípio de funcionamento de um algoritmo genético (Deb, 2001). Adaptado pelo autor.

É importante ressaltar que o desempenho do algoritmo genético está diretamente relacionado ao equilíbrio entre dois componentes do procedimento de busca: *exploration* e *exploitation*. Conforme descrito por Črepinšek *et al.* (2013), *exploration* representa o procedimento no qual novas regiões do espaço de busca são visitadas, enquanto *exploitation* corresponde ao procedimento no qual regiões no espaço de busca vizinhas aos pontos previamente visitados são exploradas.

A proporção de cada um desses componentes afeta diretamente o comportamento do algoritmo de otimização ao longo do processo evolutivo e, como consequência, a sua capacidade de convergência. O

controle desta proporção é realizado de forma implícita a partir do ajuste ou controle dos parâmetros do algoritmo de otimização, tais como tamanho da população e parâmetros relacionados aos processos de seleção, recombinação e mutação. Deve ser destacado que o equilíbrio, ou a proporção satisfatória, entre estes dois componentes é função do problema de otimização avaliado.

#### 5.4. NSGA-II

Desenvolvido por Deb *et al.* (2002), o algoritmo genético NSGA-II (*Elitist Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm*) é atualmente uma ferramenta bastante usada na solução de problemas de otimização contendo múltiplos objetivos e com variáveis descritas através de uma codificação real, motivo pelo qual foi adotado neste trabalho e cujo princípio de funcionamento é ilustrado na Figura 5.4.

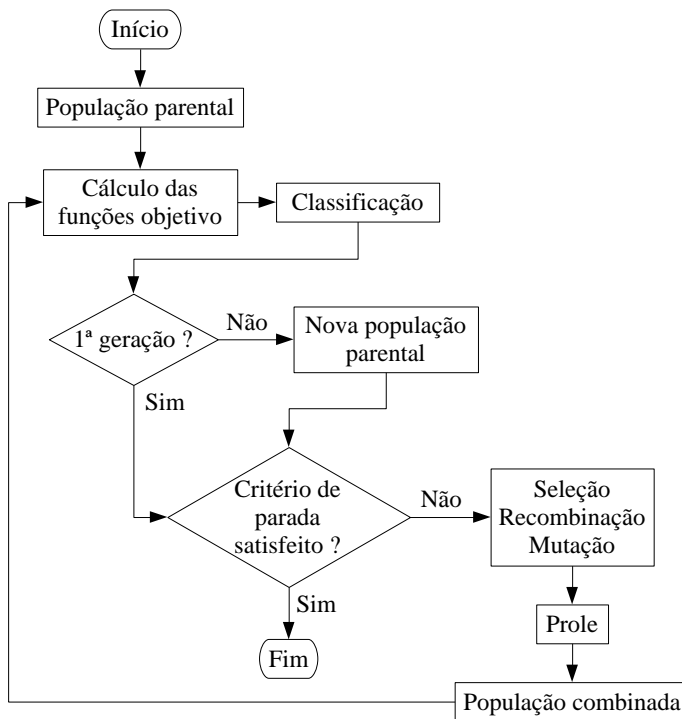


Figura 5.4 – Princípio de funcionamento do NSGA-II

Neste algoritmo, o procedimento de classificação das soluções é realizado com base na aptidão (*fitness*) e na densidade local de soluções no espaço objetivo, os quais são determinados a partir da avaliação do nível de dominância e da distância da multidão (*crowding distance*), respectivamente. Já o elitismo é introduzido no procedimento de otimização por meio da avaliação de uma população combinada formada pelas soluções pertencentes à população parental e à prole, a partir do qual realiza-se a manutenção das melhores soluções obtidas ao longo das gerações do processo evolutivo.

Detalhes a respeito dos procedimentos de classificação, seleção, recombinação e mutação são apresentados nas próximas seções. Informações adicionais referentes aos métodos de implementação do algoritmo podem ser encontradas em Deb *et al.* (2002).

#### 5.4.1. Classificação das soluções

Conforme mencionado, o procedimento de classificação das soluções é realizado com base em dois critérios: aptidão (*fitness*) e distância da multidão (*crowding distance*). Enquanto o critério de aptidão faz uso do nível de dominância para avaliar a proximidade de uma solução particular em relação ao conjunto Pareto-ótimo, a distância da multidão é um critério relacionado à densidade de soluções nas proximidades de uma solução particular, o qual busca privilegiar soluções localizadas em regiões esparsamente povoadas, promovendo, assim, a diversidade das soluções no espaço objetivo.

O nível de dominância de uma solução é estabelecido a partir das chamadas “fronteiras de solução”, compostas por soluções não dominantes entre si e determinadas a partir do seguinte procedimento iterativo. Inicialmente, admitindo-se toda a população de soluções, define-se a primeira fronteira de solução como sendo aquela composta pelo conjunto de soluções não dominado, ou seja, soluções não dominantes entre si e que dominam todas as demais soluções da população, sendo atribuído aos seus membros um nível de dominância igual a um. De modo análogo, avaliando-se o conjunto de soluções dominado pelos membros da primeira fronteira de solução, define-se a segunda fronteira de solução como sendo aquela composta pelo respectivo conjunto não dominado, cujos membros apresentam um nível de dominância igual a dois.

Este procedimento iterativo é repetido até que o número de soluções presentes nas fronteiras avaliadas seja superior ou igual ao tamanho da população parental,  $P_s$ . As soluções cujas fronteiras de

solução não foram avaliadas são rejeitadas no procedimento de classificação, conforme será descrito mais adiante. Uma ilustração das fronteiras de solução correspondentes à maximização de duas funções objetivo arbitrárias é apresentada na Figura 5.5. Verifica-se que menores níveis de dominância representam soluções mais próximas ao conjunto Pareto-ótimo, sendo, portanto, privilegiadas ao longo do procedimento de otimização.

Por outro lado, a promoção da diversidade das soluções no espaço objetivo é realizada a partir da avaliação da distância da multidão, a qual permite avaliar a densidade local de soluções no espaço objetivo. Mais especificamente, dada uma fronteira de solução, a distância da multidão representa uma estimativa do perímetro do cubóide gerado ao se utilizar as soluções vizinhas mais próximas como vértices, Figura 5.6.

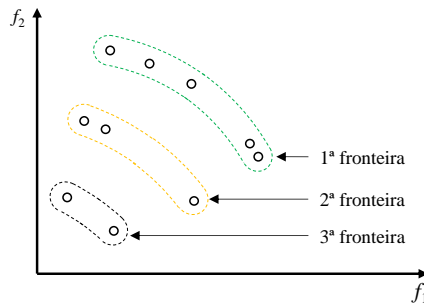


Figura 5.5 – Fronteiras de solução de uma população de soluções

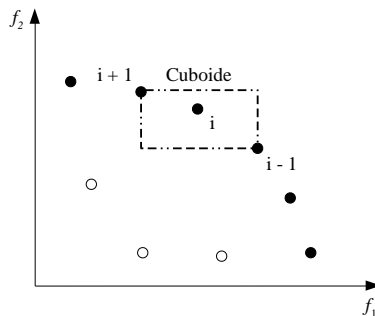


Figura 5.6 – Método utilizado para o cálculo da distância da multidão. Pontos cheios representam soluções contidas na mesma fronteira de solução (Deb *et al.*, 2002). Adaptado pelo autor.

Neste caso, a distância de multidão é determinada a partir do somatório das distâncias individuais correspondentes a cada função objetivo, calculadas por meio do seguinte procedimento:

- i. Classificação das soluções em ordem crescente dos valores da função objetivo;
- ii. Atribuição de uma distância elevada para as soluções que apresentam o menor e o maior valor da função objetivo, de modo a privilegiá-las no procedimento de seleção;
- iii. Cálculo das distâncias correspondentes às soluções intermediárias a partir do valor da diferença absoluta normalizada entre as funções objetivo correspondentes às soluções adjacentes.

Assim, o procedimento de classificação das soluções é ilustrado na Figura 5.7 e compreende as seguintes etapas:

- 1) Classificação das soluções quanto ao nível de dominância;
- 2) Rejeição das soluções pertencentes às fronteiras de solução não avaliadas;
- 3) Classificação das soluções remanescentes quanto à distância da multidão;
- 4) Rejeição das soluções correspondentes à última fronteira de solução avaliada que apresentam as menores distâncias da multidão, caso o número de soluções disponível seja superior ao tamanho da população parental,  $P_S$ ;
- 5) Formação da nova população parental.

#### 5.4.2. Seleção das soluções

O procedimento de criação da prole (*offspring solutions*) inicia-se pela seleção das soluções que farão parte da população intermediária (*mating pool*). Este procedimento de seleção é realizado através das seguintes operações: identificação de boas soluções, criação de múltiplas cópias de boas soluções e manutenção do tamanho da população por meio da eliminação de soluções ruins.

Utilizando-se o operador *Crowded-Comparison*, duas soluções da população são selecionadas de forma aleatória e a vitória é dada à solução que satisfizer uma das seguintes condições: i) menor nível de dominância; ii) maior distância da multidão, caso os níveis de dominância sejam iguais.

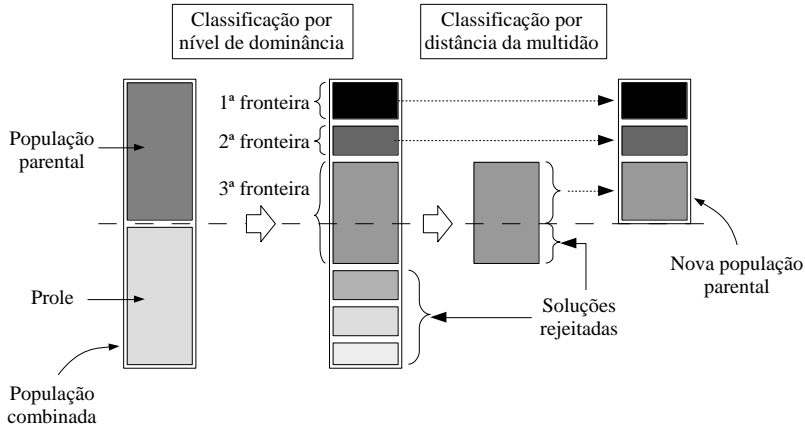


Figura 5.7 – Procedimento de classificação das soluções (Deb *et al.*, 2002).  
Adaptado pelo autor.

### 5.4.3. Recombinação das soluções

A próxima etapa do procedimento de criação da prole consiste na aplicação do operador de recombinação, o qual promove a recombinação (*crossover*) das soluções presentes na população intermediária.

Utilizando-se o operador SBX (*Simulated Binary Crossover*), dada uma geração  $t$ , o procedimento para a recombinação das soluções é iniciado pela geração de um número real aleatório entre 0 e 1. Caso o número seja superior a uma dada probabilidade de recombinação,  $P_c$ , admite-se que as novas soluções,  $\mathbf{x}^{1,t+1}$  e  $\mathbf{x}^{2,t+1}$ , são semelhantes às soluções de origem,  $\mathbf{x}^{1,t}$  e  $\mathbf{x}^{2,t}$ , ou seja:

$$\mathbf{x}^{1,t+1} = \mathbf{x}^{1,t} \quad (5.3)$$

$$\mathbf{x}^{2,t+1} = \mathbf{x}^{2,t} \quad (5.4)$$

Caso contrário, novas soluções são calculadas a partir das seguintes equações:

$$x_i^{(1,t+1)} = 0,5 \left[ (1 + \beta_{q_i}) x_i^{(1,t)} + (1 - \beta_{q_i}) x_i^{(2,t)} \right] \quad (5.5)$$



$$x_i^{(2,t+1)} = 0,5 \left[ (1 - \beta_{q_i}) x_i^{(1,t)} + (1 + \beta_{q_i}) x_i^{(2,t)} \right] \quad (5.6)$$

sendo:

$$\beta_{q_i} = \begin{cases} (2u_i)^{\frac{1}{\eta_c+1}}, & \text{se } u_i \leq 0,5 \\ \left[ \frac{1}{2(1-u_i)} \right]^{\frac{1}{\eta_c+1}}, & \text{se } u_i > 0,5 \end{cases} \quad (5.7)$$

e  $u_i$  um número real aleatório entre 0 e 1 e  $\eta_c$  o índice de distribuição de recombinação.

#### 5.4.4. Mutação das solu es

A última etapa do procedimento de cria o da prole corresponde   aplica o do operador de muta o *Polynomial Mutation*. Assim, dada uma variável de projeto  $x_i$ , o procedimento de muta o da soluço começa com a gera o de um número real aleatório entre 0 e 1. Caso este número seja superior a uma dada probabilidade de muta o,  $P_m$ , a variável permanece inalterada, ou seja:

$$y_i^{(1,t+1)} = x_i^{(1,t+1)} \quad (5.8)$$

Caso contrário, a nova variável de projeto,  $y_i^{(1,t+1)}$ ,   calculada a partir da seguinte equa o:

$$y_i^{(1,t+1)} = x_i^{(1,t+1)} + (x_i^U - x_i^L) \bar{\delta}_i \quad (5.9)$$

onde:

$$\bar{\delta}_i = \begin{cases} (2r_i)^{1/(\eta_m+1)} - 1, & \text{se } r_i < 0,5 \\ 1 - [2(1-r_i)]^{\frac{1}{\eta_m+1}}, & \text{se } r_i \geq 0,5 \end{cases} \quad (5.10)$$

e  $r_i$  representa um número real aleatório entre 0 e 1 e  $\eta_m$  representa o  ndice de distribu o de muta o.

## 5.5. PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO

Conforme descrito na seção 5.2, o problema de otimização do sistema de sucção é expresso da seguinte forma:

$$\begin{array}{ll}
 \text{Maximizar} & f_1(\mathbf{x}) = \eta_s \\
 \text{Maximizar} & f_2(\mathbf{x}) = \eta_v \\
 \text{sujeitas à} & \left. \begin{array}{l}
 t_v^l \leq t_v \leq t_v^u \\
 l_m^l \leq l_m \leq l_m^u \\
 d_m^l \leq d_m \leq d_m^u \\
 h_s^l \leq h_s \leq h_s^u \\
 w_p^l \leq w_p \leq w_p^u \\
 w_s^l \leq w_s \leq w_s^u \\
 w_{b,i}^l \leq w_{b,i} \leq w_{b,i}^u \\
 \sigma_a \leq S_f \left( 1 - \frac{\sigma_m}{S_y} \right)
 \end{array} \right\} \quad (5.11)
 \end{array}$$

com as diferentes variáveis sendo assim definidas:

- $S_f$  : limite de fadiga para tensão média nula
- $S_y$  : limite de escoamento do material
- $\sigma_a$  : tensão alternada
- $\sigma_m$  : tensão média

Neste caso, a solução e a população de soluções são expressas, respectivamente, pelas seguintes equações:

$$\mathbf{x} = (t_v, l_m, d_m, h_s, w_p, w_s, w_{b,i}, \dots, w_{b,n_e})^T \quad (5.12)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}^1 \\ \mathbf{x}^2 \\ \vdots \\ \mathbf{x}^{P_s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_v^1 & l_m^1 & d_m^1 & h_s^1 & w_p^1 & w_s^1 & w_{b,1}^1 & w_{b,2}^1 & \dots & w_{b,n_e}^1 \\ t_v^2 & l_m^2 & d_m^2 & h_s^2 & w_p^2 & w_s^2 & w_{b,1}^2 & w_{b,2}^2 & \dots & w_{b,n_e}^2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ t_v^{P_s} & l_m^{P_s} & d_m^{P_s} & h_s^{P_s} & w_p^{P_s} & w_s^{P_s} & w_{b,1}^{P_s} & w_{b,2}^{P_s} & \dots & w_{b,n_e}^{P_s} \end{bmatrix} \quad (5.13)$$

sendo  $n_e$  o número de elementos avaliados.

O procedimento de cálculo das variáveis de projeto é constituído pelas seguintes etapas:

- i. Cálculo da espessura da palheta:  $t_v$ ;
- ii. Cálculo das variáveis não relacionadas à palheta:  $l_m$ ,  $d_m$ ,  $h_s$ ,  $w_p$ ,  $w_s$ ;
- iii. Cálculo das larguras dos elementos de viga:  $w_{b,i}$ .

Dada a relação de dependência da geometria da palheta em relação à geometria da placa de válvulas (Capítulo 4), torna-se necessário a aplicação de um procedimento específico para a realização do cálculo das larguras dos elementos de viga. Para tanto, conforme ilustrado na Figura 5.8, a geometria da palheta é dividida em duas regiões: ponta e corpo.

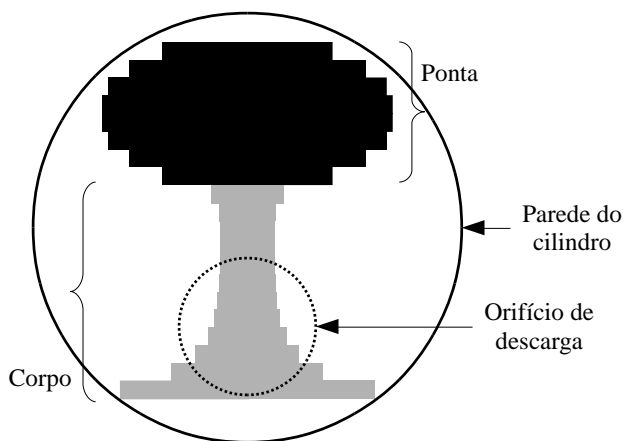


Figura 5.8 – Regiões da geometria discretizada da palheta relacionadas ao cálculo das larguras dos seus elementos

Os coeficientes das áreas efetivas de força e escoamento são obtidos com base em uma geometria simplificada de palheta, cujas relações geométricas com o assento e o orifício de passagem são apresentadas na Figura 4.4. Logo, a largura do orifício,  $w_p$ , e a espessura do assento,  $w_s$ , definem a geometria da região da ponta da palheta. Assim, as larguras dos seus elementos são calculadas em função da distância longitudinal com origem na ponta da válvula, conforme o procedimento apresentado no Apêndice.

Devido a aspectos do cálculo das larguras dos elementos na região do corpo da palheta, realizou-se a implementação de dois métodos de solução. O primeiro método (método A) é semelhante àquele proposto por Silva (2012), no qual as larguras dos elementos são avaliadas como variáveis independentes e o número de elementos avaliados,  $n_e$ , representa o total de elementos utilizados na discretização da palheta.

Apesar da relativa simplicidade de implementação, o método usado por Silva (2012) apresenta como principal dificuldade a necessidade de um pós-processamento dos resultados para que as geometrias das palhetas sejam obtidas (Figura 5.9). Esta necessidade está relacionada a um conjunto de fatores.

Em primeiro lugar, é necessária a inclusão de um vazio na geometria da palheta da válvula de sucção a fim de permitir a passagem do gás através do orifício de descarga, localizado sobre a mesma (Figura 5.8). Isto é alcançado com a hipótese de que um elemento de viga é dinamicamente equivalente a dois elementos em paralelo com larguras iguais à metade da largura do elemento original. Em seguida, é necessária a suavização dos contornos da geometria palheta, realizada através de interpolações por funções do tipo *spline*. Contudo, devido a variação brusca das larguras de elementos adjacentes, muitas vezes torna-se necessária a inclusão de vazios adicionais para garantir contornos suaves para a geometria, podendo originar pontos de concentração de tensão.

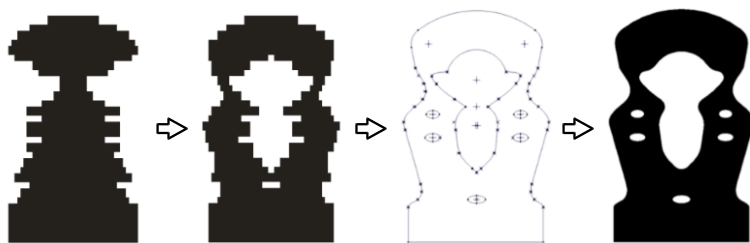


Figura 5.9 – Procedimento para obtenção da geometria da palheta (Silva, 2012). Adaptado pelo autor.

Tendo em vista as dificuldades decorrentes da aplicação do método A, implementou-se outro método (método B) com o objetivo de facilitar a obtenção das geometrias das palhetas geradas ao longo do procedimento de otimização. Em uma primeira etapa, determina-se inicialmente o perfil do contorno externo da palheta com o auxílio de uma função de interpolação por *spline* cúbica (Press *et al.*, 2007), a qual é gerada com

base em um conjunto de elementos de referência. Em seguida, redimensionam-se as larguras dos elementos afetados pela região do vazio relacionada ao orifício de descarga.

Os passos correspondentes à primeira etapa são ilustrados na Figura 5.10, sendo, a título de simplificação, apresentada apenas metade da geometria da palheta. Inicialmente, dadas as dimensões do orifício de sucção e do assento da válvula, determinam-se as larguras dos elementos contidos nas regiões da ponta da válvula (Figura 5.10a).

Na sequência, calculam-se as larguras de um conjunto predeterminado de elementos da região do corpo da palheta, hachurados na Figura 5.10b. Neste caso, tendo em vista a etapa posterior de redimensionamento dos elementos para inclusão do vazio correspondente ao orifício de descarga e, portanto, buscando-se impedir que a geometria da palheta contenha elementos com larguras negativas, adota-se a seguinte restrição:

$$\text{máximo}(w_{b,i}^l, w_{h,i}) \leq w_{b,i} \leq w_{b,i}^u \quad (5.14)$$

sendo  $w_{h,i}$  a largura do vazio relacionada ao elemento  $i$ .

O próximo passo consiste na seleção dos elementos que serão utilizados para a geração da função de interpolação por *spline* cúbica (Figura 5.10c). Neste caso, além dos elementos correspondentes à região do corpo da palheta, elementos pertencentes à ponta e ao engaste da palheta são incluídos para evitar variações bruscas no perfil do contorno externo da palheta nas interfaces entre as diferentes regiões da sua geometria.

A partir destes pontos, representados pela larguras e posições dos elementos no eixo longitudinal, obtém-se a função de interpolação e, em seguida, determinam-se as larguras dos elementos restantes da palheta (Figura 5.10d). Como resultado, a geometria preliminar da palheta é obtida (Figura 5.10e).

A partir da geometria preliminar da palheta, realiza-se então o procedimento de redimensionamento dos elementos para inclusão do vazio relacionado ao orifício de descarga (Figura 5.11). Assim, dadas as larguras correspondentes à geometria do vazio, destacadas na Figura 5.11a, realiza-se o redimensionamento dos elementos afetados, obtendo-se a geometria discretizada da palheta, que será utilizada na simulação do ciclo de compressão (Figura 5.11b).

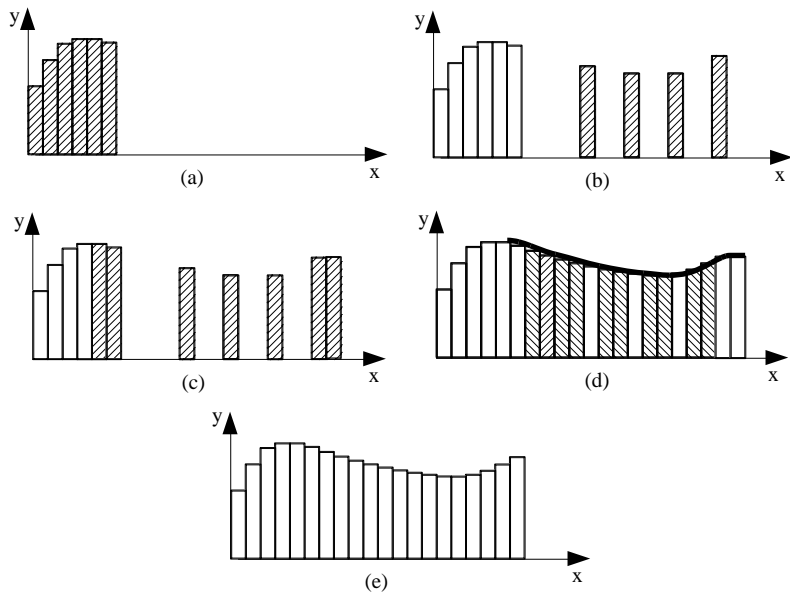


Figura 5.10 – Procedimento para determinação da geometria preliminar da palheta

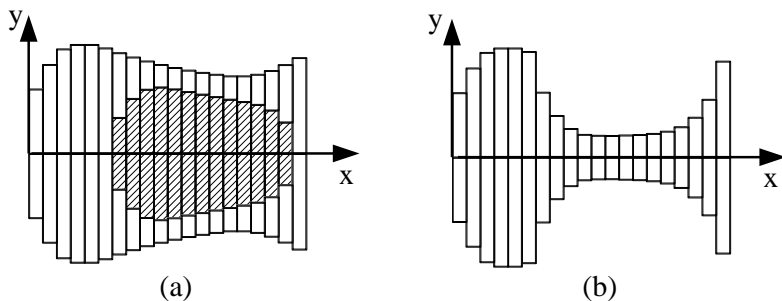


Figura 5.11 – Procedimento para redimensionamento dos elementos afetados pelo vazio referente ao orifício de descarga

Com o auxílio do modelo para a simulação do ciclo de compressão, as funções objetivo,  $\eta_s$  e  $\eta_v$ , são avaliadas sob uma condição de operação na qual se busca o máximo desempenho do compressor, denominada como “condição de desempenho”. Por outro lado, a confiabilidade

estrutural da válvula de sucção é avaliada sob uma condição de operação denominada “condição de confiabilidade”, na qual uma maior sollicitação estrutural é esperada para a válvula em função da vazão mais elevada de gás através do orifício de passagem.

Conforme proposto por Silva (2012), como critério para a avaliação da confiabilidade estrutural da palheta quanto à falha por fadiga de flexão, decidiu-se pela utilização da curva de Soderberg, a qual relaciona os limites de tensão alternada,  $\sigma_a$ , aos níveis de tensão média na estrutura,  $\sigma_m$ :

$$\sigma_a \leq S_f \left( 1 - \frac{\sigma_m}{S_y} \right) \quad (5.15)$$

sendo as tensões médias e alternadas avaliadas em cada um dos nós do domínio discretizado da palheta. Caso o critério não seja satisfeito, definem-se valores nulos para as eficiências isentrópica e volumétrica, resultando no descarte destas soluções ao longo do procedimento de otimização. O número de gerações,  $N_g$ , foi adotado como critério de parada do procedimento de otimização.

O algoritmo NSGA-II foi implementado na linguagem C++ utilizando-se o compilador Microsoft Visual Studio 2012. Além disso, sendo a etapa de cálculo das funções objetivo a mais custosa do procedimento de otimização, realizou-se a sua paralelização com o auxílio da interface de programação de aplicativos (API) OpenMP (Open Multi-Processing).

## 5.6. SUMÁRIO

O procedimento de otimização do sistema de sucção apresentado possibilita a maximização da eficiência do ciclo de compressão, garantindo também a confiabilidade estrutural da palheta. Sendo um problema de otimização multiobjetivo, o algoritmo genético NSGA-II foi adotado para o desenvolvimento de procedimento. As eficiências isentrópica e volumétrica representam os parâmetros a serem maximizados, calculados com o auxílio do modelo para a simulação do ciclo de compressão. Já as variáveis de projeto são definidas em função de parâmetros geométricos relacionados à válvula de sucção, à placa de válvulas e ao filtro de sucção. A confiabilidade estrutural da palheta é avaliada utilizando-se a curva de Soderberg como critério para a falha por fadiga de flexão.

## 6. RESULTADOS

O procedimento de otimização desenvolvido foi aplicado ao sistema de sucção de um compressor alternativo de refrigeração doméstica, operando com isobutano (R600a) em uma frequência de operação nominal de 50 Hz. O modelo de simulação do ciclo de compressão é usado para avaliar o desempenho do compressor nas condições de operação de desempenho ( $T_{\text{evap}} = -28^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{\text{cond}} = 40^{\circ}\text{C}$ ) e de confiabilidade ( $T_{\text{evap}} = -10^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{\text{cond}} = 70^{\circ}\text{C}$ ). Nesse sentido, conforme ilustrado na Figura 6.1, correlações para os coeficientes de áreas efetivas descritas pelos parâmetros geométricos do sistema de sucção são obtidas. Com o objetivo de estabelecer resultados para a calibração e a validação do modelo de simulação, medições no compressor referência também foram realizadas. Todas as simulações e análises foram realizadas em um computador com processador Intel i7-950 3,07 GHz e com memória RAM de 12GB.

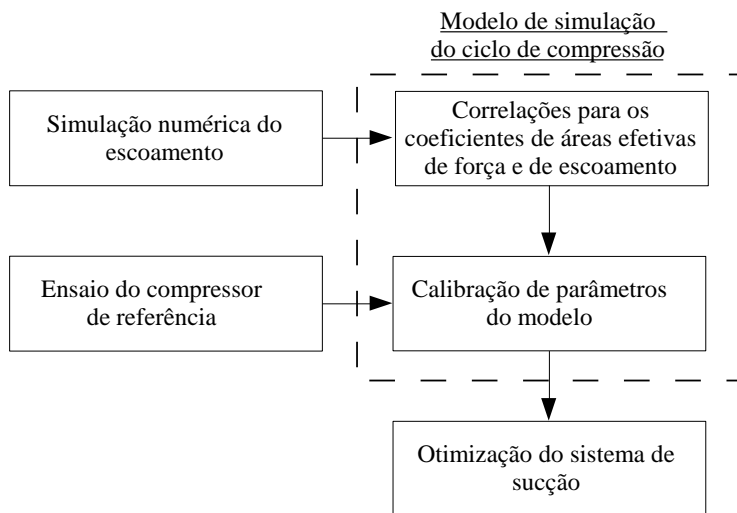


Figura 6.1 – Esquema do procedimento de obtenção dos resultados

Assim, as seguintes seções são apresentadas a seguir: bancada e procedimento experimental (seção 6.1), correlações para os coeficientes de áreas efetivas (seção 6.2), calibração do modelo do compressor (seção 6.3) e otimização do sistema de sucção (seção 6.4). Por fim, no sumário do capítulo (seção 6.5) são destacadas as principais observações.



## 6.1. BANCADA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Um calorímetro de ciclo quente foi adotado nas medições no compressor de referência, com as condições de operação sendo estabelecidas e controladas através do ajuste de seus dispositivos. O esquema da montagem mecânica do calorímetro e o ciclo termodinâmico correspondente ao ciclo quente são apresentados na Figura 6.2.

Nesta bancada, o fluido refrigerante proveniente da linha de sucção (1) é admitido no compressor **C** e comprimido até a pressão de condensação do sistema (2). As pressões nas linhas de sucção e de descarga são medidas pelos transdutores de pressão **TP1** e **TP2**, respectivamente. Após um processo de resfriamento no trocador de calor **TC1**, o fluido refrigerante chega à posição (3), passando pela válvula de controle **VC1** a fim de promover um processo de expansão adiabática até a pressão intermediária do sistema (4). Após a leitura da vazão mássica de fluido refrigerante no medidor de vazão **MV**, o fluido sofre um novo processo de resfriamento no trocador de calor **TC2**, chegando à posição (5), sendo então submetido a uma nova expansão adiabática na válvula de controle **VC2**, alcançando a posição (6) com a pressão de evaporação do sistema. Por fim, com o auxílio de um aquecedor elétrico **AE** e de um termopar **TM**, a temperatura na linha de sucção é estabelecida na posição (1), completando o ciclo.

Destaca-se que o fluido refrigerante permanece no estado de vapor superaquecido ao longo de todo o ciclo termodinâmico estabelecido no calorímetro de ciclo quente. Além disso, o ajuste da carga de refrigerante no sistema, das válvulas de controle e dos processos de resfriamento e de aquecimento nos trocadores de calor possibilita o estabelecimento de diferentes condições termodinâmicas nas linhas de sucção (1) e de descarga (2) do compressor e, portanto, de diferentes condições de operação do compressor. Ressalta-se também que, devido à inércia térmica do compressor, um período de tempo após o início da operação do calorímetro é necessário para que o compressor atinja a condição de regime completamente periódico, a partir da qual realiza-se o procedimento de leitura dos parâmetros de interesse.

Além da vazão mássica do sistema, realizou-se a leitura de um conjunto de parâmetros relacionados ao ciclo de compressão. Assim, por meio da instrumentação do compressor, os seguintes parâmetros foram avaliados: ângulo de giro do eixo, pressões nas câmaras de sucção e de compressão, temperaturas na câmara de sucção e na parede do cilindro e abertura da válvula de sucção. Nessas medições, transdutores de pressão piezoelétricos e termopares são utilizados na aquisição dos dados. Além

disso, sensores de deslocamento são adotados para caracterizar o ângulo de giro do eixo e o movimento da válvula de sucção.

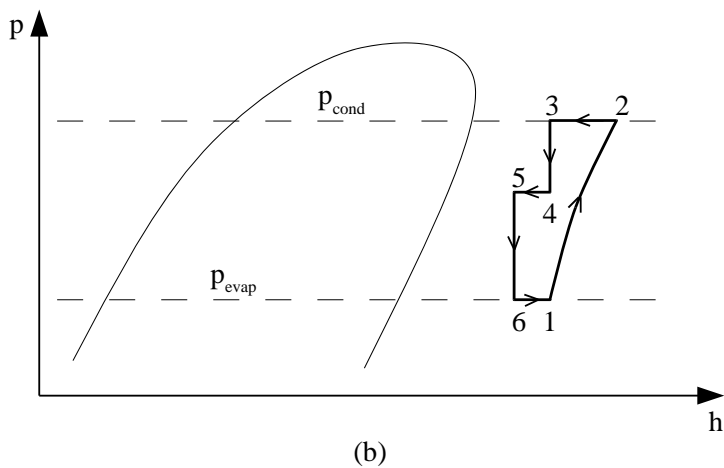
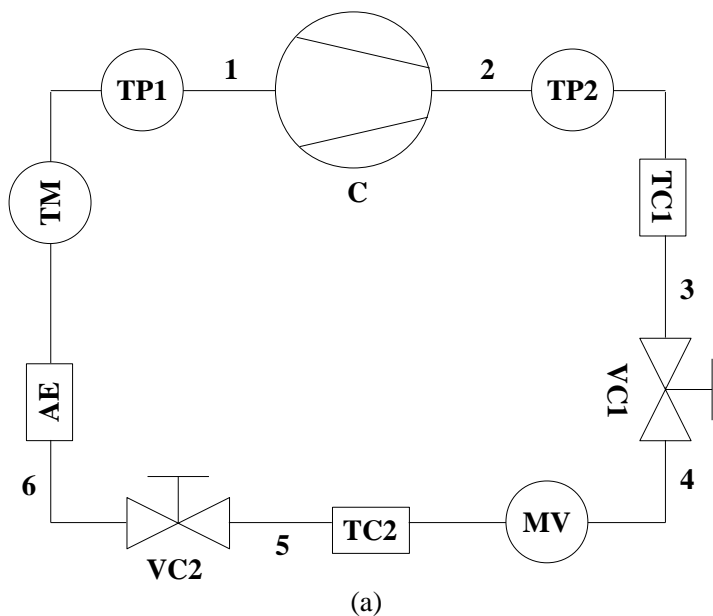


Figura 6.2 – Calorímetro de ciclo quente: (a) Esquema mecânico; (b) ciclo termodinâmico (Silva, 2012)

Os ensaios são realizados com um procedimento bem definido. O compressor é montado no calorímetro e o sistema é submetido a uma condição de vácuo, a partir da qual busca-se remover quaisquer impurezas ou agentes contaminantes presentes no sistema, tais como ar atmosférico e umidade. Após esta etapa, realiza-se então a carga de fluido refrigerante no sistema e, em seguida, a partida do compressor. A partir do ajuste contínuo das válvulas de controle, a condição de desempenho do compressor ( $T_{\text{evap}} = -28^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{\text{cond}} = 40^{\circ}\text{C}$ ) é estabelecida após se observar um período de aproximadamente 2 horas para que o compressor atinja a condição de regime completamente periódico. A leitura dos dados é então realizada durante um período de 30 minutos. Com o objetivo de se estabelecer a condição de confiabilidade ( $T_{\text{evap}} = -10^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{\text{cond}} = 70^{\circ}\text{C}$ ), as válvulas de controle são novamente ajustadas e um período de aproximadamente 1 hora é necessário para que o compressor se estabilize na nova condição. A leitura dos dados correspondentes à condição de confiabilidade também é realizada por um período de 30 minutos, após o qual a bancada é desligada e o compressor desconectado do sistema.

Para a obtenção dos resultados utilizados na calibração do modelo de simulação do compressor, o procedimento descrito foi realizado três vezes. Em função do efeito da montagem dos componentes sobre a dinâmica apresentada pelas válvulas, o cabeçote do compressor foi remontado entre os testes. Os parâmetros globais do ciclo de compressão, tais como vazão mássica de fluido refrigerante, potência indicada e temperaturas locais, foram avaliados em função da média dos resultados obtidos dos três testes. Por outro lado, parâmetros descritos em função da posição angular do eixo, tais como pressões nas câmaras de sucção e de compressão e abertura da válvula de sucção, tiveram seus valores de referência tomados do teste cujos parâmetros globais mais se aproximaram dos valores médios.

## 6.2. CORRELAÇÕES PARA OS COEFICIENTES DE ÁREAS EFETIVAS

Com o auxílio do modelo para a solução numérica do escoamento no sistema de sucção (Capítulo 4), as correlações foram obtidas a partir de resultados de diferentes geometrias do sistema de sucção. Os parâmetros geométricos do sistema de sucção (Figura 4.2), ou seja, altura do assento ( $h_s$ ), espessura do assento ( $w_s$ ) e largura do orifício ( $w_p$ ), foram avaliados para três níveis de valores. Por ser o parâmetro de maior relevância, a abertura da válvula ( $s$ ) foi avaliada em oito níveis de valores.

Como resultado, 216 configurações geométricas distintas foram avaliadas, demandando um tempo de processamento aproximado de 15 dias. Os domínios de análise dos parâmetros avaliados são apresentados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Domínios de análise dos parâmetros do sistema de sucção

Parâmetro	Limite inferior	Limite superior
$s$ [mm]	0,2	3,0
$h_s$ [mm]	0,0	0,4
$w_p$ [mm]	3,2	4,8
$w_s$ [mm]	0,4	0,8

A partir dos resultados obtidos, empregou-se o código Eureka para a geração de correlações para os coeficientes de áreas efetivas de escoamento,  $C_{aee}$ , e de força,  $C_{aef}$ , cujas formas finais são dadas pelas seguintes expressões:

$$C_{aee} = C_1 \text{sen}[C_2 s^*] + \frac{C_3 s^{*C_4} \cos[C_5 h_s^* + C_6 s^* + C_7 h_s^* w_s^*]}{C_8 w_p^*} \quad (6.1)$$

$$C_{aef} = C_9 + C_{10} w_s^* w_p^* s^* - s^* C_{11}^{C_{12} s^*} e^{C_{13}(w_s^* - h_s^*)} + C_{14} s^{*2} + C_{15} s^* \text{sen}(s^*) \quad (6.2)$$

sendo o sobrescrito “\*” relacionado à adimensionalização pelo diâmetro do orifício de sucção ( $d = 8,1$  mm) e os coeficientes descritos a seguir:

- $C_1$  :  $7,33 \times 10^{-1}$
- $C_2$  : 3,48
- $C_3$  :  $7,76 \times 10^{-1}$
- $C_4$  :  $4,31 \times 10^{-1}$
- $C_5$  : 8,1
- $C_6$  : 8,1
- $C_7$  :  $4,77 \times 10^1$
- $C_8$  : 8,1
- $C_9$  : 1

$$\begin{aligned}
 C_{10} & : 1,44 \times 10^1 \\
 C_{11} & : 2,42 \times 10^{-3} \\
 C_{12} & : 8,1 \\
 C_{13} & : 3,31 \\
 C_{14} & : 5,19 \times 10^{-1}
 \end{aligned}$$

Uma análise comparativa dos coeficientes de áreas efetivas obtidos a partir dessas correlações e das simulações numéricas foi realizada. Para esta finalidade, optou-se pela avaliação de duas geometrias, A e B, do sistema de sucção não incluídas na geração das correlações, cujas dimensões são apresentadas na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Geometrias do sistema de sucção avaliadas na análise comparativa dos coeficientes das áreas efetivas

Parâmetro	Geometria A	Geometria B
$h_s$ [mm]	0,3	0,1
$w_p$ [mm]	3,6	4,4
$w_s$ [mm]	0,5	0,7

Os resultados correspondentes às geometrias A e B são apresentados na Figura 6.3 e na Figura 6.4, respectivamente. Em ambas as geometrias, verifica-se que as diferenças mais significativas em relação aos resultados da simulação ocorrem para o coeficiente de área efetiva de força,  $C_{aef}$ . No entanto, considera-se que a concordância entre os resultados das correlações e das simulações é satisfatória para os objetivos deste trabalho.

### 6.3. CALIBRAÇÃO DO MODELO DE SIMULAÇÃO DO COMPRESSOR

Abordado como um problema de otimização multiobjetivo, o procedimento de calibração do modelo foi realizado para a condição de operação de desempenho. Para o espaço de decisão apresentado na Tabela 6.3, o procedimento de otimização foi realizado com o emprego de quatro processadores em paralelo para a execução da etapa de cálculo das funções objetivo do problema, resultando em um custo computacional de aproximadamente 12 horas.

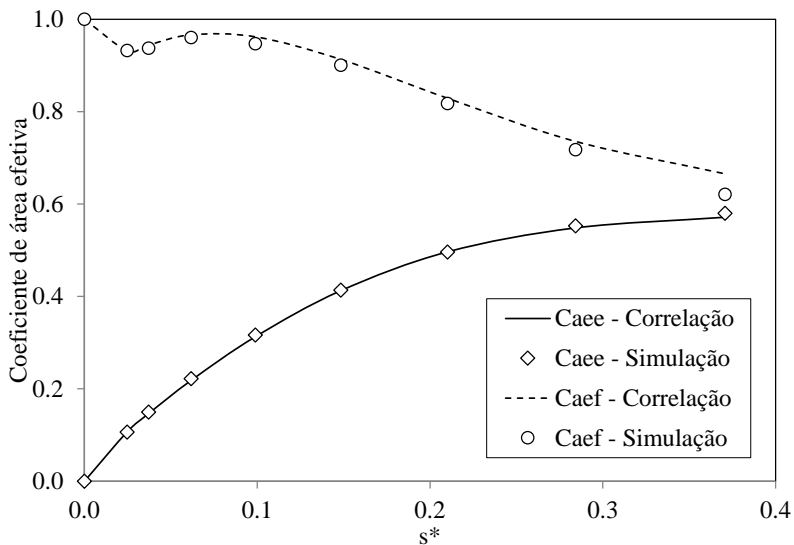


Figura 6.3 – Coeficientes de áreas efetivas obtidos da correlação e da simulação numérica para a geometria A

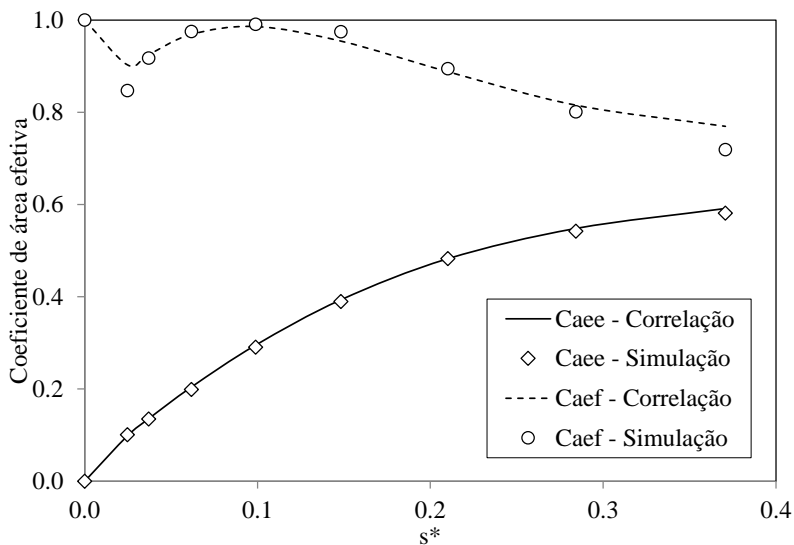


Figura 6.4 – Coeficientes de áreas efetivas obtidos da correlação e da simulação numérica para a geometria B

Tabela 6.3 – Espaço de decisão para a calibração do modelo do compressor

Variável	Limite inferior	Limite superior
$V_c$ [m <sup>3</sup> ]	$6,5 \times 10^{-8}$	$2,0 \times 10^{-7}$
$F_{stic}$ [N]	0	1
$\alpha$ [-]	0	$5 \times 10^{-4}$
$\beta$ [-]	0	$2 \times 10^2$

### 6.3.1. Ajuste de parâmetros do algoritmo de otimização

Buscando proporcionar um desempenho satisfatório do algoritmo de otimização, realizou-se o ajuste dos seguintes parâmetros: número de gerações ( $N_g$ ), probabilidade de mutação ( $P_m$ ), probabilidade de recombinação ( $P_c$ ) e tamanho da população ( $P_s$ ). Assim, a partir de uma configuração inicial ( $N_g = 20$ ;  $P_m = 0,25$ ;  $P_c = 0,90$ ;  $P_s = 80$ ), os parâmetros são ajustados de forma sequencial sob um dado domínio de análise (Tabela 6.4). Neste caso, os índices de distribuição de mutação ( $\eta_m = 10$ ) e de distribuição de recombinação ( $\eta_c = 10$ ) foram mantidos constantes em todas as análises.

Tabela 6.4 – Domínio de análise dos parâmetros do algoritmo de otimização

Parâmetro	Limite inferior	Limite superior
$N_g$	20	80
$P_c$	0,80	1,00
$P_m$	0,125	0,375
$P_s$	20	80

Os ajustes das probabilidades de mutação e recombinação foram realizados de maneira independente, mantendo-se os demais parâmetros fixos. Por outro lado, buscando-se avaliar configurações com custos computacionais equivalentes, o tamanho da população e o número de gerações foram ajustados simultaneamente a partir da manutenção do número total de soluções avaliadas ao longo do procedimento de otimização.

Como critério de avaliação do desempenho das diferentes configurações do algoritmo de otimização, analisou-se a proximidade das soluções em relação à fronteira de Pareto. Para tanto, uma nova população é formada por meio da combinação das soluções fornecidas pelas configurações avaliadas e, aplicando-se o conceito de dominância entre soluções, as respectivas fronteiras de solução são determinadas. A configuração com o maior percentual de soluções pertencentes à primeira fronteira de solução da população combinada ( $N_g = 20$ ;  $P_c = 0,90$ ;  $P_m = 0,375$ ;  $P_s = 80$ ) foi definida como sendo a mais adequada ao problema.

### 6.3.2. Calibração do modelo de simulação do compressor

As calibrações do modelo de simulação do compressor fornecidas pelo procedimento de otimização e representadas nos espaços objetivo e de decisão são apresentadas na Figura 6.5 e na Figura 6.6, respectivamente. Nestas figuras são destacadas as soluções que proporcionam os valores mínimos para cada função objetivo avaliada, ou seja, mínimos desvios em relação à potência indicada,  $\Delta\dot{W}_{\min}$ , à vazão mássica,  $\Delta\dot{m}_{\min}$ , e à dinâmica da válvula de sucção,  $\Delta d_{\min}$ .

Sendo este conjunto de soluções não dominado, todas as soluções apresentadas são igualmente ótimas caso nenhum critério adicional seja adotado. Considerando os desvios apresentados e a relevância da avaliação da confiabilidade da válvula no procedimento de otimização do sistema de sucção, selecionaram-se os parâmetros de calibração que produziram o mínimo desvio na dinâmica da válvula de sucção,  $\Delta d_{\min}$ , representados por  $V_c = 111,8 \text{ mm}^3$ ;  $F_{\text{stic}} = 0,7 \text{ N}$ ;  $\alpha = 2,2 \times 10^{-4}$ ;  $\beta = 57,5$ .

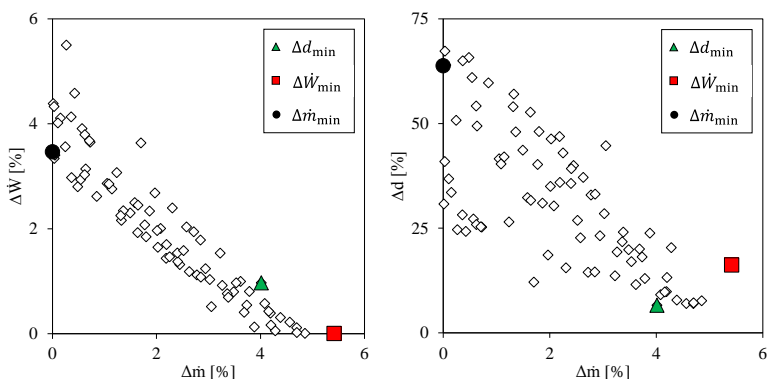


Figura 6.5 – Calibrações do modelo do compressor no espaço objetivo



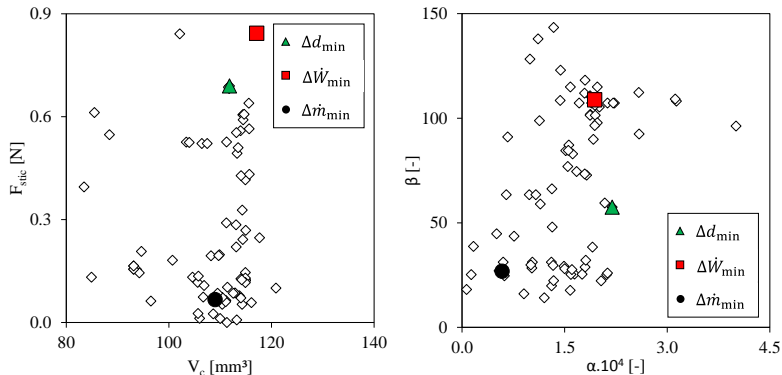


Figura 6.6 – Calibrações do modelo do compressor no espaço de decisão

Os desvios dos resultados numéricos em relação às medições do compressor de referência sob as condições de operação de desempenho e de confiabilidade são apresentados na Tabela 6.5. Observa-se que, em ambas as condições de operação, a calibração selecionada para o modelo prevê também de modo satisfatório a potência indicada do ciclo de compressão e a vazão mássica de fluido refrigerante fornecida ao sistema.

Com relação à dinâmica da válvula de sucção, comparações entre os resultados para as condições de desempenho e de confiabilidade são apresentadas na Figura 6.7 e na Figura 6.8, respectivamente. Na condição de desempenho, verifica-se que o modelo prevê de maneira bastante satisfatória as amplitudes de abertura e também os pontos de abertura e fechamento da válvula. Já na condição de confiabilidade, ocorre uma pequena defasagem nos pontos de abertura e de fechamento, efeito este em parte atribuído ao método utilizado para a inclusão da força de adesão do óleo lubrificante no modelo da dinâmica da válvula. Apesar disto, há uma concordância satisfatória nas amplitudes de abertura da válvula, considerando-se assim adequada a calibração selecionada.

Tabela 6.5 – Desvios entre os resultados numéricos e experimentais

Parâmetro	Condição de desempenho	Condição de confiabilidade
$\Delta\dot{W}$ [%]	1,0	1,8
$\Delta\dot{m}$ [%]	4,0	2,6
$\Delta d$ [%]	6,6	24,9

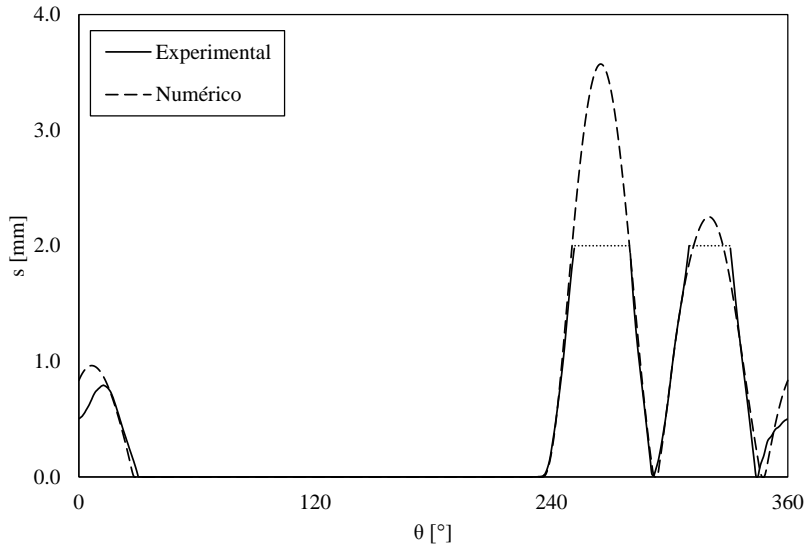


Figura 6.7 – Dinâmicas da válvula de sucção numérica e experimental na condição de desempenho

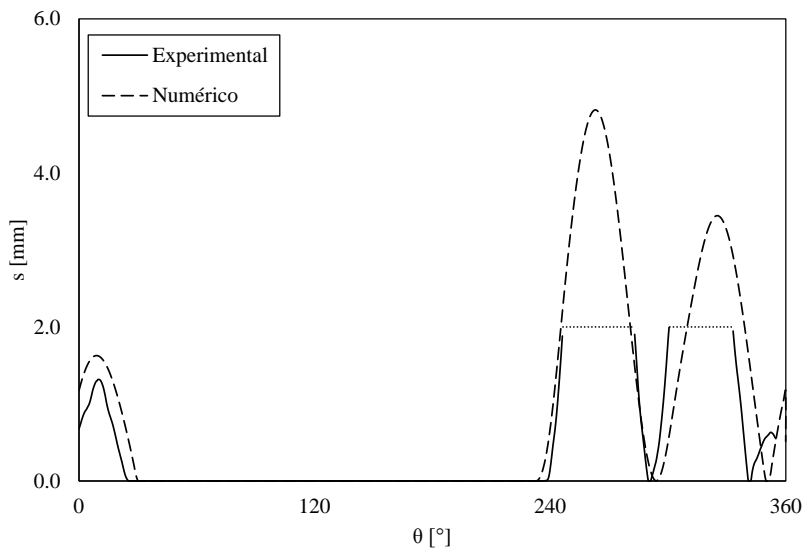


Figura 6.8 – Dinâmicas da válvula de sucção numérica e experimental na condição de confiabilidade

#### 6.4. OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE SUCCÃO

O espaço de decisão do procedimento de otimização do sistema de sucção é apresentado na Tabela 6.6, sendo importante ressaltar que as espessuras de válvula,  $t_v$ , avaliadas ao longo do procedimento de otimização são aquelas disponíveis comercialmente. As propriedades do material da válvula em função da sua espessura são resumidas na Tabela 6.7.

Conforme indicado no Capítulo 5, o procedimento de otimização foi realizado com dois métodos para a determinação das larguras dos elementos usados na discretização da geometria da válvula, métodos A e B. Com relação ao método B, decidiu-se pela adoção de três elementos de referência para a interpolação por *spline* cúbica (Figura 5.10b), com a geometria do vazio sendo definida com base na geometria do orifício de descarga do compressor de referência (Figura 5.11a).

Análises preliminares do procedimento de otimização com os métodos A e B evidenciaram a ocorrência de um problema relacionado à repetitividade dos resultados. Ou seja, constatou-se que procedimentos repetidos com a mesma configuração do algoritmo de otimização podem explorar regiões bem distintas do espaço objetivo. Tentativas de ajuste de parâmetros do algoritmo de otimização de forma sequencial, como a realizada para a calibração do modelo de simulação do compressor (seção 6.3.1), falharam em resolver este problema.

Em função do exposto no parágrafo anterior, decidiu-se por uma abordagem alternativa, baseada no trabalho de Deb (2005). Nesse sentido, dado o domínio de avaliação dos parâmetros (Tabela 6.8), cinco procedimentos de otimização distintos foram realizados com cinco configurações aleatórias do algoritmo de otimização. As análises dos resultados foram então realizadas com base na população combinada, formada pelos conjuntos de soluções obtidos. As configurações do algoritmo de otimização utilizadas para a avaliação dos métodos A e B são apresentados na Tabela 6.9 e na Tabela 6.10, respectivamente.

Os procedimentos de otimização foram realizados utilizando-se quatro processadores em paralelo para a execução da etapa de cálculo das funções objetivo do problema. Uma vez que as soluções para o sistema de sucção são avaliadas sob as condições de desempenho e de confiabilidade, o tempo de processamento de cada procedimento de otimização foi de aproximadamente 24 horas.

Tabela 6.6 – Espaço de decisão da otimização do sistema de sucção

Parâmetro	Limite inferior	Limite superior
$t_v$ [mm]	0,152	0,305
$l_m$ [mm]	24,0	72,0
$d_m$ [mm]	3,5	10,4
$h_s$ [mm]	0,0	0,4
$w_p$ [mm]	3,2	4,8
$w_s$ [mm]	0,4	0,8
$w_{b,i}$ [mm]	2,0	20,0

Tabela 6.7 – Propriedades do material da válvula (Sandvik, 2012)

$t_v$ [mm]	$S_f$ [MPa]	$S_y$ [MPa]	$E$ [GPa]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]
0,152	730	2050	210	7900
0,203	720	2000	210	7900
0,254	710	1950	210	7900
0,305	695	1900	210	7900

Tabela 6.8 – Domínio de análise dos parâmetros do algoritmo de otimização

Parâmetro	Limite inferior	Limite superior
$N_g$	20	80
$P_c$	0,80	1,00
$P_m$	0,05	0,15
$P_s$	20	80

Tabela 6.9 – Configurações do algoritmo de otimização para a avaliação do método A

Parâmetro	Configuração				
	1	2	3	4	5
$N_g$	25	50	25	40	20
$P_c$	0,92	0,94	0,93	0,81	0,90
$P_m$	0,09	0,13	0,05	0,07	0,05
$P_s$	64	32	64	40	80

Tabela 6.10 – Configurações do algoritmo de otimização para a avaliação do método B

Parâmetro	Configuração				
	1	2	3	4	5
$N_g$	20	32	20	32	25
$P_c$	0,90	0,91	0,89	0,95	0,84
$P_m$	0,06	0,08	0,07	0,12	0,05
$P_s$	80	50	80	50	64

#### 6.4.1. Otimização do sistema de sucção

As representações no espaço objetivo das soluções obtidas através dos métodos A e B são apresentadas na Figura 6.9 e na Figura 6.10, respectivamente. Em ambos os métodos, constata-se a relação existente entre a espessura da válvula ( $t_v$ ) e a região explorada do espaço objetivo. Mais especificamente, existe uma tendência para a obtenção de ciclos de compressão mais eficientes à medida que a espessura da válvula é reduzida.

Com o objetivo de avaliar os fenômenos relacionados à interação entre a espessura da válvula e a eficiência do ciclo de compressão, quatro soluções distintas do método A foram selecionadas, sendo destacadas na Figura 6.11. As características das válvulas referentes às soluções selecionadas são apresentadas na Tabela 6.11.

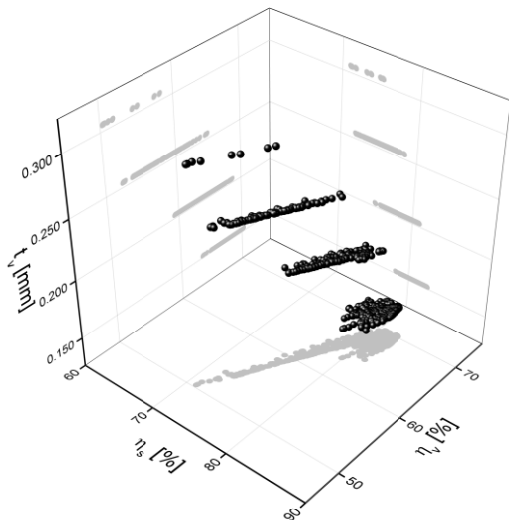


Figura 6.9 – Representação no espaço objetivo das soluções do procedimento de otimização referentes ao método A

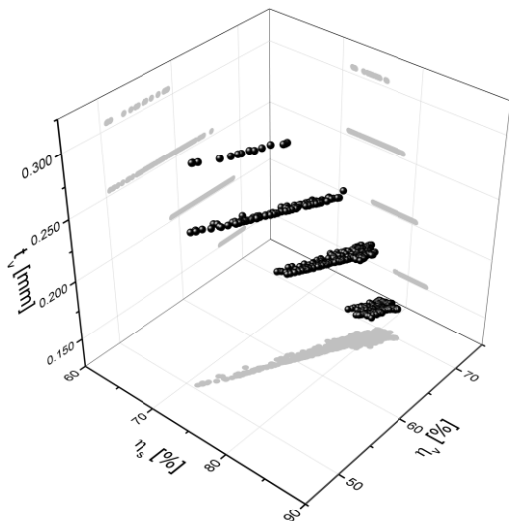


Figura 6.10 – Representação no espaço objetivo das soluções do procedimento de otimização referentes ao método B

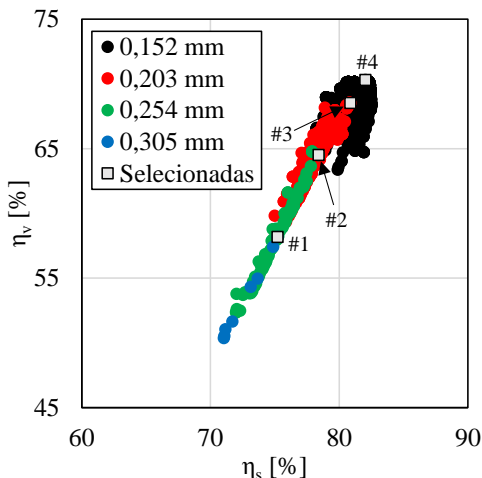


Figura 6.11 – Soluções selecionadas para a análise do efeito da espessura da válvula sobre a eficiência do ciclo de compressão

A Tabela 6.12 apresenta resultados de trabalho de compressão e perdas no processo de sucção para as quatro soluções selecionadas. Deve ser mencionado que  $w_s$  é o trabalho de compressão isentrópico,  $w_{suc}$  é a perda no processo de sucção,  $w_{vsuc}$  é a perda associada à válvula de sucção e  $w_{msuc}$  é a perda associada ao filtro de sucção. Essas quantidades são representadas na forma específica, ou seja, por unidade de massa, uma vez que cada solução resulta em vazão mássica diferente. Constata-se que a eficiência isentrópica aumenta com a redução da espessura da válvula. Isto se deve ao fato de que válvulas com menor espessura abrem mais rapidamente, reduzindo a perda associada ao atrito viscoso no escoamento.

Com relação às perdas de vazão mássica no processo de sucção (Tabela 6.13), verifica-se o aumento da eficiência volumétrica com a redução da espessura da válvula. Este aspecto está relacionado às maiores amplitudes e à maior rapidez de abertura da válvula com menor espessura (Figura 6.12), reduzindo assim a restrição imposta ao escoamento no processo de sucção.

A representação no espaço objetivo das soluções não dominadas obtidas através dos métodos A e B é apresentada na Figura 6.13. A título de comparação, inclui-se também na figura a solução obtida com o modelo de simulação para a configuração do compressor de referência.

Tabela 6.11 – Soluções selecionadas para a análise do efeito da espessura da válvula sobre a eficiência do ciclo de compressão

Parâmetro	Solução			
	#1	#2	#3	#4
$t_v$ [mm]	0,305	0,254	0,203	0,152
$f_n$ [Hz]	426,1	334,7	277,7	248,3
$k_{eq}$ [N/m]	1618,0	863,8	387,9	237,7

Tabela 6.12 – Efeito da espessura da válvula sobre as perdas de energia

Parâmetro	Solução			
	#1	#2	#3	#4
$\eta_s$	75,2	78,4	80,9	82,0
$w_s$ [kJ/kg]	145,2	139,3	135,1	133,2
$w_{suc}$ [kJ/kg]	17,6	13,1	9,6	8,1
$w_{vsuc}$ [kJ/kg]	17,0	12,3	8,8	7,2
$w_{msuc}$ [kJ/kg]	0,6	0,8	0,8	0,9

Tabela 6.13 – Efeito da espessura da válvula sobre as perdas de vazão mássica

Parâmetro	Solução			
	#1	#2	#3	#4
$\eta_v$	58,2	64,5	68,5	70,3
$\dot{m}$ [kg/s]	$2,1 \times 10^{-4}$	$2,3 \times 10^{-4}$	$2,4 \times 10^{-4}$	$2,5 \times 10^{-4}$
$\dot{m}_{suc}$ [kg/s]	$2,1 \times 10^{-4}$	$2,3 \times 10^{-4}$	$2,5 \times 10^{-4}$	$2,5 \times 10^{-4}$
$\dot{m}_{rsuc}$ [kg/s]	$8,8 \times 10^{-8}$	$3,7 \times 10^{-8}$	$1,8 \times 10^{-6}$	$2,2 \times 10^{-6}$



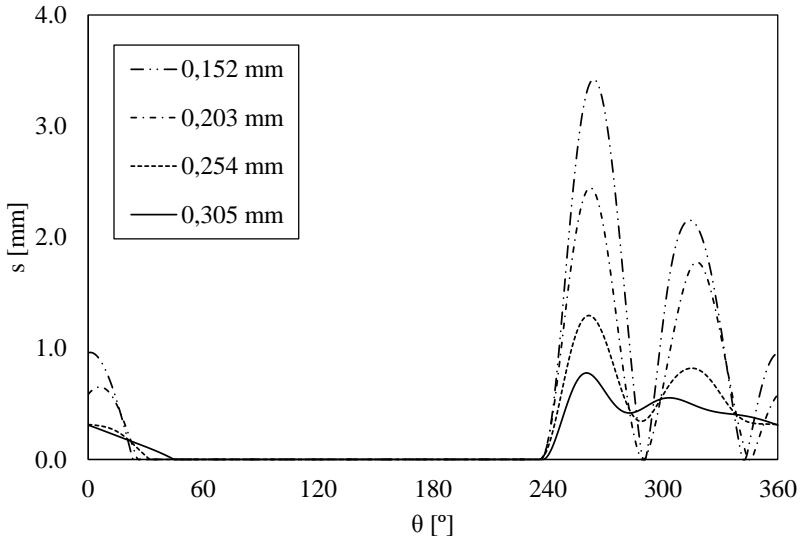


Figura 6.12 – Efeito da espessura sobre a dinâmica da válvula

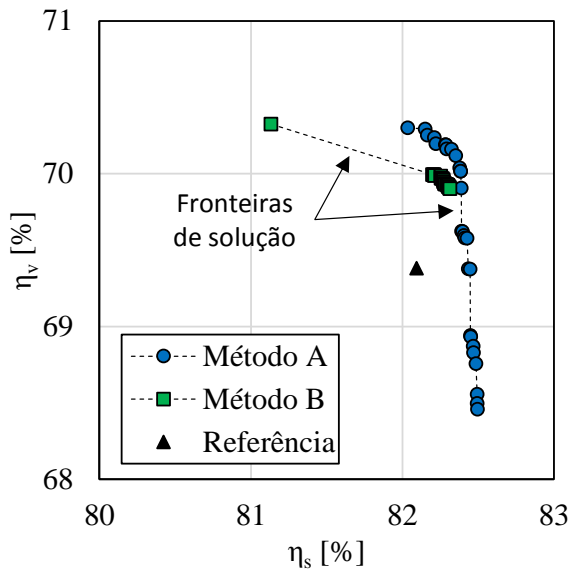


Figura 6.13 – Conjuntos de soluções não dominados obtidos via métodos A e B

Primeiramente, deve ser mencionado que todas as soluções, incluindo a do compressor de referência, se referem a válvulas com espessura igual a 0,152 mm. É interessante notar que grande parte das soluções obtidas proporcionam ciclos de compressão mais eficientes do que aquele correspondente ao compressor de referência. Comparando-se os métodos A e B, observa-se que o conjunto de soluções obtido pelo método B é dominado pelo conjunto do método A, com exceção de uma única solução. Conclui-se assim que o método B proporciona uma maior restrição à região explorada do espaço objetivo, provavelmente por impor uma maior restrição às larguras dos elementos da geometria discretizada da válvula, decorrente do uso de *splines* cúbicas.

O efeito desta restrição sobre a válvula pode ser avaliado a partir de suas respectivas frequência natural ( $f_n$ ) e rigidez equivalente ( $k_{eq}$ ), indicadas na Figura 6.14. Verifica-se que o método B promove uma menor dispersão das soluções, ou seja, uma exploração menor de regiões distintas do domínio. A Figura 6.15 e a Figura 6.16 mostram as variáveis de projeto na forma adimensional e normalizada, sendo também destacadas pelas linhas vermelhas as dimensões correspondentes ao compressor de referência. Verifica-se nessas figuras que a maior restrição imposta à geometria da válvula pelo método B faz com que o algoritmo busque soluções mais variadas para as demais variáveis de projeto.

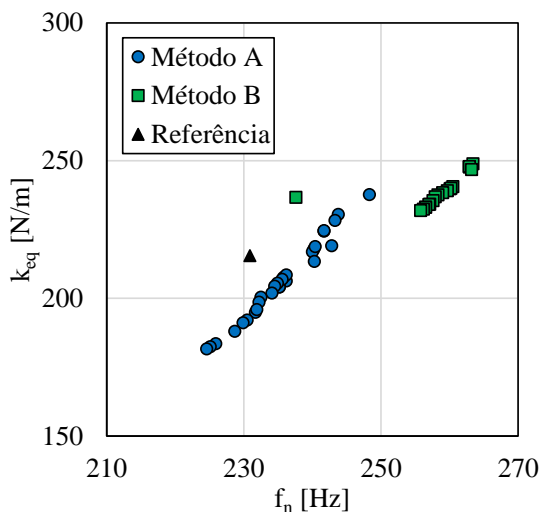


Figura 6.14 – Características estruturais das válvulas correspondentes às soluções não dominadas obtidas via métodos A e B

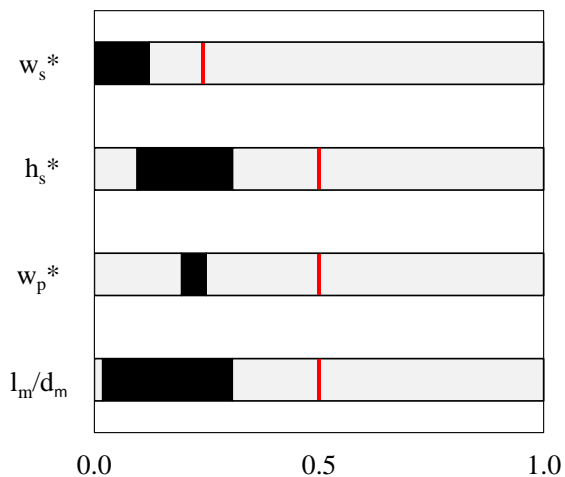


Figura 6.15 – Dispersão das variáveis de projeto no espaço de decisão correspondente ao conjunto de solução não dominado obtido via método A

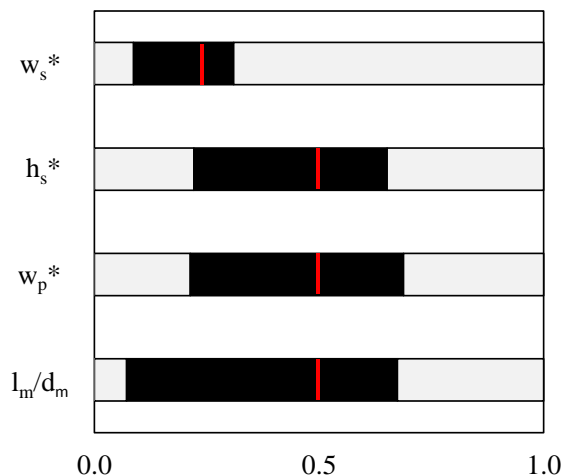


Figura 6.16 – Dispersão das variáveis de projeto no espaço de decisão correspondente ao conjunto de solução não dominado obtido via método B

Com base nos resultados, realizou-se uma análise da influência de aspectos do processo de sucção que afetam as eficiências isentrópica e volumétrica nas soluções ótimas. Assim, para cada método de solução, A e B, quatro soluções foram selecionadas e avaliadas em relação à solução do compressor de referência.

Avaliando-se inicialmente os resultados do método A, as soluções #1 a #4 selecionadas para a análise são indicadas na Figura 6.17. A Tabela 6.14 apresenta as características geométricas e estruturais da válvula de cada uma das soluções selecionadas. Resultados associados à eficiência volumétrica são apresentados na Tabela 6.15, com a indicação dos desvios absolutos em relação à solução do compressor de referência e da contribuição de cada parâmetro sobre a variação percentual da vazão mássica de fluido refrigerante fornecida ao sistema ( $\dot{m}$ ).

Constata-se que ambas as variações da vazão mássica por fluxo ( $\dot{m}_{\text{suc}}$ ) e da vazão mássica por refluxo ( $\dot{m}_{\text{rsuc}}$ ) contribuem significativamente para a variação da eficiência volumétrica. Além disso, verifica-se que a solução #1 origina um aumento de  $3,3 \times 10^{-6}$  kg/s na vazão mássica fornecida ao sistema ( $\dot{m}$ ), representando um aumento de 1,3% na eficiência volumétrica. Aproximadamente 0,5% se deve ao aumento de  $\dot{m}_{\text{suc}}$ , enquanto 0,8% está relacionado à redução de  $\dot{m}_{\text{rsuc}}$ . Por outro lado, a solução #4 reduziu a eficiência volumétrica em 1,3%, pois apesar do aumento de 0,2% devido ao fluxo através da válvula, um aumento significativo do refluxo contribuiu para a redução de 1,5% na eficiência volumétrica. Este aumento do refluxo está associado ao atraso no fechamento da válvula #4, conforme apresentado na Figura 6.18.

De forma similar à análise anterior, resultados de eficiência isentrópica são apresentados na Tabela 6.16. Deve ser mencionado que o projeto do sistema de sucção pode afetar o desempenho do sistema de descarga. No presente caso, porém, esse efeito foi pequeno e, assim, as variações de eficiência isentrópica podem ser atribuídas às diferentes geometrias do sistema de sucção. Primeiramente, observa-se que em todas as soluções houve a redução na perda associada ao processo de sucção ( $\Delta w_{\text{suc}} < 0$ ), com exceção da solução #1. Com relação à solução #1, o aumento de 0,1 kJ/kg no trabalho de compressão isentrópico ( $w_s$ ) é responsável pela redução de 0,1% na eficiência isentrópica ( $\eta_s$ ). Nesta solução, apesar da redução de 0,1% na perda associada ao filtro de sucção ( $w_{\text{msuc}}$ ), a perda associada à válvula de sucção ( $w_{\text{vsuc}}$ ) sofre um aumento de 0,2%. Já na solução #4,  $\eta_s$  exibe um aumento de 0,5%, sendo 0,3% atribuído à redução de  $w_{\text{vsuc}}$  e 0,2% atribuído à redução de  $w_{\text{msuc}}$ .

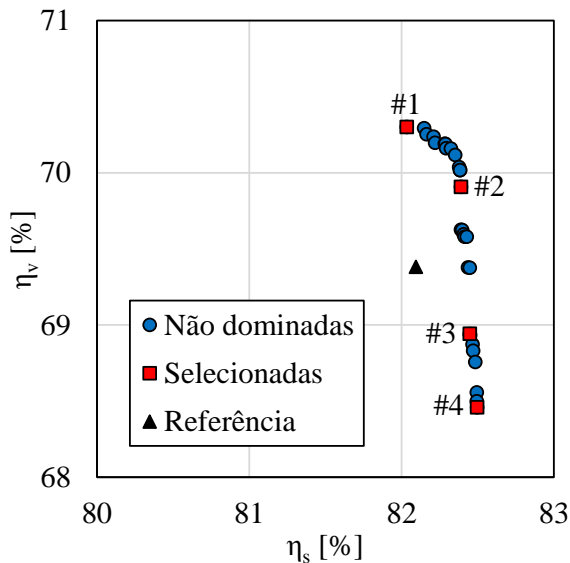


Figura 6.17 – Soluções selecionadas para a análise da influência de aspectos do processo de sucção sobre a eficiência do ciclo de compressão (método A)

Tabela 6.14 – Características geométricas e estruturais das válvulas (método A)

Solução	Parâmetro							
	$\frac{l_m}{d_m}$	$w_p^*$	$h_s^*$	$w_s^*$	$f_n$ [Hz]	$k_{eq}$ [N/m]	$\eta_s$ [%]	$\eta_v$ [%]
Ref.	6,9	$4,9 \times 10^{-1}$	$2,5 \times 10^{-2}$	$7,8 \times 10^{-2}$	230,9	215,5	82,1	69,4
#1	7,9	$4,4 \times 10^{-1}$	$1,1 \times 10^{-2}$	$5,7 \times 10^{-2}$	248,3	237,7	82,0	70,3
#2	7,3	$4,4 \times 10^{-1}$	$5,2 \times 10^{-3}$	$5,4 \times 10^{-2}$	235,8	207,6	82,4	69,9
#3	2,8	$4,4 \times 10^{-1}$	$1,5 \times 10^{-2}$	$5,7 \times 10^{-2}$	231,7	194,9	82,4	68,9
#4	2,8	$4,4 \times 10^{-1}$	$1,5 \times 10^{-2}$	$5,7 \times 10^{-2}$	224,6	181,6	82,5	68,5

Tabela 6.15 – Influência de aspectos do processo de sucção sobre a eficiência volumétrica (método A)

Parâmetro	Solução			
	#1	#2	#3	#4
$\Delta\eta_v$	$+9,2 \times 10^{-3}$ (+1,3%)	$+5,2 \times 10^{-3}$ (+0,8%)	$-4,4 \times 10^{-3}$ (-0,6%)	$-9,2 \times 10^{-3}$ (-1,3%)
$\Delta\dot{m}$ [kg/s]	$+3,3 \times 10^{-6}$ (+1,3%)	$+1,9 \times 10^{-6}$ (+0,8%)	$-1,6 \times 10^{-6}$ (-0,6%)	$-3,3 \times 10^{-6}$ (-1,3%)
$\Delta\dot{m}_{\text{suc}}$ [kg/s]	$+1,2 \times 10^{-6}$ (+0,5%)	$+1,2 \times 10^{-6}$ (+0,5%)	$+5,4 \times 10^{-7}$ (+0,2%)	$+5,7 \times 10^{-7}$ (+0,2%)
$\Delta\dot{m}_{\text{rsuc}}$ [kg/s]	$-2,1 \times 10^{-6}$ (-0,8%)	$-6,5 \times 10^{-7}$ (-0,3%)	$+2,1 \times 10^{-6}$ (+0,8%)	$+3,9 \times 10^{-6}$ (+1,5%)

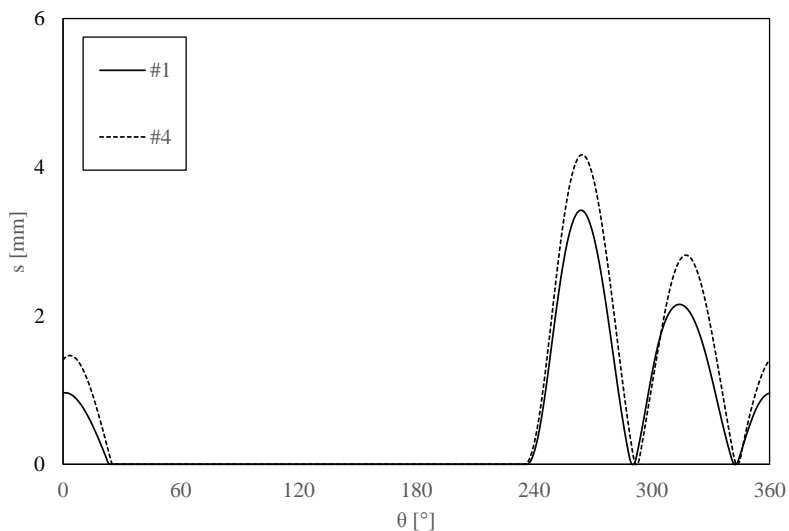


Figura 6.18 – Dinâmica das válvulas representadas pelas soluções #1 e #4 (método A)

A variação da perda associada à válvula se deve principalmente à sua rigidez equivalente,  $k_{eq}$ . Nesse sentido, válvulas menos rígidas apresentam uma maior facilidade de abertura e, portanto, introduzem uma menor restrição ao escoamento. Por outro lado, a variação da perda associada ao filtro pode ser atribuída à razão de aspecto entre as dimensões do comprimento e do diâmetro do tubo adjacente à câmara de sucção,  $l_m/d_m$ , verificando-se uma redução da perda com a redução de  $l_m/d_m$ . Nesse sentido, percebe-se que a redução desta razão de aspecto está relacionada principalmente à redução do comprimento do tubo do filtro acústico (Tabela 6.17), o que reduz as perdas por atrito viscoso no escoamento (Figura 6.19). As perdas associadas ao filtro e à válvula das soluções #1 e #4 são indicadas na Figura 6.20 e na Figura 6.21, respectivamente.

Da mesma forma, quatro soluções do método B foram selecionadas para análise, cujas representações no espaço objetivo e resumo das características são apresentados na Figura 6.22 e na Tabela 6.18. Os resultados relacionados à eficiência volumétrica são apresentados na Tabela 6.19. Neste caso, verifica-se que todas as soluções apresentam  $\Delta \dot{m}_{suc} \leq 0$  e, assim, o aumento de  $\eta_v$  é atribuído à redução do refluxo. Na solução #1, o aumento de  $3,4 \times 10^{-6}$  kg/s na vazão mássica fornecida ao sistema é responsável pelo aumento de 1,4% na eficiência volumétrica. Nesta solução, apesar da redução de 0,4% no fluxo, a redução no refluxo é responsável pelo aumento de 1,8% na eficiência volumétrica. Já na solução #4, o aumento de 0,7% na eficiência volumétrica é atribuído exclusivamente à redução de  $1,9 \times 10^{-6}$  kg/s na vazão mássica de refluxo. Novamente, o aumento de  $\dot{m}_{rsuc}$  na solução #4 é atribuído ao atraso no fechamento da válvula (Figura 6.23).

Com relação à eficiência isentrópica (Tabela 6.20), a solução #1 apresenta um aumento significativo de 1,45 kJ/kg na perda do processo de sucção, sendo a perda associada ao filtro a principal responsável pela redução de 1,2% na eficiência isentrópica. Na solução #4, a perda associada ao filtro também é a principal responsável pelo aumento de 0,3% na eficiência isentrópica. Em ambas as soluções, a razão de aspecto  $l_m/d_m$  é a principal responsável pela variação de  $\eta_s$ . Conforme apresentado na Tabela 6.21, a elevada razão de aspecto na solução #1 se deve tanto ao aumento de  $l_m$  quanto à redução de  $d_m$ . Neste caso, a redução do diâmetro do tubo proporciona uma maior perda de carga devido à maior razão entre as áreas transversais do tubo e da câmara de sucção (Figura 6.19). As pressões e as perdas de energia associadas às soluções #1 e #4 são apresentadas na Figura 6.24 e na Figura 6.25.

Tabela 6.16 – Influência de aspectos do processo de sucção sobre a eficiência isentrópica (método A)

Parâmetro	Solução			
	#1	#2	#3	#4
$\Delta\eta_s$	$-5,9 \times 10^{-4}$ (-0,1%)	$+3,0 \times 10^{-3}$ (+0,4%)	$+3,5 \times 10^{-3}$ (+0,4%)	$+4,0 \times 10^{-3}$ (+0,5%)
$\Delta w_s$ [kJ/kg]	+0,10 (+0,1%)	-0,48 (-0,4%)	-0,57 (-0,4%)	-0,65 (-0,5%)
$\Delta w_{suc}$ [kJ/kg]	+0,14 (+0,1%)	-0,38 (-0,3%)	-0,52 (-0,4%)	-0,63 (-0,5%)
$\Delta w_{vsuc}$ [kJ/kg]	+0,31 (+0,2%)	-0,17 (-0,1%)	-0,20 (-0,1%)	-0,32 (-0,3%)
$\Delta w_{msuc}$ [kJ/kg]	-0,17 (-0,1%)	-0,21 (-0,2%)	-0,32 (-0,3%)	-0,31 (-0,2%)

Tabela 6.17 – Dimensões do tubo do filtro acústico das soluções #1 e #4 (método A)

Solução	$l_m$ [mm]	$d_m$ [mm]	$l_m/d_m$
#1	65,2	8,3	7,9
#4	24,0	8,6	2,8

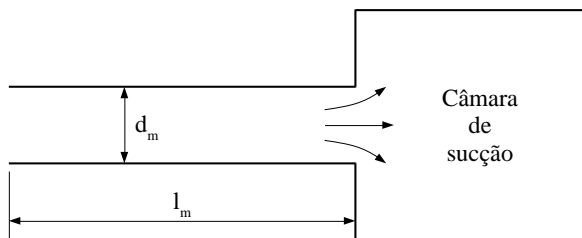


Figura 6.19 – Características do filtro acústico



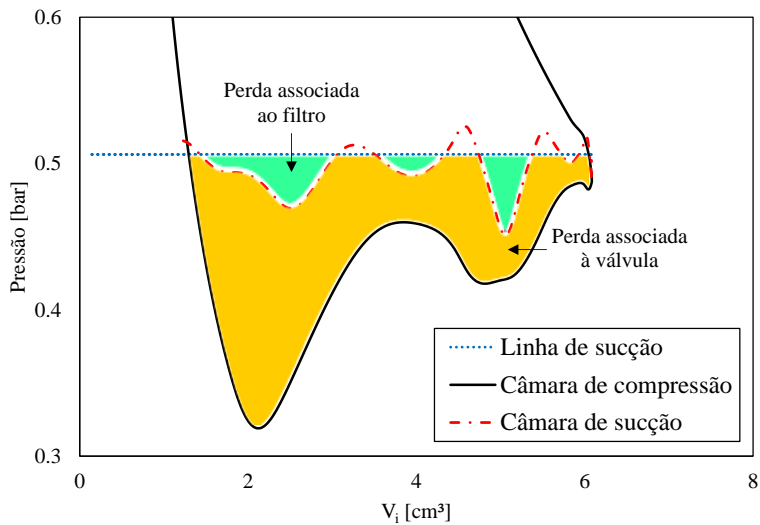


Figura 6.20 – Pressões e perdas de energia associadas ao processo de sucção da solução #1 (método A)

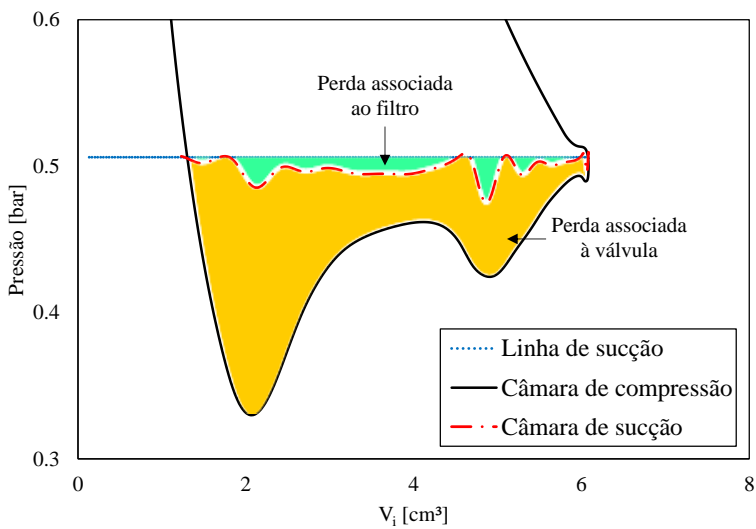


Figura 6.21 – Pressões e perdas de energia associadas ao processo de sucção da solução #4 (método A)

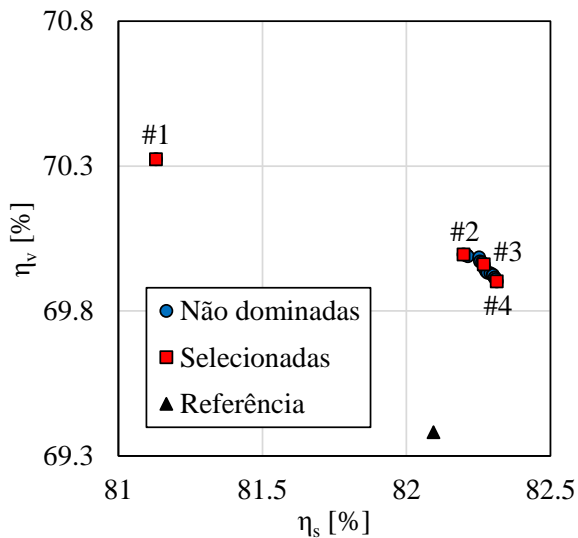


Figura 6.22 – Soluções selecionadas para a análise da influência de aspectos do processo de sucção sobre a eficiência do ciclo de compressão (método B)

Tabela 6.18 – Características geométricas e estruturais das válvulas (método B)

Solução	Parâmetro							
	$\frac{l_m}{d_m}$	$w_p^*$	$h_s^*$	$w_s^*$	$f_n$ [Hz]	$k_{eq}$ [N/m]	$\eta_s$ [%]	$\eta_v$ [%]
Ref.	6,9	$4,9 \times 10^{-1}$	$2,5 \times 10^{-2}$	$7,8 \times 10^{-2}$	230,9	215,5	82,1	69,4
#1	14,8	$5,3 \times 10^{-1}$	$3,2 \times 10^{-2}$	$6,8 \times 10^{-2}$	237,6	236,7	81,1	70,3
#2	4,0	$4,4 \times 10^{-1}$	$1,9 \times 10^{-2}$	$5,9 \times 10^{-2}$	263,4	248,9	82,2	70,0
#3	4,1	$4,4 \times 10^{-1}$	$1,8 \times 10^{-2}$	$5,8 \times 10^{-2}$	259,7	239,1	82,3	70,0
#4	4,1	$4,4 \times 10^{-1}$	$1,3 \times 10^{-2}$	$5,8 \times 10^{-2}$	255,8	231,9	82,3	69,9

Tabela 6.19 – Influência de aspectos do processo de sucção sobre a eficiência volumétrica (método B)

Parâmetro	Solução			
	#1	#2	#3	#4
$\Delta\eta_v$	$+9,4 \times 10^{-3}$ (+1,4%)	$+6,1 \times 10^{-3}$ (+0,9%)	$+5,8 \times 10^{-3}$ (+0,8%)	$+5,2 \times 10^{-3}$ (+0,7%)
$\Delta\dot{m}$ [kg/s]	$+3,4 \times 10^{-6}$ (+1,4%)	$+2,2 \times 10^{-6}$ (+0,9%)	$+2,1 \times 10^{-6}$ (+0,8%)	$+1,8 \times 10^{-6}$ (+0,7%)
$\Delta\dot{m}_{suc}$ [kg/s]	$-9,0 \times 10^{-7}$ (-0,4%)	$-4,3 \times 10^{-7}$ (-0,2%)	$-2,4 \times 10^{-7}$ (-0,1%)	$-6,6 \times 10^{-8}$ (0,0%)
$\Delta\dot{m}_{rsuc}$ [kg/s]	$-4,2 \times 10^{-6}$ (-1,8%)	$-2,6 \times 10^{-6}$ (-1,1%)	$-2,3 \times 10^{-6}$ (-0,9%)	$-1,9 \times 10^{-6}$ (-0,7%)

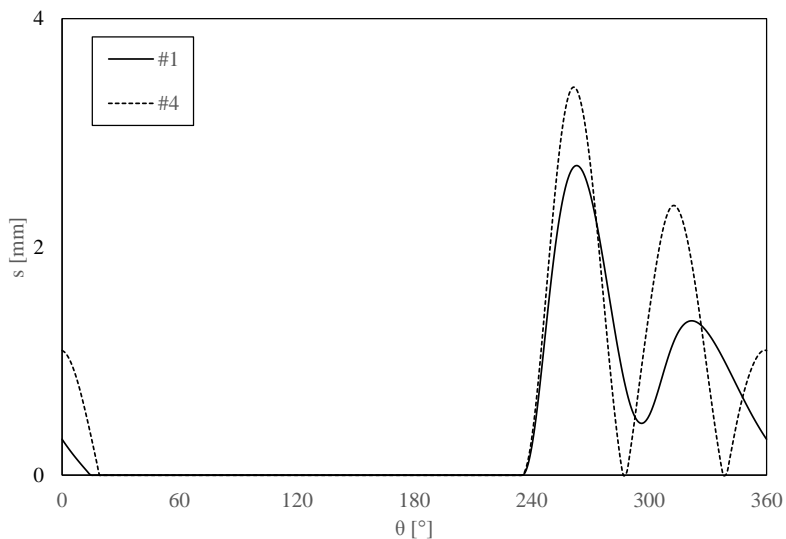


Figura 6.23 – Dinâmica das válvulas representadas pelas soluções #1 e #4 (método B)

Tabela 6.20 – Influência de aspectos do processo de sucção sobre a eficiência isentrópica (método B)

Parâmetro	Solução			
	#1	#2	#3	#4
$\Delta\eta_s$	$-9,6 \times 10^{-3}$ (-1,2%)	$+1,0 \times 10^{-3}$ (+0,1%)	$+1,7 \times 10^{-3}$ (+0,2%)	$+2,2 \times 10^{-3}$ (+0,3%)
$\Delta w_s$ [kJ/kg]	+1,58 (+1,2%)	-0,17 (-0,1%)	-0,28 (-0,2%)	-0,35 (-0,3%)
$\Delta w_{suc}$ [kJ/kg]	+1,45 (+1,1%)	-0,11 (-0,1%)	-0,23 (-0,2%)	-0,26 (-0,2%)
$\Delta w_{vsuc}$ [kJ/kg]	+0,07 (+0,1%)	+0,22 (+0,2%)	+0,06 (0,0%)	+0,03 (0,0%)
$\Delta w_{msuc}$ [kJ/kg]	+1,38 (+1,0%)	-0,33 (-0,3%)	-0,29 (-0,2%)	-0,29 (-0,2%)

Tabela 6.21 – Dimensões do tubo do filtro acústico das soluções #1 e #4 (método B)

Solução	$l_m$ [mm]	$d_m$ [mm]	$l_m/d_m$
#1	72,0	4,9	14,8
#4	35,3	8,6	4,1

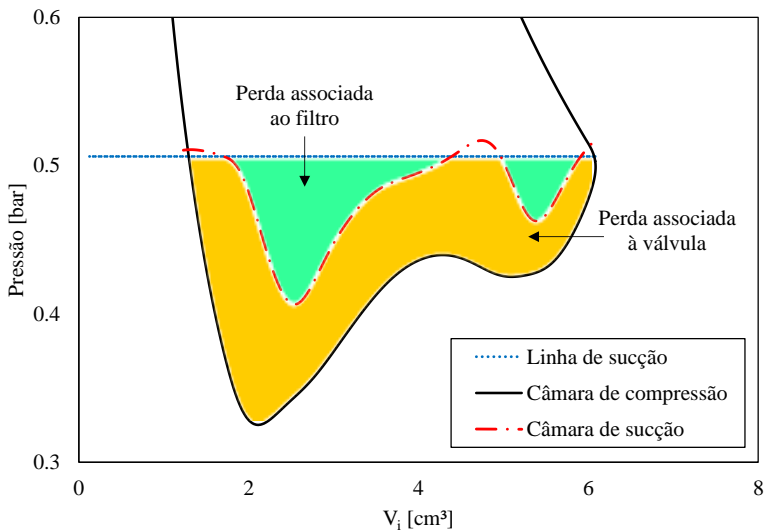


Figura 6.24 – Pressões e perdas de energia associadas ao processo de sucção da solução #1 (método B)

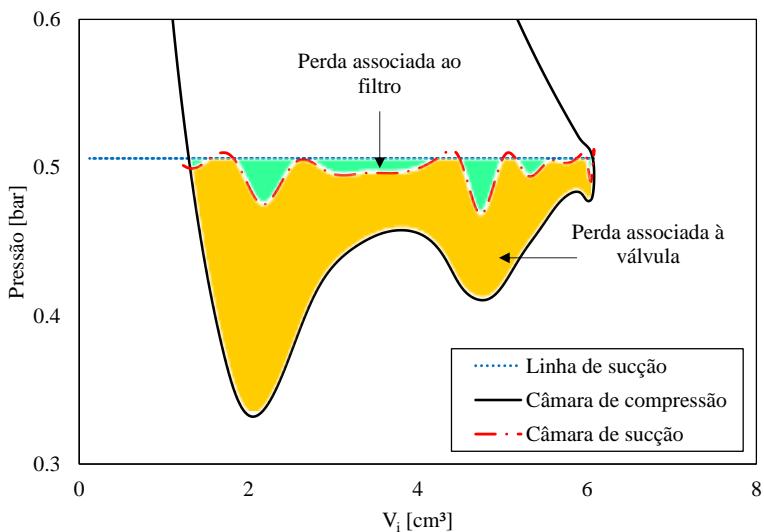


Figura 6.25 – Pressões e perdas de energia associadas ao processo de sucção da solução #4 (método B)

Finalmente, as geometrias discretizadas das válvulas correspondentes às soluções #1 a #4 dos métodos A e B são apresentadas na Figura 6.26 e na Figura 6.27, respectivamente, enquanto as geometrias propostas são apresentadas na Figura 6.28 e na Figura 6.29. Apesar de proporcionar uma menor restrição às geometrias para a válvula, a principal dificuldade da aplicação do método A é a necessidade de uma etapa de pós-processamento dos resultados, requerida para a inclusão do vazio relacionado ao orifício de descarga e para a manipulação dos elementos a fim de suavizar os contornos da geometria da válvula, conforme descrito no Capítulo 5. Deve ser mencionado também que diferentes geometrias de válvula podem ser propostas a partir de uma mesma geometria discretizada, sendo este procedimento, assim, muito dependente da sensibilidade do projetista.

A etapa de pós-processamento dos resultados não é necessária com a aplicação do método B. Contudo, como pode ser percebido na Figura 6.29, existe uma tendência para a geração de geometrias de válvula bastante similares, sendo a geometria da solução #1 uma exceção. Nota-se também a existência de um “pescoço” nas geometrias originadas pelo método B, tornando essas válvulas mais suscetíveis à falha por torção, aspecto não avaliado neste trabalho. Naturalmente, a atenuação deste problema pode ser alcançada com a redefinição da geometria do vazio da válvula e/ou das restrições impostas às larguras dos elementos de viga.

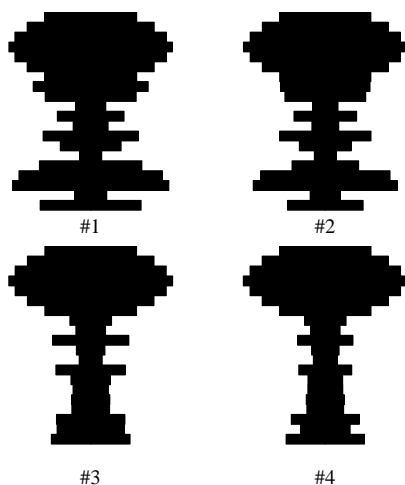


Figura 6.26 – Geometrias discretizadas das válvulas das soluções #1 a #4 (método A)

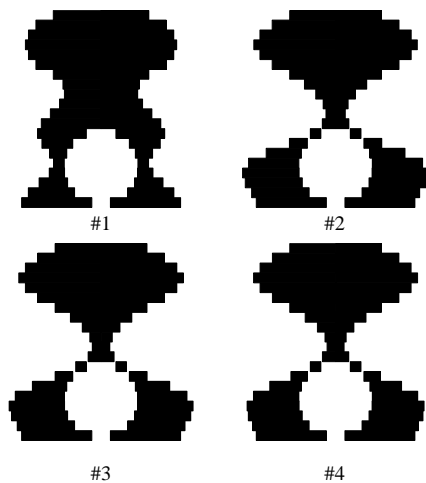


Figura 6.27 – Geometrias discretizadas das válvulas das soluções #1 a #4 (método B)

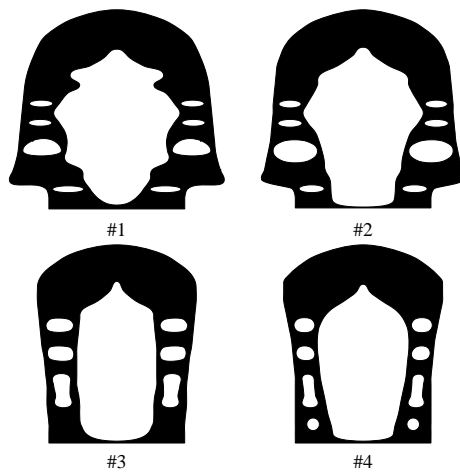


Figura 6.28 – Geometrias propostas das válvulas das soluções #1 a #4 (método A)

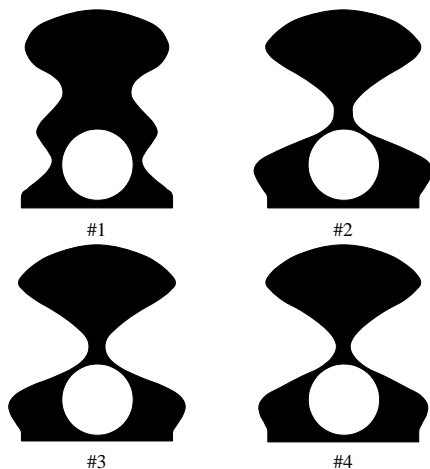


Figura 6.29 – Geometrias propostas das válvulas das soluções #1 a #4 (método B)

## 6.5. SUMÁRIO

Correlações para os coeficientes de áreas efetivas de escoamento e força foram obtidas através de simulações do escoamento em diferentes geometrias do sistema de sucção. Uma análise comparativa entre os coeficientes dessas correlações e das simulações numéricas foi realizada, verificando-se uma concordância satisfatória dos resultados.

O procedimento de calibração do modelo de simulação do ciclo de compressão foi abordado como um problema de otimização. O modelo calibrado foi capaz de prever de modo satisfatório o desempenho do compressor operando nas condições de desempenho e de confiabilidade.

A otimização do sistema de sucção foi realizada utilizando as eficiências isentrópica e volumétrica como funções objetivo e considerando a confiabilidade estrutural da válvula. Verificou-se uma tendência ao aumento da eficiência do ciclo de compressão com a redução da espessura da válvula. Dois procedimentos de otimização distintos (métodos A e B) foram avaliados, ambos fornecendo soluções com eficiências superiores àquelas do compressor de referência. De modo geral, o método A gerou soluções ótimas mais dispersas e próximas à fronteira de Pareto. Por outro lado, o método B não necessita de etapa de pós-processamento dos resultados, como ocorre no método A, facilitando o projeto da válvula.



## 7. CONCLUSÕES

### 7.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS

No presente trabalho foi desenvolvido um procedimento para a otimização do sistema de sucção de compressores alternativos de refrigeração doméstica, objetivando a maximização da eficiência termodinâmica e garantindo a confiabilidade estrutural da válvula.

Nesse procedimento, a avaliação do desempenho das diferentes geometrias do sistema de sucção do compressor é realizada com o auxílio de um modelo de simulação do ciclo de compressão. O efeito da geometria do sistema de sucção é introduzido através de correlações de áreas efetivas obtidas da solução numérica do escoamento. A calibração necessária dos parâmetros do modelo de simulação do ciclo de compressão foi também abordada como um problema de otimização.

Devido à discretização da válvula de sucção no modelo de elementos finitos, dois métodos de solução distintos foram empregados para a definição de sua geometria no procedimento de otimização. Aspectos relacionados à relação entre a espessura da válvula e a eficiência do ciclo de compressão foram também avaliados, bem como a dispersão das soluções nos espaços objetivo e de decisão.

### 7.2. CONCLUSÕES

Com relação ao modelo de simulação do compressor, as correlações de áreas efetivas de força e de escoamento se mostraram adequadas na caracterização de diferentes geometrias do sistema de sucção. Além disso, o procedimento proposto para a calibração de parâmetros do modelo de simulação do compressor permitiu a redução do tempo dispendido nessa atividade, atendendo requisitos específicos de projeto estabelecidos pelo usuário.

Na otimização do sistema de sucção, observou-se uma tendência de aumento da eficiência do ciclo de compressão com a redução da espessura da válvula. Isso se deve ao fato de que válvulas menos espessas abrem mais rapidamente e, assim, permitem a redução de perdas por atrito viscoso no escoamento através da válvula. Verificou-se também que grande parte das soluções ótimas proporcionaram ciclos de compressão mais eficientes do que aquele do compressor de referência.

Os dois métodos aplicados para a caracterização geométrica da válvula de sucção no procedimento de otimização foram comparados quanto à facilidade de uso, à dispersão do conjunto de soluções não dominadas e à proximidade da fronteira de Pareto. Um dos métodos se destacou por fornecer soluções mais dispersas e mais próximas da fronteira de Pareto, mas o outro apresentou a vantagem de permitir a eliminação da etapa de pós-processamento dos resultados, facilitando o projeto de válvulas.

O procedimento de otimização desenvolvido neste trabalho pode ser aplicado tanto em etapas iniciais de projeto como na melhoria de sistemas de sucção já existentes. Além do custo reduzido em relação a procedimentos experimentais e a métodos de tentativa e erro, o procedimento fornece uma variedade de soluções ótimas para o sistema de sucção, permitindo que o projetista selecione a solução mais adequada para uma dada aplicação do compressor.

### 7.3. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Dando continuidade à presente pesquisa, as seguintes atividades são sugeridas para o aprimoramento do procedimento de otimização do ciclo de compressão:

- i. Validação experimental. A investigação experimental das soluções ótimas propostas para o sistema de sucção é necessária para a comprovação dos resultados do procedimento de otimização.
- ii. Otimização conjunta do sistema de descarga. O sistema de descarga é também responsável por ineficiências termodinâmicas em compressores de sistemas de refrigeração doméstica. A presença de dispositivos auxiliares de abertura e fechamento, comumente referenciados na indústria como *impeller* e *booster*, respectivamente, certamente implicariam em uma abordagem mais elaborada em relação à adotada neste trabalho.
- iii. Otimização do sistema de sucção de compressores de capacidade variável. A capacidade de alguns sistemas de refrigeração é modulada pela velocidade de operação do compressor. Nesses casos, o projeto do sistema de sucção é realizado para a velocidade de operação predominante,

penalizando o desempenho do compressor nas demais velocidades. O procedimento de otimização deste trabalho pode ser estendido para determinar as características do sistema de sucção que resultasse na máxima eficiência do compressor, ponderando as diferentes velocidades de operação.

- iv. Otimização topológica da válvula. Em conjunto com a modelação da válvula com elementos de placa, a otimização topológica da válvula teria a vantagem de permitir a avaliação do efeito de vazios e de pontos de concentração de tensão.
- v. Introdução de uma restrição para as tensões de impacto. A colisão da válvula contra assento e topo do pistão origina tensões de impacto que podem acarretar a sua falha estrutural (Lajús Junior, 2012). Apesar de sua importância, a grande dificuldade em introduzir uma restrição para as tensões de impacto é o estabelecimento de um critério de falha apropriado para o procedimento de otimização.

**REFERÊNCIAS**

- Aungier, R. H. **A fast, accurate real gas equation of state for fluid dynamic analysis applications**. Journal of Fluids Engineering, Vol. 117, 1995. p. 277-281.
- Boussinesq, J. **Essai sur la théorie des eaux courantes**. Mémoires présentés par divers savants à l'Académie des Sciences, Vol. 23, 1877. p. 46.
- Brasil. Ministério de Minas e Energia. Empresa de Pesquisa Energética. **Balanco energético nacional 2014 - ano base 2013**: relatório síntese. Rio de Janeiro, 2014. Disponível em: <<https://ben.epe.gov.br>>. Acesso em: 22 jul. 2014.
- Črepinšek, M.; Liu, S.; Mernik, M. **Exploration and exploitation in evolutionary algorithms**: A survey. ACM Comput. Surv. 45, 3, Article 35, June, 2013.
- Deb, K. **Multi-objective optimization using evolutionary algorithms**. 1. ed. London: John Wiley & Sons, 2001.
- Deb, K; Pratap, A.; Agarwal, S.; Meyarivan, T. **A fast elitist multi-objective genetic algorithm: NSGA-II**. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 6(2), April, 2002. p. 182 – 197.
- Deb, K.; Tiwari, S. **Multi-objective optimization of a leg mechanism using genetic algorithms**. Engineering Optimization, 37(4), 2005. p. 325-350.
- Deschamps, C. J.; Ferreira, R. T. S.; Prata, A. T. **The effective flow and force areas in compressor valves**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 9, 1988, West Lafayette. **Proceedings of the 1988 International Compressor Engineering Conference at Purdue**. West Lafayette: Purdue University, 1988. p. 104 – 111.
- Deschamps, C. J.; Ferreira, R. T. S.; Prata, A. T. **Turbulent flow through valves of reciprocating compressors**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 13, 1996, West Lafayette. **Proceedings of the 1996 International**

**Compressor Engineering Conference at Purdue.** West Lafayette: Purdue University, 1996. p. 377 – 382.

Deschamps, C. J.; Possamai, F. C.; Pereira, E. L. L. **Numerical simulation of pulsating flow in suction mufflers.** In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 16, 2002, West Lafayette. **Proceedings of the 2002 International Compressor Engineering Conference at Purdue.** West Lafayette: Purdue University, 2002. C11-4.

Eletróbrás/Procel. **Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso – ano base 2005:** classe residencial - relatório Brasil. Rio de Janeiro, 2007. Disponível em: <<http://www.eletrabras.com/pci/>>. Acesso em: 22 jul. 2014.

Ferreira, R. T. S.; Driessen, J. L. **Analysis of the influence of valve geometric parameters on the effective flow and force areas.** In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 8, 1986, West Lafayette. **Proceedings of the 1986 International Compressor Engineering Conference at Purdue.** West Lafayette: Purdue University, 1986. p. 632 – 646.

Haupt, R. L.; Haupt, S. E. **Practical genetic algorithms.** 2. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2004.

Holland, J. H. **Adaptation in natural and artificial systems.** Ann Arbor: University of Michigan Press, 1975.

Lajús Junior, F. C. **Uma análise numérica do impacto em válvulas do tipo palheta de compressores.** 2012. 142 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

Lilie, D. E. B.; Ferreira, R. T. S. **Evaluation of the leakage through the clearance between piston and cylinder in hermetic compressors.** In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 7, 1984, West Lafayette. **Proceedings of the 1984 International Compressor Engineering Conference at Purdue.** West Lafayette: Purdue University, 1984. p. 1 – 6.

Link, R.; Possamai, F. C.; Pereira, E. L. L. **Muffler and bearing optimization applying genetic algorithm**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 17, 2004, West Lafayette. **Proceedings of the 2004 International Compressor Engineering Conference at Purdue**. West Lafayette: Purdue University, 2004. C066.

Maclaren, J. F. T.; Kerr, S. V.; Hoare, R. G. **Optimisation of compressor and valve design: an initial study using a direct search technique**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 3, 1976, West Lafayette. **Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference**. West Lafayette: Purdue University, 1976. p. 389 – 396.

Maclaren, J. F. T.; Kerr, S. V.; Hoare, R. G. **Optimisation of compressor valve design using a ‘complex’ method**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 4, 1978, West Lafayette. **Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference**. West Lafayette: Purdue University, 1978. p. 317 – 323.

Maliska, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2. ed., LTC, Rio de Janeiro, 2010.

Ottitsch, F.; Scarpinato, P. **CFD a Viable Engineering Tool for Compressor Valve Design or Just a Toy?**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 15, 2000, West Lafayette. **Proceedings of the 2000 Purdue Compressor Technology Conference**. West Lafayette: Purdue University, 2000. p. 423 – 428.

Possamai, F. C.; Ferreira, R. T. S.; Prata, A. T. **Pressure distribution in laminar radial flow through inclined disks**. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v. 22, 2001. p. 440 – 449.

Possamai, F. C.; Todescat, M. L. **A review of household compressor energy performance**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 17, 2004, West Lafayette. **Proceedings of the 2004 International Compressor Engineering Conference at Purdue**. West Lafayette: Purdue University, 2004. C067.

Press, W. H.; Teukolsky, S. A.; Vetterling, W. T.; Flannery, B. P. **Numerical recipes: the art of scientific computing**. 3. Ed., Cambridge University Press, New York, 2007.

Prins, J.; Ferreira, C. A. I.; Kalker-Kalkman, C. M. **Optimization of a valve using a genetic algorithm**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 13, 1996, West Lafayette. **Proceedings of the 1996 International Compressor Engineering Conference at Purdue**. West Lafayette: Purdue University, 1996. p. 517 – 522.

Rhie, C.M.; Chow, W.L. **A numerical study of the turbulent flow past an isolated airfoil with trailing edge separation**. AIAA Paper 82-0998, 1982.

Sa, B. D.; Kim, K. H.; Son, S. H.; Park, Y. D.; Byun, C. H. **The design optimization and experimental behavior of the valve for a rolling piston type rotary compressor**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 11, 1992, West Lafayette. **Proceedings of the 1992 International Compressor Engineering Conference at Purdue**. West Lafayette: Purdue University, 1992. p. 127 – 136.

Sandvik. **Sandvik 20C flapper valve steel: material datasheet**. Disponível em: <<http://www.smt.sandvik.com/en/products/strip-steel/strip-products/compressor-valve-steel/>>. Acesso em: 08 nov. 2012.

Santos, C. J. **Análise numérica da influência de parâmetros geométricos sobre as áreas efetivas de escoamento e força para o sistema de sucção de um compressor alternativo de refrigeração**. 2011. 65 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2011.

Shu, P. C.; Tramschek, A. B. **Optimisation of compressor valve designs using the “Nelder-Mead” simplex method**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 7, 1984, West Lafayette. **Proceedings of the 1984 International Compressor Engineering Conference at Purdue**. West Lafayette: Purdue University, 1984. p. 218 – 226.

Silva, E. **Um procedimento para a otimização de válvulas do tipo palheta considerando aspectos de eficiência e vida em fadiga**. 2012. 138 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

Soedel, W. **Sound and Vibration of Positive Displacement Compressor**. [S. l.]: CRC Press, 2007.

Versteeg, H. K.; Malalasekera, W. **An introduction to computational fluid dynamics**. Longman Scientific & Technical, Nova York, 1995.

Ussyk, M. S. **Simulação numérica do desempenho de compressores herméticos alternativos**. 1984. 194 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1984.

Yakhot, V.; Orzag, S. A. **Renormalization Group Analysis of Turbulence**: I. Basic Theory. *Journal of Scientific Computing*, 1(1), 1986. P. 1-51.



## APÊNDICE

Conforme descrito no Capítulo 4, para a simulação do escoamento no sistema de sucção, a geometria da válvula de sucção é determinada a partir de relações geométricas com os perfis do orifício de passagem e do assento, conforme ilustrado a Figura A 1, sendo:

- $d_3$  : dimensão fixa de referência
- $w_p$  : largura do orifício
- $w_s$  : espessura do assento
- $w_v$  : largura da válvula

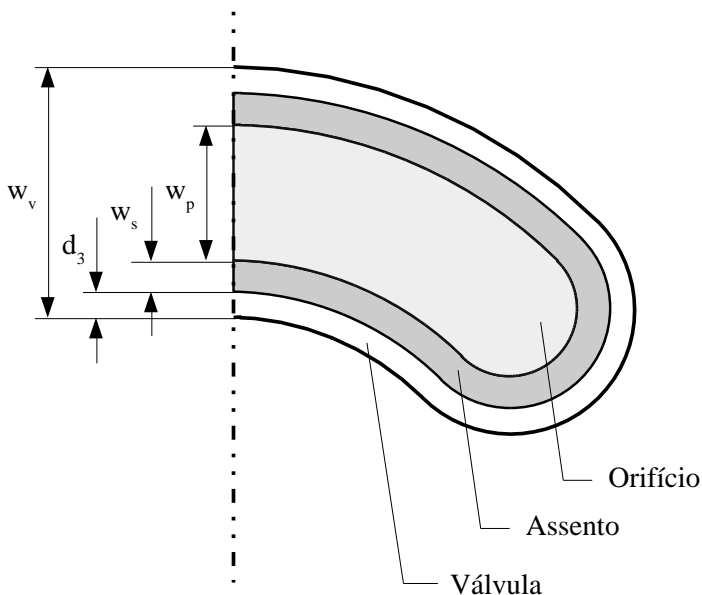


Figura A 1 – Relações geométricas entre os perfis do orifício, do assento e da válvula

Durante o procedimento de otimização do sistema de sucção, as larguras dos elementos de viga contidos na região da ponta da válvula devem ser determinados em função das dimensões do orifício e do assento. Visando simplificar a implementação do procedimento de cálculo, as larguras dos elementos são determinadas fazendo uso de uma relação de simetria, conforme ilustrado na Figura A 2.

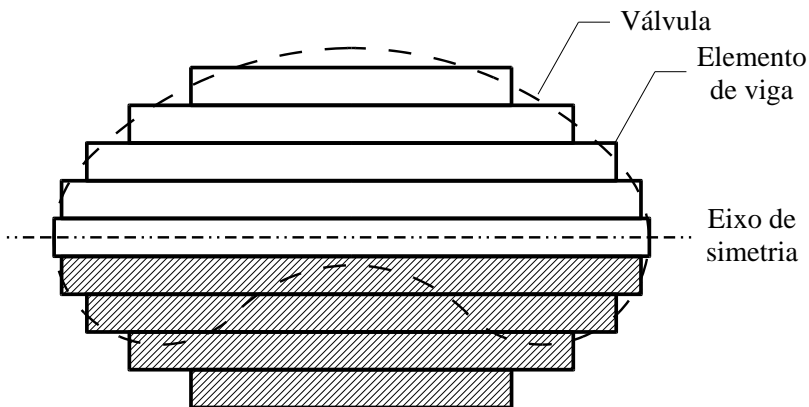


Figura A 2 – Discretização da geometria da ponta da válvula

Assim, dada uma distância longitudinal em relação à ponta da válvula,  $l$ , e conforme ilustrado na Figura A 3, inicialmente os trechos A e B do perfil da válvula são considerados, sendo:

$R_e'$  : raio do arco externo empregado na geração do perfil da válvula

$R_i'$  : raio do arco interno empregado na geração do perfil da válvula

$w_b$  largura do elemento de viga

$\theta_o$  : ângulo de referência dado pela equação (4.2)

$\theta'$  : ângulo relacionado à distância longitudinal ( $l$ )

Conforme apresentado na Figura A 4, caso  $\theta' \leq \theta_o$ , onde:

$$\theta' = \arccos\left(\frac{R_e' - l}{R_e'}\right) \quad (\text{A.1})$$

então a largura do elemento de viga,  $w_b$ , é dada pela seguinte equação:

$$w_b = R_e' \operatorname{sen} \theta' \quad (\text{A.2})$$

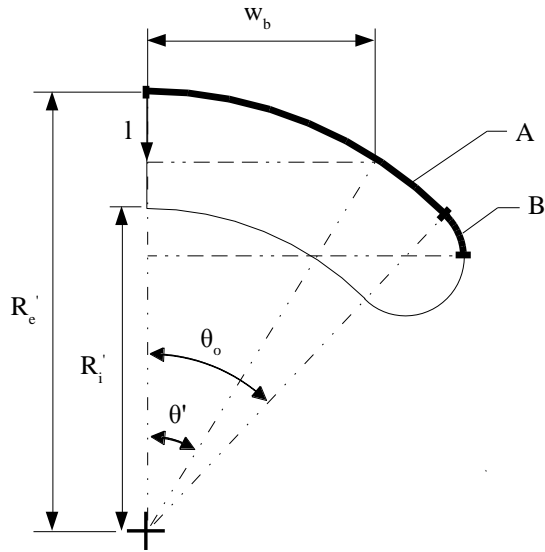


Figura A 3 – Detalhes relacionados ao cálculo das larguras dos elementos para a discretização da válvula de sucção

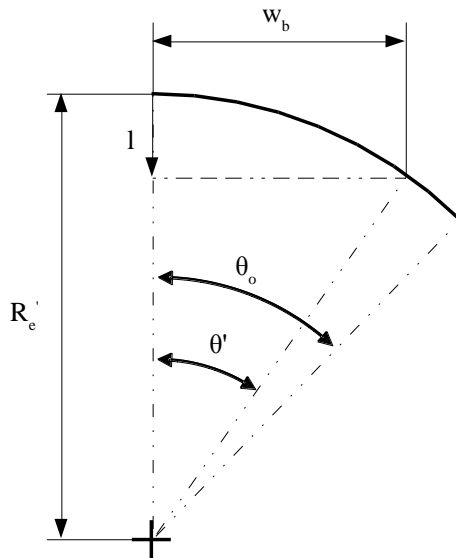


Figura A 4 – Largura dos elementos de viga relacionados ao trecho A

Por outro lado, caso  $\theta' > \theta_o$ ,  $w_b$  é calculado pela seguinte equação:

$$w_b = w'_b + w''_b \quad (\text{A.3})$$

Neste caso, conforme ilustrado na Figura A 5a,  $w'_b$  é determinado a partir da seguinte equação:

$$w'_b = (R'_e - l)\tan\theta_o \quad (\text{A.4})$$

Já  $w''_b$  é calculado pela seguinte equação (Figura A 5b):

$$w''_b = b \frac{\text{sen}\omega}{\text{sen}\gamma} \quad (\text{A.5})$$

cujos parâmetros são obtidos a partir das seguintes relações:

$$a = (l - R'_e) \frac{(1 - \cos\theta_o)}{\text{sen}\alpha} \quad (\text{A.6})$$

$$b = \frac{w_p}{2} - a \quad (\text{A.7})$$

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \theta_o \quad (\text{A.8})$$

$$\beta = \pi - \alpha \quad (\text{A.9})$$

$$\gamma = \text{asen}\left(\frac{2b}{w_p} \text{sen}\beta\right) \quad (\text{A.10})$$

$$\omega = \pi - \beta - \gamma \quad (\text{A.11})$$

As relações anteriores são válidas nos trechos A e B, ou seja, enquanto a seguinte condição for satisfeita:

$$l \leq \frac{w_p}{2} \left( \frac{\text{sen}\alpha}{1 - \cos\theta_o} \right) + R'_e \tag{A.12}$$

Estabelecendo um eixo de simetria a partir do último elemento de viga a satisfazer a equação (A.12), os demais elementos de viga contidos na região da ponta da válvula, hachurados na Figura A 2, tem as suas larguras determinadas através de uma relação de simetria.

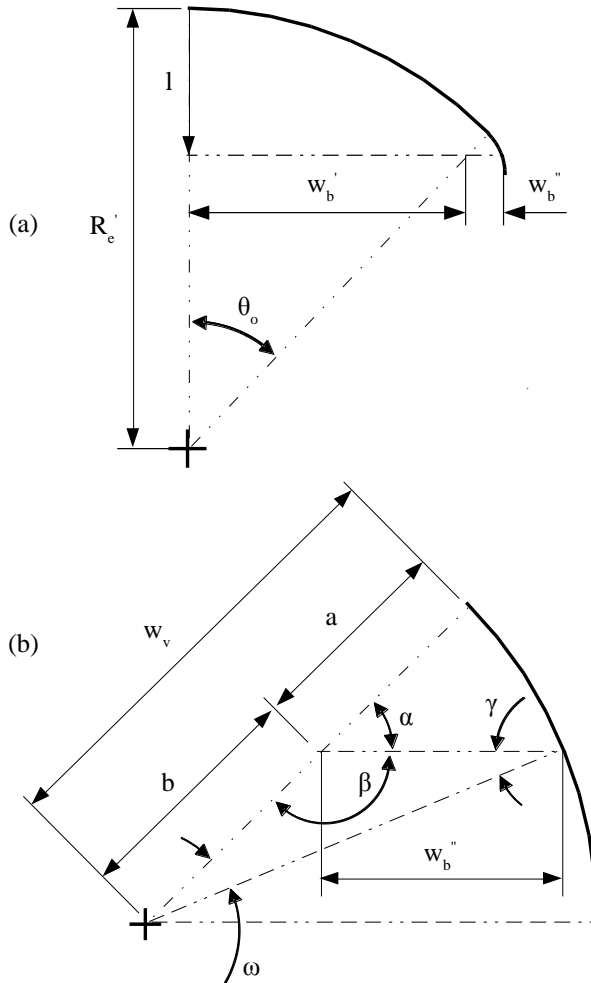


Figura A 5 – Largura dos elementos de viga relacionados ao trecho B