

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

Ernane Silva

**UM PROCEDIMENTO PARA A OTIMIZAÇÃO DE VÁLVULAS
DO TIPO PALHETA CONSIDERANDO ASPECTOS DE
EFICIÊNCIA E VIDA EM FADIGA**

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.

Co-orientador:

Prof. Eduardo A. Fancello, D.Sc.

Florianópolis
2012

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária
da
Universidade Federal de Santa Catarina

S586p Silva, Ernane

Um procedimento para a otimização de válvulas do tipo palheta considerando aspectos de eficiência e vida em fadiga [dissertação] / Ernane Silva ; orientador, César J. Deschamps. - Florianópolis, SC, 2012.

139 p.: il., grafs., tabs.

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

Inclui referências

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

CDU 621

Ernane Silva

UM PROCEDIMENTO PARA A OTIMIZAÇÃO DE VÁLVULAS DO TIPO PALHETA CONSIDERANDO ASPECTOS DE EFICIÊNCIA E VIDA EM FADIGA

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, 27 de fevereiro de 2012.

Prof. César J. Deschamps, Ph.D.
Orientador

Prof. Eduardo A. Fancello, D.Sc.
Co-orientador

Prof. Júlio C. Passos, Dr.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. César J. Deschamps, Ph.D.
Presidente

Prof. Eduardo Lenz Cardoso, Dr. Eng. (UFSC)

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

Prof. Júlio Apolinário Cordioli, Dr. Eng. (UFSC)

Aos meus pais, **Adenir e Sônia**,
e à minha irmã, **Eliziane**,
pelo carinho, incentivo e dedicação.

À **Bruna Luiza**,
pelo companheirismo e amor.

AGRADECIMENTOS

Aos meus orientadores, César J. Deschamps e Eduardo A. Fancello, pelo exemplo e dedicação;

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

Aos amigos do POLO, especialmente àqueles que contribuíram diretamente para este trabalho: Marco C. Diniz, Ricardo Hellman, Sérgio K. Lohn, Murilo Boselli, Giseli do Nascimento e Renata Steinbach;

Ao Eng. Rodrigo Kremer pelo suporte e conhecimentos compartilhados ao longo deste trabalho;

À Universidade Federal de Santa Catarina, em especial ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pelos conhecimentos transmitidos;

A CAPES e Embraco, pelo apoio financeiro dado ao trabalho.

“A perfeição é atingida não quando não há mais nada a acrescentar, mas quando não há mais nada para tirar.”

Antoine de Saint-Exupéry

RESUMO

Válvulas do tipo palheta são comumente utilizadas em compressores alternativos devido a sua simplicidade e baixo custo. A principal característica desse tipo de válvula é que seu movimento é governado pela diferença de pressão entre a câmara de compressão e as câmaras de sucção e descarga. Além da importância para as eficiências isentrópica e volumétrica do compressor, o projeto adequado dessas válvulas é também crucial para a confiabilidade do compressor, uma vez que válvulas estão sujeitas a tensões de flexão e impacto. Esta dissertação apresenta um procedimento de otimização da geometria de válvulas do tipo palheta que considera eficiência e confiabilidade. A fim de avaliar o desempenho de diferentes válvulas e seus níveis de tensão, um modelo de simulação de compressores é usado em conjunto com um modelo em elementos finitos para simular a dinâmica da válvula. Ambos os modelos são acoplados e um algoritmo genético é empregado para identificar diferentes geometrias de válvula que proporcionam o melhor compromisso entre desempenho e confiabilidade. Como exemplo, o procedimento é aplicado na otimização da válvula de sucção de um compressor alternativo utilizado para refrigeração doméstica. Como resultado do procedimento, diferentes geometrias ótimas são identificadas e os seus resultados de desempenho verificados experimentalmente. Além disso, uma das geometrias tem sua dinâmica prevista através de um modelo fluido-estrutura. Tanto os resultados experimentais quanto os obtidos através do modelo fluido-estrutura mostram resultados similares aos previstos pelo procedimento de otimização. O novo procedimento apresenta-se como uma importante ferramenta para a fase inicial de projeto de compressores, na qual se deseja obter um primeiro esboço das geometrias das válvulas em um curto período de tempo.

Palavras-chave: Compressor alternativo, otimização de válvulas, confiabilidade de válvulas.

ABSTRACT

Reed type valves are commonly adopted in small reciprocating compressors due to their simplicity and low cost. In addition to the importance to the compressor volumetric and isentropic efficiencies, their suitable design is also crucial for reliability, since valves may be subjected to severe bending and impact stresses. The present work reports an optimization procedure for reed type valves considering efficiency and bending fatigue, which is attained by coupling a thermodynamic model for the compression cycle and a finite element model for the valve dynamics. Both models are coupled and a genetic algorithm is adopted to find different valve geometries that give the best compromise between efficiency and reliability. As an example, the method is applied to optimize the suction valve of a small reciprocating compressor. The optimal geometries found by the aforementioned procedure are prototyped and their performances verified through measurements in a compressor test bench. The dynamics and bending stress associated with one of the optimal geometries are predicted via a fluid-structure numerical simulation. Both the numerical and experimental results for the valve performance are found to be in good agreement with predictions obtained with the optimization procedure. The new procedure can be seen as an important tool in the initial phase of compressor design, when a first sketch of the valve geometry has to be found in a short period of time.

Keywords: Reciprocating compressor, valve optimization, valve reliability.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Sistema de refrigeração por compressão de vapor simples.	29
Figura 1.2 - Diagrama pressão-entalpia padrão.....	30
Figura 1.3 - Componentes de um compressor alternativo hermético. ...	31
Figura 1.4 - Diagrama pressão-volume com válvulas ideais e posições das válvulas e do pistão ao longo do processo de compressão.....	32
Figura 1.5 - Tipos de válvulas.....	34
Figura 1.6 - Deficiências associadas ao funcionamento das válvulas..	36
Figura 1.7 - Padrões de deflexão em válvulas do tipo palheta..	37
Figura 2.1 - Modelo massa-mola utilizado por Costagliola (1949).....	39
Figura 2.2 - Discretização de uma válvula do tipo palheta utilizada por Friley e Hamilton (1976).....	40
Figura 2.3 - Elemento de viga utilizado por Fagotti <i>et al.</i> (1996).	41
Figura 2.4 - Capacidade de refrigeração e EER versus frequência natural.....	47
Figura 3.1 - Interação entre as equações e os dados auxiliares do modelo do compressor.	54
Figura 3.2 - Parâmetros relacionados ao cálculo do volume da câmara de compressão.....	55
Figura 3.3 - Volume de controle utilizado para determinação do estado termodinâmico do gás na câmara de compressão.....	56
Figura 3.4 - Modelo de corpo rígido.	61
Figura 3.5 - Configuração deformada da viga.....	63
Figura 3.6 - Esforços internos em uma viga sujeita a flexão.....	65
Figura 4.1 - Modelos do filtro de sucção.....	73
Figura 4.2 - Funções de forma.	77
Figura 4.3 - Válvula de sucção discretizada em elementos de viga.	85
Figura 4.4 - Fluxograma do processo de otimização.....	86
Figura 4.5 - Curva de Soderberg.	89
Figura 4.6 - Fluxograma da avaliação dos custos.....	90
Figura 5.1 - Geometria original da válvula de sucção e da placa de válvulas.	94
Figura 5.2 - Deslocamento da válvula.....	97
Figura 5.3 - Análise dos coeficientes da função objetivo.....	101
Figura 5.4 - Análise da taxa de mutação.	103
Figura 5.5 - Análise do número de gerações e do tamanho da população.	104
Figura 5.6 - Resultados da otimização.	105

Figura 5.7 - Deslocamento da válvula de sucção no centro do orifício.	106
Figura 5.8 - Deslocamento da válvula de sucção no centro do orifício.	107
Figura 5.9 - Vazão de massa através da válvula de sucção ($\theta = 0^\circ$ a 360°).....	107
Figura 5.10 - Vazão de massa através da válvula de sucção ($\theta = 0^\circ$ a 60°).	108
Figura 5.11 - Variação da rigidez e da frequência natural da configuração ótima.....	109
Figura 5.12 - Variação do valor da função objetivo por geração.	109
Figura 5.13 - Casos descartados.....	110
Figura 5.14 - Configurações selecionadas para a validação experimental.	112
Figura 5.15 - Desenvolvimento da válvula #A	113
Figura 5.16 - Geometrias otimizadas das válvulas #B, #C e #D.....	114
Figura 5.17 - Campo de tensões na válvula original.	116
Figura 5.18 - Campo de tensões na válvula #A.....	116
Figura 5.19 - Campo de tensões na válvula #B.....	117
Figura 5.20 - Campo de tensões na válvula #C.....	117
Figura 5.21 - Campo de tensões na válvula #D.....	118
Figura 5.22 - Bancada experimental	119
Figura 5.23 - Diagrama pressão-volume obtido experimentalmente. .	121
Figura 5.24 - Malhas da câmara de compressão.	122
Figura 5.25 - Deslocamento da válvula de sucção.....	123
Figura 5.26 - Tensões ao longo do tempo no ponto crítico da válvula.	124
Figura 5.27 - Deslocamento da válvula de sucção para diferentes tamanhos de volume morto.	126
Figura 5.28 - Eficiências das configurações original e otimizada.....	127

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Parâmetros para cálculo da vazão de massa através das válvulas.	59
Tabela 4.1 - Características do computador utilizado.	92
Tabela 5.1 - Condições de operação do compressor.	93
Tabela 5.2 - Propriedades do material da válvula.	95
Tabela 5.3 - Dados globais do compressor.....	97
Tabela 5.4 - Parâmetros calibrados.	98
Tabela 5.5 - Dados globais do compressor obtidos de catálogo e através do modelo apresentado.....	99
Tabela 5.6 - Parâmetros calibrados.	99
Tabela 5.7 - Parâmetros iniciais do processo de otimização.	100
Tabela 5.8 - Análise dos coeficientes da função objetivo.	100
Tabela 5.9 - Análise da taxa de mutação.....	102
Tabela 5.10 - Análise do número de gerações e do tamanho da população.	103
Tabela 5.11 - Parâmetros finais do processo de otimização.....	104
Tabela 5.12 - Perdas de energia nas válvulas.	105
Tabela 5.13 - Máxima abertura das válvulas.....	111
Tabela 5.14 - Características dos filtros de sucção otimizados.	115
Tabela 5.15 - Dados globais do compressor obtidos experimentalmente.	120
Tabela 5.16 - Dados globais do compressor obtidos numericamente.	123
Tabela 5.17 - Configurações ótimas.....	125

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Gerais

Símbolo	Descrição	Unidades
A	Área de seção transversal da viga	[m ²]
A_{ee}	Área efetiva de escoamento	[m ²]
A_{ef}	Área efetiva de força	[m ²]
A_l	Área lateral do volume de controle	[m ²]
A_s	Área de seção transversal do escoamento	[m ²]
A_t	Área instantânea de troca de calor do gás com o cilindro	[m ²]
b_j	Largura do j-ésimo elemento de viga	[m]
$[B^e]$	Matriz de derivadas das funções de forma	[adimensional]
c_{eq}	Amortecimento equivalente da válvula	[N s/m]
c_{v_i}	Calor específico a volume constante do gás na câmara de compressão	[J/kg K]
C_b	Comprimento da biela	[m]
C_{pms}	Distância entre o ponto morto superior e o eixo do mecanismo	[m]
$[C]$	Matriz global de amortecimento	[N s/m]
d_f	Diâmetro do tubo 1 do filtro de sucção	[m]
d_m	Desalinhamento entre os eixos do mecanismo e do cilindro	[m]
D_{cil}	Diâmetro do cilindro	[m]
D_p	Diâmetro do pistão	[m]

$[d^e]$	Vetor de deslocamentos nodais elementar	[m]
$[\ddot{d}^e]$	Vetor de acelerações nodais elementar	[m/s ²]
$[D]$	Vetor de deslocamentos nodais global	[m]
$[\dot{D}]$	Vetor de velocidades nodais global	[m/s]
$[\ddot{D}]$	Vetor de acelerações nodais global	[m/s ²]
e	Excentricidade	[m]
E	Módulo de elasticidade do material	[Pa]
f	Função objetivo	[adimensional]
F	Somatório de todas as forças externas atuando sobre a válvula	[N]
F_a	Força de adesão	[N]
F_e	Força devido ao campo de pressão do escoamento atuando sobre a válvula	[N]
$[F]$	Vetor global de forças externas	[N]
$[F^e]$	Vetor elementar de forças externas	[N]
$[F_p]$	Vetor de penalização	[N]
g_j	Restrição do problema de otimização	-
h	Entalpia específica	[J/kg]
h_1	Entalpia específica do fluido refrigerante na sucção do compressor	[J/kg]
$h_{2,s}$	Entalpia específica do fluido refrigerante na pressão de descarga e com entropia da sucção	[J/kg]
h_b	Altura do batente	[m]
h_{cd}	Entalpia específica do gás na câmara de descarga	[J/kg]

h_{cs}	Entalpia específica do gás na câmara de sucção	[J/kg]
h_i	Entalpia específica do gás na câmara de compressão	[J/kg]
H_c	Coefficiente de transferência de calor por convecção entre o gás e as paredes do cilindro	[W/m ² K]
k	Relação entre os calores específicos	[adimensional]
k_{eq}	Rigidez equivalente da válvula	[N/m]
k_p	Fator de penalização	[N/m]
K	Razão entre os raios do pistão e do cilindro	[adimensional]
$[K]$	Matriz global de rigidez	[N/m]
$[K^e]$	Matriz elementar de rigidez	[N/m]
l_f	Comprimento do tubo 1 do filtro de sucção	[m]
L	Comprimento de contato entre a parede do cilindro e o pistão ou comprimento da viga	[m]
L^e	Comprimento de um elemento	[m]
L_0	Comprimento mínimo de contato	[m]
$[L^e]$	Matriz de acoplamento	[adimensional]
m	Massa	[kg]
m_{eq}	Massa equivalente da válvula	[kg]
m_i	Massa de gás contida na câmara de compressão	[kg]
\dot{m}	Vazão de massa ou vazão de massa real através do compressor	[kg/s]

\dot{m}_{des}	Vazão de massa através da válvula de descarga	[kg/s]
\dot{m}_{refdes}	Refluxo através da válvula de descarga	[kg/s]
\dot{m}_{refsuc}	Refluxo através da válvula de sucção	[kg/s]
\dot{m}_{suc}	Vazão de massa através da válvula de sucção	[kg/s]
\dot{m}_{sw}	Vazão de massa ideal através do compressor	[kg/s]
\dot{m}_{vaz}	Vazão de massa através da folga entre o pistão e o cilindro	[kg/s]
M	Momento fletor na seção transversal da viga	[N/m]
$[M]$	Matriz global de massa	[kg]
$[M^e]$	Matriz elementar de massa	[kg]
n_e	Número de elementos de viga utilizados na discretização da válvula	-
N	Frequência de operação do compressor	[rpm]
N_{pop}	Número de indivíduos na população	-
$[N^e]$	Vetor de funções de forma	[adimensional]
P	Pressão	[Pa]
P	Carga distribuída aplicada na viga	[N/m]
p_{cd}	Pressão do gás na câmara de descarga	[Pa]
p_{cs}	Pressão do gás na câmara de sucção	[Pa]
p_d	Pressão do gás a jusante da válvula	[Pa]
p_i	Pressão do gás na câmara de compressão	[Pa]
p_{ls}	Pressão do gás na linha de sucção	[Pa]

p_u	Pressão o gás a montante da válvula	[Pa]
Q	Volume de fluido succionado	[m ³]
Q_o	Volume deslocado pelo pistão	[m ³]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[W]
r_s	Razão de pressões	[adimensional]
R	Constante do gas	[J/mol K]
R_{cil}	Raio do cilindro	[m]
s	Força cortante atuando na viga	[N]
S_f	Tensão limite de fadiga para tensão média nula	[Pa]
S_y	Tensão limite de escoamento	[Pa]
t	Tempo	[s]
T_{cil}	Temperatura das paredes do cilindro	[°C, K]
T_{cd}	Temperatura do gás na câmara de descarga	[°C, K]
T_i	Temperatura do gás na câmara de compressão	[°C, K]
T_{cs}	Temperatura do gás na câmara de sucção	[°C, K]
T_u	Temperatura do gás a montante da válvula	[K]
u_x	Deslocamento longitudinal da viga	[m]
u_y	Deslocamento transversal da viga	[m]
u_y^e	Aproximação local do deslocamento transversal da viga	[m]
u_y^h	Aproximação global do deslocamento transversal da viga	[m]

u_y^*	Posição do assento	[m]
v_i	Volume específico do gás na câmara de compressão	[m ³ /kg]
$v_{máx}$	Velocidade máxima de impacto	[m/s]
v_{ref}	Velocidade de impacto de referência	[m/s]
V_i	Volume instantâneo da câmara de compressão	[m ³]
V_m	Volume morto	[m ³]
V_p	Velocidade instantânea do pistão	[m/s]
A_s	Velocidade média na área de seção transversal do escoamento	[m/s]
\bar{V}_{vaz}	Velocidade média instantânea do gás na folga entre o pistão e o cilindro	[m/s]
w	Função peso	-
w^e	Aproximação local da função peso	-
w^h	Aproximação global da função peso	-
W_i	Trabalho indicado	[J]
W_r	Perda de energia nas válvulas	[J]
W_s	Trabalho de compressão isentrópico	[J]
\dot{W}_i	Potência indicada	[W]
$[w^e]$	Vetor de valores nodais da função w^e	-
$[W]$	Vetor de valores nodais global da função peso	-
x	Deslocamento da válvula	[m]
x_j	Variável do problema de otimização	-

x_j^{dk}	j -ésima variável do k -ésimo indivíduo descendente	-
x_j^{pk}	j -ésima variável do k -ésimo indivíduo selecionado no pareamento	-
x_j^{norm}	Variável do problema de otimização normalizada	[adimensional]
$x_j^{máximo}$	Limite superior da variável x_j	-
$x_j^{mínimo}$	Limite inferior da variável x_j	-
\vec{x}	Vetor de variáveis de projeto	-
y	Posição do pistão	[m]

Símbolos Gregos

Símbolo	Descrição	Unidades
α	Coefficiente do amortecimento proporcional	[adimensional]
β	Coefficiente do amortecimento proporcional	[adimensional]
γ_{xy}	Deformação cisalhante no plano xy	[adimensional]
δ	Espessura da viga / válvula	[m]
ε_{xx}	Deformação normal da viga na direção longitudinal	[adimensional]
ε_{yy}	Deformação normal da viga na direção transversal	[adimensional]
η_v	Eficiência volumétrica	[adimensional]
η_s	Eficiência isentrópica	[adimensional]
θ	Ângulo de giro do eixo de manivela ou rotação da linha de centro da viga	[graus, rad]

μ	Viscosidade dinâmica do gás	[Pa s]
ψ	Número aleatório entre 0 e 1	[adimensional]
ω_{max}	Maior frequência natural da estrutura discretizada	[Hz]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
ρ_i	Massa específica do gás na câmara de compressão	[kg/m ³]
σ_a	Tensão alternada	[Pa]
σ_m	Tensão média	[Pa]
σ_{xx}	Tensão normal na direção longitudinal da viga	[Pa]
$\sigma^{admissível}$	Tensão admissível	[Pa]
τ_w	Tensão de cisalhamento na parede	[Pa]

Símbolos Especiais

Símbolo	Descrição	Unidades
Δp	Diferença de pressão através da válvula	[Pa]
Δt	Incremento de tempo	[s]
Δx	Incremento espacial	[m]
∇	Volume	[m ³]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	29
1.1	SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO E COMPRESSOR	29
1.2	VÁLVULAS.....	33
1.3	OBJETIVO GERAL.....	38
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	39
2.1	DINÂMICA DE VÁLVULAS.....	39
2.2	OTIMIZAÇÃO E ANÁLISE PARAMÉTRICA DE VÁLVULAS	44
2.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	50
3	MODELOS MATEMÁTICOS.....	53
3.1	COMPRESSOR.....	53
3.1.1	Câmara de compressão	54
3.1.2	Dinâmica de válvulas.....	60
3.1.2.1	Modelo de Corpo Rígido	61
3.1.2.2	Modelo de Viga	62
3.1.3	Filtros de sucção e descarga.....	68
3.2	PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO.....	69
4	METODOLOGIA NUMÉRICA	73
4.1	COMPRESSOR.....	73
4.1.1	Dinâmica da válvula de sucção.....	74
4.2	PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO	84
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	93
5.1	FORMULAÇÃO DO PROBLEMA	93
5.2	CALIBRAÇÃO DO MODELO DO COMPRESSOR	95
5.3	ANÁLISE DOS PARÂMETROS DO OTIMIZADOR	99

5.4	RESULTADOS DO PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO	104
5.5	INTERPRETAÇÃO DOS RESULTADOS	111
5.5.1	Análise dos campos de tensão	115
5.5.2	Verificação experimental	118
5.5.3	Análise comparativa da configuração ótima utilizando FSI	121
5.6	ANÁLISES COMPLEMENTARES	125
5.6.1	Alteração das restrições do problema de otimização	125
5.6.2	Alteração do volume morto	126
6	CONCLUSÕES	129
6.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	129
6.2	CONCLUSÕES	129
6.3	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	131
	REFERÊNCIAS	133

1 INTRODUÇÃO

1.1 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO E COMPRESSOR

Os sistemas de refrigeração são imprescindíveis na sociedade atual, uma vez que são empregados nas mais diversas áreas da atividade humana, tais como produção e armazenamento de alimentos, resfriamento de componentes eletrônicos e controle de processos industriais.

Entre os sistemas de refrigeração, os mais utilizados são aqueles que operam segundo ciclos de compressão de vapor, tendo em vista os aspectos de simplicidade e eficiência, que se baseiam na capacidade dos fluidos absorverem ou liberarem grandes quantidades de energia ao mudarem de fase. Sistemas desse tipo são compostos basicamente de evaporadores, condensadores, dispositivos de expansão e compressores, conforme apresentado na Figura 1.1.

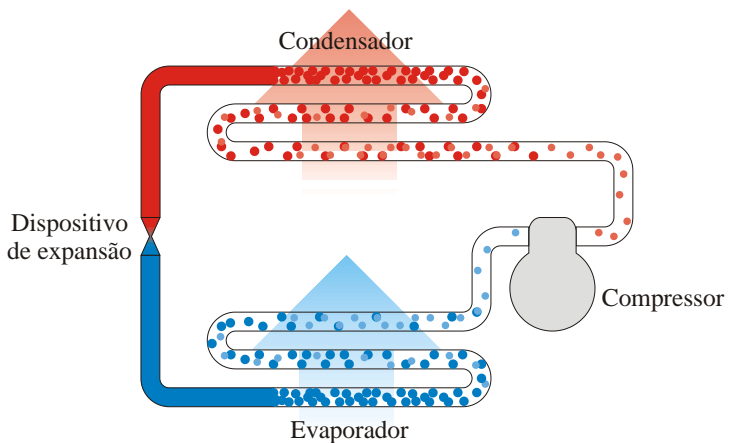


Figura 1.1 - Sistema de refrigeração por compressão de vapor simples.

Os evaporadores e condensadores têm a finalidade de promover a transferência de calor entre o fluido refrigerante e os ambientes a diferentes temperaturas. Já os compressores são responsáveis pela vazão de massa no sistema e, em conjunto com os dispositivos de expansão, pela manutenção do diferencial de pressão.

O ciclo de refrigeração se dá basicamente através de um conjunto de processos. Após o processo de compressão (processo 1-2 na Figura 1.2), o fluido refrigerante na forma de vapor a alta pressão é conduzido até o condensador, onde transfere energia térmica para o ambiente externo, se liquefazendo (processo 2-3). Ao sair do condensador, o líquido a alta pressão é expandido no dispositivo de expansão, tendo a sua pressão e temperatura reduzidas (processo 3-4). Nesse momento, o fluido refrigerante está apto a receber energia térmica do ambiente a ser refrigerado. Esse processo se dá no evaporador pela vaporização do fluido (processo 4-1), o qual então é novamente conduzido ao compressor, reiniciando assim o ciclo.

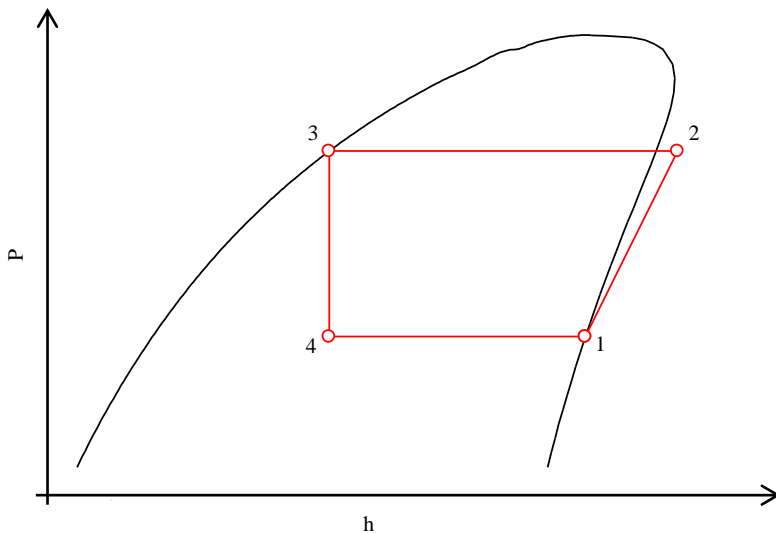


Figura 1.2 - Diagrama pressão-entalpia padrão.

Como resultado de sua abrangente aplicação, grande parte da energia elétrica consumida no mundo destina-se ao funcionamento de sistemas de refrigeração desse tipo. Estima-se que os refrigeradores e os condicionadores de ar sejam responsáveis pelo consumo de 15% da energia total (Pearson, 2003). Entre todos os componentes do sistema, o compressor é o mais importante em termos de consumo de energia, sendo responsável pelo consumo de 80% a 100% da energia despendida no funcionamento de um refrigerador (Prodan e Atanasiu, 2006).

Existem diversos tipos de compressores, os quais podem ser divididos em duas grandes classes: compressores roto-dinâmicos e compressores de deslocamento positivo. Os compressores roto-dinâmicos se caracterizam por fornecer energia cinética ao fluido refrigerante e, posteriormente, recuperá-la na forma de um aumento de pressão. Já os compressores de deslocamento positivo se baseiam em variações volumétricas para comprimir o fluido refrigerante.

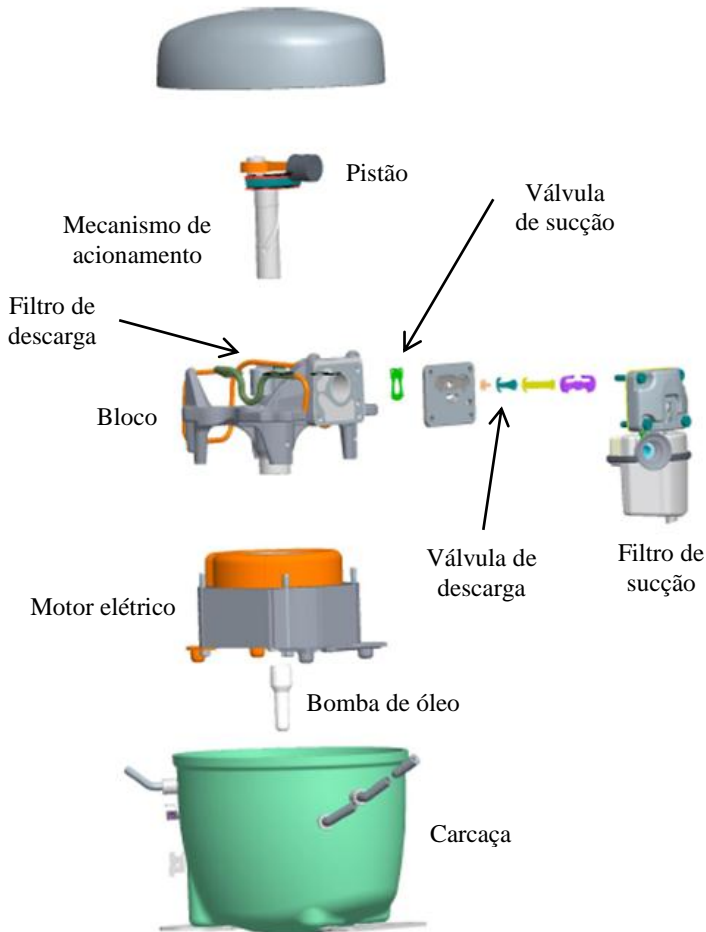


Figura 1.3 - Componentes de um compressor alternativo hermético.

Entre os compressores de deslocamento positivo destaca-se o compressor alternativo, no qual a compressão do fluido refrigerante se dá pelo movimento alternado de um pistão, promovendo a alteração do volume de uma câmara denominada câmara de compressão. De acordo com a Figura 1.3, compressores alternativos herméticos são compostos por carcaça, mecanismo de acionamento, pistão, bloco, motor elétrico, bomba de óleo e sistemas de sucção e descarga, os quais incluem as válvulas e os filtros.

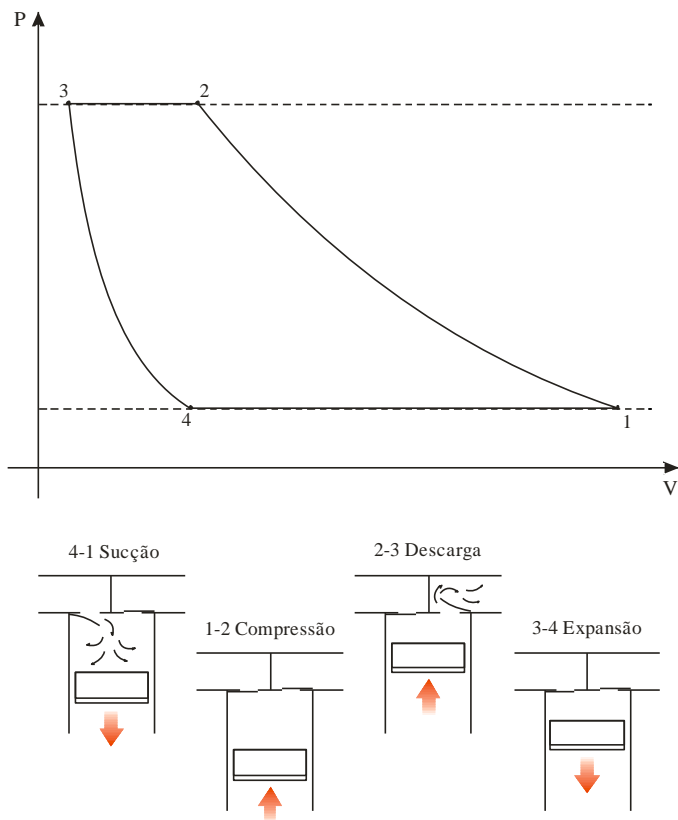


Figura 1.4 - Diagrama pressão-volume com válvulas ideais e posições das válvulas e do pistão ao longo do processo de compressão.

Em compressores desse tipo o ciclo de compressão é composto por quatro processos (sucção, compressão, descarga e expansão), sendo regidos pelo movimento do pistão e das válvulas. O processo de sucção

acontece durante o intervalo de tempo em que a válvula de sucção se encontra aberta e o pistão se desloca no sentido do ponto morto superior para o ponto morto inferior, como ilustra a Figura 1.4. A descarga ocorre de forma similar, mas com a válvula de descarga aberta e o pistão se deslocando no sentido do ponto morto inferior para o superior. Os processos de expansão e compressão acontecem com as válvulas fechadas, sendo que o primeiro ocorre com o movimento descendente e o segundo com o movimento ascendente do pistão.

Para que o sistema de refrigeração funcione adequadamente é necessário que o processo de compressão seja repetido dezenas ou até centenas de vezes por segundo. Dessa forma, a confiabilidade é um dos principais requisitos do projeto de compressores, especialmente em compressores herméticos de refrigeração em que a manutenção de componentes internos não é prevista. Além disso, alta eficiência energética e baixo nível de ruído acústico são outras exigências que devem ser atendidas.

1.2 VÁLVULAS

As válvulas são os componentes mais solicitados do compressor, sendo submetidas a esforços de flexão e impacto. Além disso, uma parcela significativa das perdas termodinâmicas pode ser decorrente do seu mau funcionamento. Por fim, pulsações no escoamento geradas pelo movimento das válvulas e o impacto destas contra o assento ou o batente podem representar fontes de ruído acústico. Em função desses aspectos, o projeto do sistema de válvulas é extremamente importante para que os requisitos do compressor sejam adequadamente satisfeitos.

Os tipos de válvulas variam de acordo com o tamanho do compressor, sendo que a área disponível para a alocação das mesmas cresce a uma taxa menor do que a do volume da câmara de compressão à medida que a capacidade do compressor é aumentada. Essas válvulas são normalmente de três tipos: de assento (*poppet valve*), anel (*ring plate*) e palheta (*reed valve*), conforme ilustrado na Figura 1.5. Em compressores de refrigeração doméstica, válvulas do tipo palheta são adotadas, uma vez que a vedação e a rigidez são obtidas com um único componente, reduzindo o número de componentes do compressor, facilitando a fabricação e reduzindo o custo.

Válvulas do tipo palheta são também denominadas automáticas, pois têm seu movimento regido apenas por diferenças de pressão, não necessitando de acionadores externos. As válvulas de sucção, por exemplo, se abrem apenas quando a pressão na câmara de sucção é

superior à pressão na câmara de compressão. Por sua vez, as válvulas de descarga se abrem apenas quando a pressão na câmara de compressão supera a pressão existente na câmara de descarga.

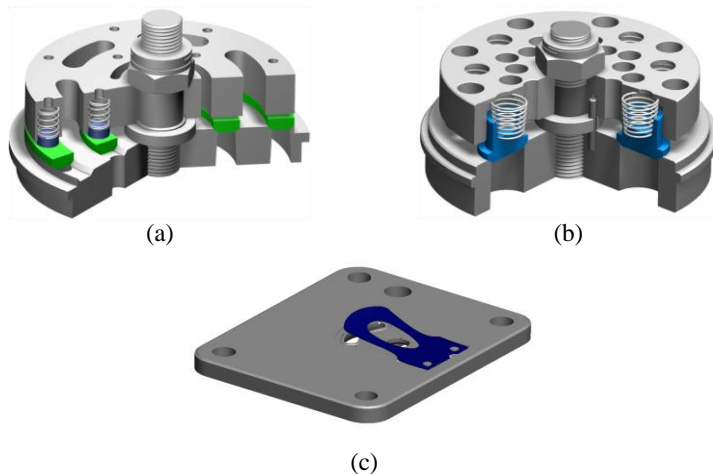


Figura 1.5 - Tipos de válvulas: (a) válvula do tipo anel, (b) válvula de assento e (c) válvula do tipo palheta.

Em compressores alternativos, a presença das válvulas faz com que o compressor succione fluido refrigerante da câmara de sucção e descarregue na câmara de descarga adequadamente. Se as válvulas não existissem, não haveria bombeamento e o compressor não seria capaz de manter o diferencial de pressão necessário ao funcionamento do sistema.

Assim como o compressor, as válvulas devem atender alguns requisitos fundamentais: possuir resposta rápida às variações de pressão, permitir uma vazão elevada de fluido quando abertas, provocar a menor perda de carga possível, evitar refluxo de fluido e possuir resistência às solicitações mecânicas. Essas características associadas ao sistema de válvulas são primordiais para o desempenho termodinâmico e a confiabilidade do compressor. Dessa forma, entender o funcionamento das válvulas é um passo fundamental no projeto de um compressor eficiente e confiável.

Para que esses requisitos sejam atendidos, as válvulas devem funcionar corretamente. Nesse sentido, o diagrama pressão-volume é normalmente utilizado para verificar o bom funcionamento das válvulas, permitindo identificar perdas associadas e alternativas para corrigi-las.

Válvulas ideais servem como referência e se caracterizam por proporcionar uma abertura instantânea quando a pressão de sucção ou de descarga é atingida na câmara de compressão, para uma válvula de sucção ou de descarga, respectivamente. Além disso, um sistema de válvulas desse tipo permitiria que o fluido refrigerante escoasse sem perdas de carga através de seus orifícios de passagem. Um diagrama pressão-volume relativo ao funcionamento ideal de válvulas se apresentaria como na Figura 1.4.

Naturalmente, a dinâmica de válvulas reais não é perfeita devido a efeitos que atrasam a abertura e o fechamento das mesmas. Entretanto, essas devem se aproximar o máximo possível de válvulas ideais a fim de proporcionar o melhor desempenho do compressor. Além disso, as válvulas devem ter sua integridade assegurada, garantindo a confiabilidade.

No que diz respeito ao desempenho termodinâmico, o funcionamento das válvulas e do compressor pode ser avaliado numericamente através de dois parâmetros: eficiência isentrópica, η_s , e eficiência volumétrica, η_v . A eficiência isentrópica relaciona a potência real consumida pelo compressor para a compressão do gás, ou seja, a potência indicada, com a potência necessária para a realização de uma compressão adiabática reversível com a mesma vazão de massa. Esse parâmetro pode ser calculado como:

$$\eta_s = \frac{\dot{m}(h_{2,s} - h_1)}{\dot{W}_i} \quad (1.1)$$

onde \dot{m} é a vazão de massa real através do compressor, h_1 é a entalpia específica do fluido refrigerante na sucção do compressor, $h_{2,s}$ é entalpia específica do fluido refrigerante na pressão de descarga e com entropia da sucção e \dot{W}_i é a potência indicada, que inclui também as perdas por vazamento e transferência de calor.

Deve ser mencionado que, no caso de compressores herméticos de refrigeração, algumas vezes a eficiência isentrópica é avaliada com base na potência total consumida pelo compressor, considerando ineficiências no motor elétrico e nos mancais.

Por sua vez, a eficiência volumétrica

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{sw}} \quad (1.2)$$

representa uma relação entre a vazão de massa fornecida pelo compressor, \dot{m} , e aquela que seria obtida se o volume deslocado pelo pistão fosse completamente preenchido por gás na mesma condição existente no passador de sucção do compressor, \dot{m}_{sw} , situado na entrada do compressor.

Vários fatores afetam a eficiência isentrópica e a eficiência volumétrica, sendo um deles a dinâmica das válvulas. Algumas das deficiências associadas ao funcionamento das válvulas podem ser identificadas a partir de diagramas pressão-volume, conforme ilustra a Figura 1.6. Muitos desses problemas podem ser corrigidos ou até evitados através de um projeto adequado, especialmente pela identificação da massa e da rigidez ótimas da válvula.

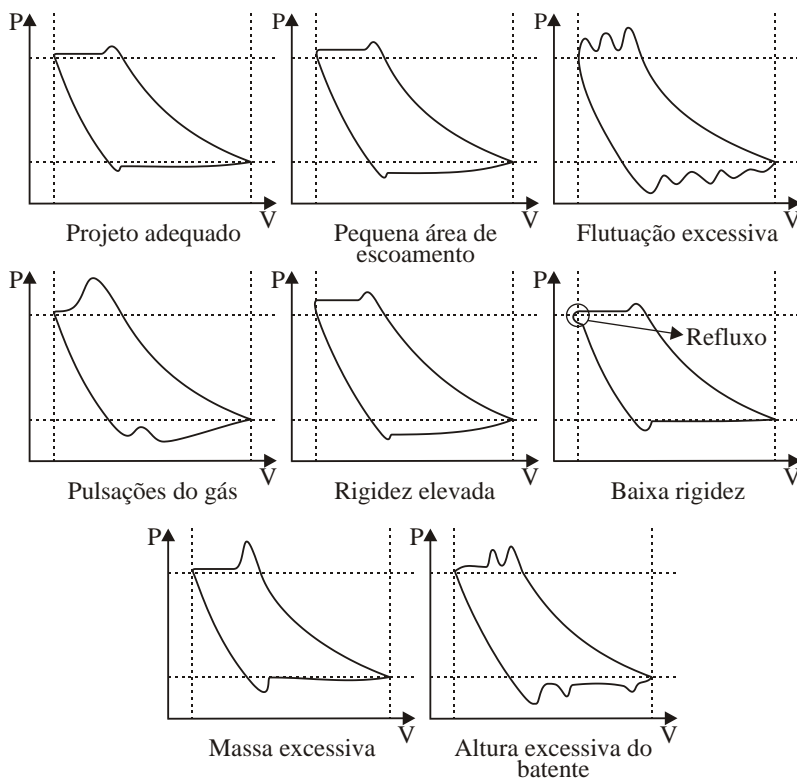


Figura 1.6 - Deficiências associadas ao funcionamento das válvulas. Fonte: adaptado de Deschamps (2008).

Do ponto de vista estrutural, as válvulas devem ser capazes de resistir aos esforços que são aplicados e que se originam das diversas forças que atuam sobre a mesma. Exemplos dessas forças são a força devido à diferença de pressão entre a câmara de compressão e a câmara de sucção ou de descarga, a força de adesão originada pela presença de óleo entre a válvula e o assento e a força de amortecimento devido à resistência do gás durante o movimento das válvulas. Essas forças se traduzem em tensões e afetam diretamente a confiabilidade da válvula. Nesse contexto, uma válvula do tipo palheta é submetida principalmente a tensões de flexão durante a sua abertura ou quando está fechada, bem como tensões de impacto, decorrentes de choques da mesma contra o assento ou o batente.

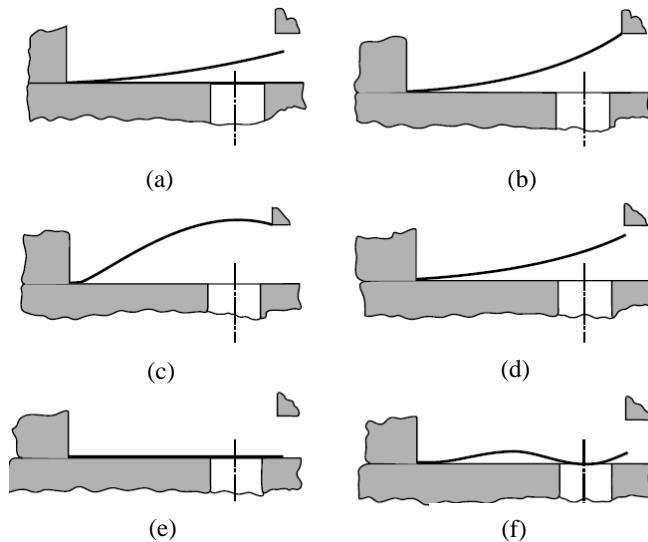


Figura 1.7 - Padrões de deflexão em válvulas do tipo palheta: (a) flexão durante o movimento de abertura, (b) impacto quando a válvula colide contra o batente, (c) flexão reversa quando a válvula flexiona além do batente, (d) flexão durante movimento de descida, (e) impacto quando a válvula colide contra o assento e (f) flexão estática, quando a válvula é parcialmente flexionada para dentro do orifício. Fonte: Soedel (2006).

Em geral, os modelos comumente utilizados na indústria para simular o funcionamento de compressores são insuficientes para prever tensões de flexão nas válvulas, uma vez que as mesmas são descritas

como corpos rígidos se deslocando perpendicularmente ao assento. Além disso, as tensões de impacto são difíceis de quantificar, uma vez que há pouco conhecimento desenvolvido acerca do fenômeno. Em geral, o projeto de válvulas fica sujeito a restrições de velocidade de impacto como forma de prevenir falhas decorrentes dessa solicitação.

Como causas das solicitações supracitadas, falhas por fadiga em regiões próximas ao engaste ou a pontos de concentração de tensão de flexão, bem como fraturas e trincas próximas a regiões de impacto podem ocorrer. As tensões de flexão e impacto são observadas em várias situações durante um único ciclo de compressão e os padrões de deflexão da válvula associados a esses esforços são ilustrados na Figura 1.7.

Dessa forma, o projeto de válvulas deve ser conduzido de maneira a se identificar uma geometria que forneça a máxima eficiência ao compressor, mas sem que a sua confiabilidade seja comprometida.

1.3 OBJETIVO GERAL

Considerando os aspectos mencionados, o objetivo geral desta dissertação é o desenvolvimento de um método para identificar geometrias ótimas de válvulas que resultem em maiores eficiências isentrópica e volumétrica do compressor, atendendo também a critérios de confiabilidade para tensões de flexão.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A utilização de computadores facilitou enormemente o desenvolvimento de válvulas. No passado, o projeto desses componentes era baseado na experiência do projetista e, especialmente, em testes experimentais, o que demandava tempo e recursos excessivos. Atualmente, muitos modelos numéricos têm sido empregados para simular o funcionamento de válvulas. Em virtude do desenvolvimento extremamente rápido dos computadores, modelos cada vez mais sofisticados têm sido implementados, representando com maior fidelidade a física do sistema e possibilitando uma análise detalhada de fenômenos de difícil caracterização experimental.

Além disso, dada a importância do funcionamento adequado das válvulas para o desempenho do compressor, o desenvolvimento de modelos tem permitido o projeto de válvulas cada vez mais eficientes, reduzindo perdas associadas ao seu funcionamento e garantindo sua confiabilidade estrutural. Nesse sentido, os itens seguintes apresentam resumidamente os trabalhos mais relevantes relacionados à modelação da dinâmica e à otimização de válvulas.

2.1 DINÂMICA DE VÁLVULAS

Segundo MacLaren (1972), o primeiro modelo para prever a dinâmica de válvulas de compressores foi desenvolvido por Costagliola (1949). Nesse trabalho a dinâmica das válvulas foi simulada através de um modelo massa-mola com apenas um grau de liberdade (Figura 2.1). Desde então muitos trabalhos foram realizados tendo como objetivo modelar e compreender melhor o fenômeno da dinâmica de válvulas em compressores.

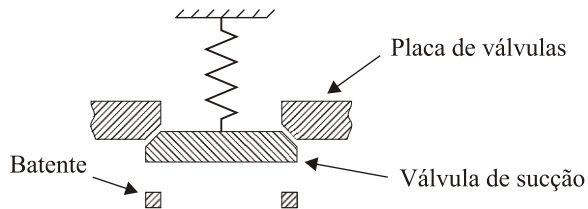


Figura 2.1 - Modelo massa-mola utilizado por Costagliola (1949).

Utilizando um modelo mais complexo, Friley e Hamilton (1976) simularam o processo de compressão e a dinâmica de válvulas a fim de identificar os níveis de tensão na válvula durante a operação do compressor. Para isso, aplicaram a técnica de análise modal, sendo que os modos de vibração foram calculados utilizando o método de elementos finitos. A válvula foi discretizada com elementos de placa triangulares com três nós e seis graus de liberdade por nó, como pode ser observado na Figura 2.2. O modelo foi aplicado a válvulas de sucção dos tipos palheta e anel. Para modelar o contato da válvula com o batente os modos de vibração foram alterados quando necessário.

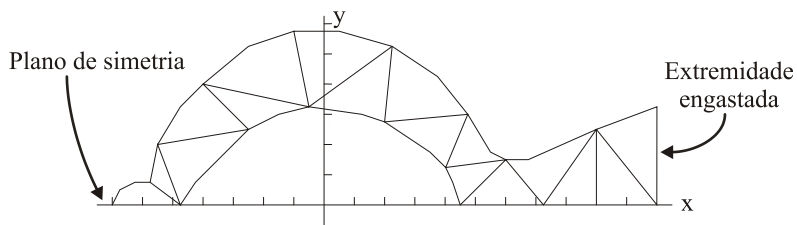


Figura 2.2 - Discretização de uma válvula do tipo palheta utilizada por Friley e Hamilton (1976). Fonte: adaptado de Friley e Hamilton (1976).

Poucos anos depois, Gatecliff *et al.* (1980) apresentaram um procedimento similar para projetar válvulas do tipo palheta. Entretanto, esse procedimento considerava apenas as forças atuantes sobre a válvula, sendo esta tratada como uma viga de largura variável submetida a vibração transversal, cujo equacionamento foi resolvido através do método de Rayleigh-Ritz. De forma similar ao que havia sido feito anteriormente por Friley e Hamilton (1976), o contato da válvula com o batente foi considerado pela alteração das condições de contorno de acordo com a necessidade. Além disso, um coeficiente de restituição foi utilizado para calcular a velocidade dos nós da válvula após o contato com o assento ou o batente ter sido estabelecido. O modelo ainda foi validado através da comparação de seus resultados com dados experimentais, apresentando boa concordância.

Ainda na mesma década, Piechna (1984) desenvolveu um modelo para analisar a dinâmica de válvulas do tipo palheta utilizando o método de elementos finitos. A análise foi limitada a válvulas de espessura constante e formato retangular. Elementos de viga de dois nós e quatro graus de liberdade foram utilizados na discretização da válvula. Para considerar a presença de limitadores de curso, foi aplicada uma restrição

matemática ao cálculo do deslocamento e um coeficiente de restituição foi considerado no cálculo da velocidade dos nós após o contato. Adicionalmente, equações para prever o volume da câmara de compressão e o escoamento através das válvulas foram resolvidas. Para validar o modelo, a frequência natural fundamental de uma viga obtida pelo modelo foi comparada ao valor obtido analiticamente, apresentando significativa coerência. Por fim, o modelo foi utilizado para analisar o comportamento dinâmico das válvulas de sucção e descarga de um compressor de ar quando sujeitas a alterações na espessura, no comprimento e no formato do batente. Um modelo acústico para estimar o nível de ruídos emitido pelo compressor devido à pulsação de gás no filtro de sucção foi também empregado. O autor verificou que os parâmetros associados à válvula de sucção têm grande influência sobre a eficiência volumétrica e o nível de ruído emitido pelo compressor.

Fagotti *et al.* (1996) também aplicaram o método de elementos finitos na simulação da dinâmica de válvulas do tipo palheta em compressores alternativos. Para tanto utilizaram elementos de viga de largura variável de dois nós e quatro graus de liberdade (Figura 2.3). Uma importante limitação do modelo consistiu no fato do mesmo considerar apenas o movimento livre da válvula, não levando em consideração a presença de dispositivos auxiliares de abertura e fechamento ou limitadores de curso. Os autores observaram que, apesar da simplicidade desse modelo, o mesmo apresentava resultados muito similares a modelos que consideravam elementos de placa de maior complexidade quando utilizado para o cálculo das frequências naturais da válvula. O modelo foi empregado na previsão do movimento da válvula de sucção de um compressor de pequena capacidade, apresentando resultados melhores que os obtidos através de um modelo massa-mola. Como exemplo de aplicação do modelo, uma análise paramétrica de uma válvula de sucção foi realizada.

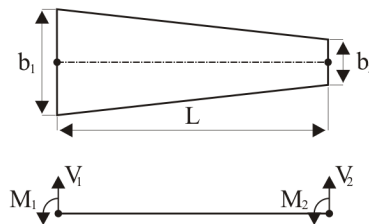


Figura 2.3 - Elemento de viga utilizado por Fagotti *et al.* (1996). Fonte: adaptado de Fagotti *et al.* (1996).

Seguindo a mesma proposta de Friley e Hamilton (1976), Lenz (2000) apresentou um modelo numérico para calcular a tensão em válvulas do tipo palheta em compressores ao longo do ciclo de compressão. Para isto, resolveu simultaneamente as equações da dinâmica das válvulas, do mecanismo e dos processos termodinâmicos. O método de elementos finitos foi utilizado para resolver a dinâmica das válvulas, sendo considerados elementos de placa triangulares, com três nós e seis graus de liberdade por nó, para modelar a válvula. O fenômeno do contato da mesma com o batente e o assento foi resolvido considerando estes como corpos rígidos e aplicando uma restrição matemática ao cálculo do deslocamento. Posteriormente, Lenz (2004) modelou também o batente através do método de elementos finitos, discretizando-o por elementos sólidos tetraédricos de dez nós e três graus de liberdade por nó. Nesse estudo, o autor percebeu que o modelo de batente flexível prevê com maior exatidão tanto o campo de tensões na palheta quanto a área disponível para o escoamento.

De forma similar, Machu *et al.* (2004) desenvolveram um modelo em elementos finitos para simular a dinâmica de válvulas do tipo palheta de compressores. Esse modelo foi acoplado a modelos para simulação do contato de válvulas com o batente e o assento, da cinemática do mecanismo de compressão e da pulsação de pressão nas câmaras de sucção, descarga e tubulações. O problema do contato das válvulas com os limitadores de curso foi considerado através do método da penalização. Novamente elementos de viga de largura variável com dois nós e quatro graus de liberdade foram empregados na discretização da válvula. Os resultados previstos pelo modelo foram comparados a dados experimentais e os autores observaram que para altas velocidades de operação do compressor (2500 rpm) as oscilações calculada e experimental apresentaram boa concordância. Em contrapartida, para baixas velocidades de operação (500 rpm), apesar da frequência de oscilação ter sido bem prevista, há uma diferença de amplitude nos deslocamentos. Essa dificuldade na previsão do movimento das válvulas foi atribuída a parâmetros experimentais associados ao modelo. Os sinais de pressão na câmara de compressão também foram comparados a dados experimentais e apresentaram-se coerentes.

Park *et al.* (2006) desenvolveram um modelo bidimensional em elementos finitos, baseado na teoria de placas finas, para simular a dinâmica da válvula de sucção do tipo palheta de um compressor automotivo multi-cilindro. Um elemento quadrilateral de quatro nós e três graus de liberdade por nó foi utilizado. O código foi desenvolvido em Matlab (MathWorks, 2012) para facilitar o acoplamento com um

modelo previamente existente para a simulação dos demais processos e componentes do compressor. O modelo da válvula foi validado comparando as frequências naturais e deflexões estáticas previstas para uma geometria em particular com aquelas obtidas através do software ANSYS. Todos os resultados apresentaram significativa concordância. Por fim, sinais de pulsação de pressão na câmara de sucção, previstos pelo modelo completo, foram comparados a dados experimentais e a dados obtidos utilizando um modelo massa-mola para simular a dinâmica da válvula de sucção. Os resultados previstos com o modelo bidimensional se mostraram levemente superestimados. Esse problema foi atribuído a não modelação tanto dos efeitos de amortecimento, gerado pelo fluido circundante à válvula, quanto da perda de carga no sistema de sucção.

Utilizando uma abordagem similar, Huang e Xie (2008) apresentaram um modelo matemático capaz de simular simultaneamente a dinâmica de válvulas e o processo de compressão de um compressor rotativo de palhetas. A teoria de placas finas e o método de elementos finitos foram adotados na modelagem das válvulas, sendo que elementos isoparamétricos de oito nós com três graus de liberdade por nó foram utilizados na discretização do domínio. Uma análise da influência da forma do batente da válvula de descarga na eficiência do compressor e na confiabilidade da válvula foi realizada, tendo como resultado uma nova configuração de batente capaz de proporcionar um aumento no COP (coeficiente de performance, que representa a razão entre a capacidade de refrigeração do sistema e a potência de acionamento do compressor) e uma redução significativa nas tensões máximas. Os autores concluíram que um projeto adequado da válvula e do batente pode resultar em melhor desempenho e maior confiabilidade do compressor.

Recentemente, Shiomi (2011) apresentou dois modelos para a simulação da dinâmica da válvula de sucção do tipo palheta de compressores alternativos, sendo que em ambos a solução do escoamento foi considerada e o fenômeno foi tratado como um problema envolvendo interação fluido-estrutura. Primeiramente, a válvula foi modelada como um corpo rígido se deslocando perpendicularmente ao orifício de sucção. Em seguida, a válvula foi tratada como um corpo flexível, tendo sua dinâmica resolvida através do método de elementos finitos e utilizando elementos tridimensionais de vinte nós na discretização do domínio estrutural. O autor observou que os dados de deslocamento da válvula, pressão nas câmaras de compressão e sucção, vazão de massa através da válvula e os parâmetros

globais de desempenho do compressor para os dois modelos se mostraram bastante coerentes quando comparados a dados experimentais. Também foi observado que as simulações realizadas com o modelo de válvula como elemento flexível tomaram aproximadamente o dobro do tempo necessário para as simulações considerando o modelo mais simplificado. Por outro lado, apenas o modelo de corpo flexível permite a obtenção do campo de tensões de flexão na válvula, apresentando-se como uma ferramenta útil na análise de confiabilidade da mesma.

2.2 OTIMIZAÇÃO E ANÁLISE PARAMÉTRICA DE VÁLVULAS

Na década de 1970 e na primeira metade da década de 1980, houve um grande esforço na tentativa de melhorar o desempenho de válvulas. Grande parte desse esforço foi proveniente de um grupo da universidade escocesa de Strathclyde bastante envolvido com simulação numérica de válvulas. Uma das primeiras publicações nesse sentido foi feita por MacLaren *et al.* (1976), que utilizaram um método de busca direta, denominado *Complex*, em conjunto com um código de simulação termodinâmica de compressores para otimizar válvulas do tipo anel em compressores de ar. Foram definidas como variáveis de projeto as áreas dos orifícios, as áreas das válvulas e diversos outros parâmetros das válvulas, tais como pré-tensão, constante de rigidez, máxima abertura e massa. A função objetivo a ser maximizada relacionava a eficiência volumétrica, η_v , com as perdas nas válvulas da seguinte forma:

$$f = \frac{\eta_v}{1 + W_r/W_s} \quad (2.1)$$

onde W_r representa a perda de energia nas válvulas e W_s é o trabalho de compressão isentrópico. Além disso, uma restrição para a máxima velocidade de impacto foi imposta ao problema.

Posteriormente, os mesmos autores (MacLaren *et al.*, 1978) empregaram novamente o método *Complex* na otimização de válvulas. Entretanto, identificaram que as áreas das válvulas e dos orifícios não deveriam ser empregadas como variáveis de projeto, uma vez que essas áreas eram definidas pelo diâmetro do pistão. Os autores ainda analisaram a capacidade de convergência do algoritmo de otimização, a importância do número de pontos avaliados por iteração, a eficácia do método na aplicação da restrição da velocidade de impacto e a

sensibilidade da função objetivo a parâmetros como, por exemplo, o ponto inicial do processo de otimização e a rotação do compressor. Em algumas otimizações foram obtidos incrementos de até 8% na função objetivo, os quais foram verificados em experimentos. Os autores ainda analisaram as consequências de se modificar a forma da função objetivo e o impacto das restrições sobre o resultado do procedimento de otimização em uma publicação posterior (Kerr *et al.*, 1980).

Posteriormente, em parceria com uma universidade chinesa, o mesmo grupo aplicou o método *Simplex* à otimização de válvulas do tipo anel (Shu e Tramschek, 1984). Inicialmente, seis parâmetros foram definidos como variáveis de projeto: espessura da válvula, diâmetro do orifício, máxima abertura da válvula, rigidez da mola, pré-tensão na mola e diâmetro da válvula. Porém, posteriormente foi adotada uma relação constante entre o diâmetro da válvula e o diâmetro do orifício. Assim, o número de variáveis foi reduzido a cinco para cada uma das válvulas. Restrições laterais foram utilizadas para cada uma das variáveis e uma restrição implícita, relacionada à velocidade de impacto das válvulas contra o assento, também foi empregada. O objetivo da otimização consistiu em minimizar o consumo de energia por unidade de massa para uma condição específica de operação. Para isto, foi definida a seguinte função objetivo a ser minimizada:

$$f = \frac{W_i/W_s}{Q/Q_o} = \frac{1}{\eta_v \eta_s} \quad (2.2)$$

onde W_i representa o trabalho indicado, W_s é o trabalho de compressão isentrópico, Q é o volume de fluido succionado pelo compressor e Q_o é o volume total deslocado pelo pistão. Conforme pode ser visto na equação (2.2), f pode ser reescrita em função das eficiências volumétrica, η_v , e isentrópica, η_s . Os autores observaram que a relação entre o diâmetro da válvula e o diâmetro do orifício tem uma influência importante sobre o valor da função objetivo.

Pesquisadores de outras instituições também se mostraram interessados no assunto, especialmente nas últimas décadas. Utilizando uma abordagem mais experimental, por exemplo, Sa *et al.* (1992) analisaram a influência da espessura da palheta e da altura do batente da válvula de descarga de um compressor de pistão rolante sobre a sua dinâmica e a distribuição de tensões. A análise do movimento foi conduzida de forma experimental, ao passo que a análise de tensões foi realizada utilizando o código de elementos finitos ANSYS. Além disso,

Sa *et al.* (1992) se propuseram a minimizar a máxima tensão equivalente atuando na válvula. Para isso, foi utilizado o algoritmo SUMT (*sequential unconstrained minimization technique*) (Arora, 2004), presente no pacote ANSYS. É importante ressaltar que a análise de tensões foi realizada para uma condição estática, o que não representa adequadamente a realidade. Os autores observaram que o tempo de abertura da válvula se torna maior com a redução na espessura da palheta e que palhetas de espessura reduzida em conjunto com batentes mais próximos reduzem a máxima tensão equivalente. Quanto ao problema de otimização, obtiveram uma redução de 33% na máxima tensão equivalente.

Em um dos trabalhos mais relevantes da literatura, Prins *et al.* (1996) acoplaram um programa de simulação de compressores a um algoritmo de otimização genética, tendo como objetivo otimizar a válvula de sucção do tipo anel de um compressor alternativo de grande capacidade. Foram definidas como variáveis de projeto o diâmetro externo e a espessura da válvula, bem como grandezas associadas à mola. Como parâmetros de comparação entre as diferentes configurações, foram utilizadas as eficiências volumétrica, η_v , e isentrópica, η_s , além da máxima velocidade de impacto da válvula contra o assento, $v_{m\acute{a}x}$. Assim, a função objetivo, a ser maximizada, foi definida como:

$$f = a\eta_v + b\eta_s + c \left(1 - \frac{v_{m\acute{a}x}}{v_{ref}} \right) \quad (2.3)$$

onde v_{ref} representa uma velocidade de impacto de referência e a , b e c representam coeficientes da função objetivo que, quando somados, devem apresentar valor unitário. Os autores concluíram que configurações de válvulas que apresentam baixas velocidades de impacto, e conseqüentemente um maior tempo de vida útil, apresentam baixas eficiências.

Alguns anos depois, Prodan e Atanasiu (2006) desenvolveram um modelo matemático para simular o processo de compressão, a dinâmica de válvulas e as vazões mássicas de um compressor alternativo de pequena capacidade. Um modelo massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade foi adotado para simular a dinâmica das válvulas. Uma comparação entre os resultados numéricos obtidos pelo modelo e os dados técnicos fornecidos pelo fabricante para uma variedade de condições de operação foi realizada a fim de validar o modelo. Os

resultados mostraram-se coerentes e o modelo pareceu representar adequadamente a física do sistema. Foi ainda analisada a influência do batente e dos parâmetros da válvula de sucção (massa, rigidez e amortecimento) na eficiência volumétrica e no trabalho realizado por um compressor utilizando o fluido refrigerante R134a. Os autores concluíram que a vazão mássica através do compressor está estreitamente relacionada às propriedades mecânicas da válvula de sucção. Além disso, sugeriram que ferramentas tais como a apresentada no trabalho fossem utilizadas nas fases de projeto e desenvolvimento com o intuito de melhorar o desempenho dos compressores.

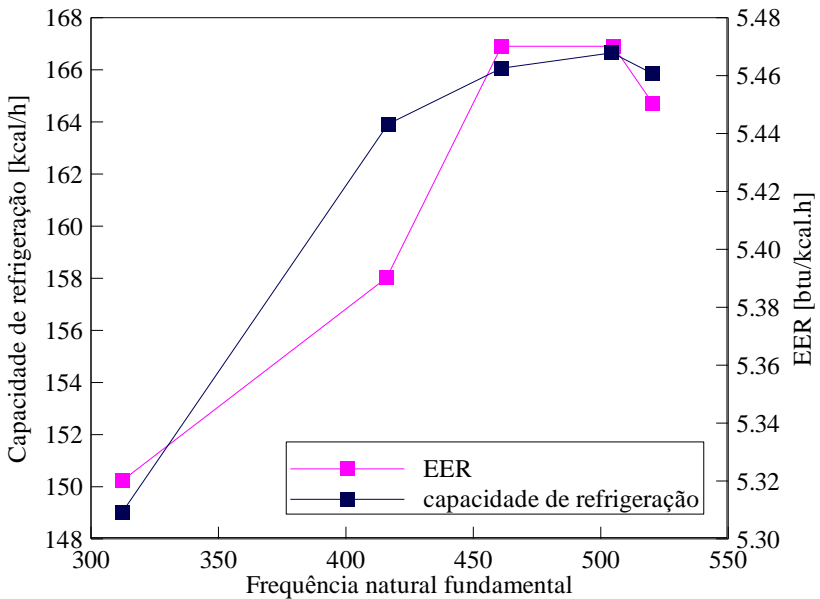


Figura 2.4 - Capacidade de refrigeração e EER versus frequência natural. Fonte: adaptado de Yaroğlu e Kara (2008).

Utilizando uma abordagem mais sofisticada, Yaroğlu e Kara (2008) analisaram a influência da geometria de uma válvula de descarga do tipo palheta na capacidade de refrigeração e no parâmetro de eficiência EER (*energy efficiency ratio*) de compressores herméticos domésticos. A técnica de análise modal, em conjunto com um código de simulação do compressor, foi empregada para a previsão da dinâmica

das válvulas. Com o objetivo de validar o procedimento, testes em calorímetro foram realizados, apresentando resultados coerentes com os obtidos numericamente. Melhorias de aproximadamente 3,5% no EER e 7% na capacidade de refrigeração foram obtidas alterando a frequência natural fundamental da válvula entre 312Hz e 520Hz. Resultados obtidos para as configurações propostas podem ser observados na Figura 2.4.

No mesmo ano, Burgstaller *et al.* (2008) avaliaram a influência da área do orifício, da frequência natural e da pré-tensão da válvula de sucção de um compressor alternativo no COP de um sistema de refrigeração doméstica. Nessa análise, a válvula foi modelada como um sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade. Para validar o modelo, previsões para capacidade de refrigeração e COP foram comparadas com dados experimentais em diferentes condições de operação, apresentando boa concordância. Foi observado que o movimento da válvula de sucção está fortemente acoplado aos seus parâmetros e à geometria do orifício de sucção. Os autores concluíram que para o caso analisado, uma redução do movimento oscilatório da válvula de sucção apresenta um potencial de incremento no COP de até 2%.

Considerando uma abordagem alternativa, Myrria *et al.* (2011) investigaram diferentes movimentos de abertura que poderiam ser impostos à válvula de sucção de um compressor alternativo de refrigeração doméstica. Seu objetivo consistia em reduzir o nível de ruído acústico irradiado pelo compressor, gerado pela pulsação de gás no filtro de sucção, preservando a sua eficiência termodinâmica. Um procedimento de otimização utilizando um algoritmo genético foi conduzido de maneira a se obter o movimento de abertura ótimo da válvula. Também foi investigada numericamente a utilização de um atuador eletromagnético para controlar o movimento da válvula, proporcionando um movimento mais próximo possível do ideal. Como resultado, os autores observaram um decréscimo de aproximadamente 3,5 dB(A) no nível de pressão sonora emitido pelo compressor com a válvula controlada. Entretanto, nessa condição foi verificada uma acentuada redução no COP do sistema de refrigeração. Os autores verificaram que essa redução no COP está relacionada ao alto consumo de energia necessário para controlar o acionador eletromagnético.

Além de propriedades tais como rigidez e frequência natural, sabe-se que o escoamento nos filtros de sucção e descarga tem um efeito pronunciado sobre a dinâmica das válvulas e, conseqüentemente, sobre o desempenho do compressor. Dessa forma, alguns pesquisadores

analisaram a influência de parâmetros dos filtros sobre o desempenho do compressor. Ignatiev *et al.* (1996), por exemplo, propuseram um modelo para simular o sistema de sucção de um compressor alternativo de pequena capacidade. Dados experimentais de pulsação de pressão na câmara de sucção e de deslocamento da válvula de sucção foram utilizados para validar o modelo. Além disso, uma análise paramétrica foi realizada com o objetivo de entender a contribuição do diâmetro e do comprimento dos tubos do filtro de sucção sobre a vazão de massa e o trabalho específico do compressor. Os autores observaram que uma máxima eficiência energética não implica necessariamente em uma máxima eficiência volumétrica do compressor.

Por sua vez, Choi *et al.* (2000) apresentaram um procedimento utilizado para projetar filtros de sucção levando em consideração a atenuação do ruído acústico e o desempenho do compressor. Para estimar as perdas termodinâmicas, o escoamento no interior do filtro foi simulado utilizando o software Fluent (ANSYS, 2012). Em contrapartida, para estimar o nível de atenuação de ruídos do filtro, suas propriedades acústicas foram analisadas utilizando o software Sysnoise (LMS International, 2012b). Duas configurações distintas de filtro foram comparadas utilizando essa metodologia. Os autores sugeriram que esse procedimento permitiria a análise simultânea dos campos de escoamento e acústico do filtro de sucção, necessária para um projeto ótimo.

Recentemente, uma importante contribuição para a otimização de filtros foi realizada por Link *et al.* (2004), na qual foi proposta a utilização de um algoritmo genético a fim de otimizar os parâmetros do mancal e do filtro de sucção de um compressor alternativo hermético. As variáveis do problema de otimização do filtro foram definidas como sendo os diâmetros e comprimentos de seus tubos, tendo como objetivo a maximização da eficiência energética. O modelo utilizado para representar o filtro de sucção utilizou o método de volumes finitos para a solução numérica das equações de conservação massa, quantidade de movimento linear e energia. O procedimento de otimização foi realizado com o software comercial LMS Optimus (LMS International, 2012a). Como esperado, a alteração combinada dos parâmetros geométricos do filtro de sucção se mostrou mais importante para o desempenho do compressor do que as alterações isoladas de cada um desses parâmetros. Os autores concluíram ainda que a relação adequada entre os parâmetros do tubo mais próximo à câmara de sucção é essencial para o bom desempenho do compressor, uma vez que o escoamento nesse tubo afeta diretamente a dinâmica da válvula de sucção.

2.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Como pode ser observado na revisão bibliográfica, grande parte dos autores se dedica à melhoria do desempenho termodinâmico do compressor a partir de alterações em parâmetros das válvulas. Para isso, códigos para a simulação dos processos e dos componentes do compressor são utilizados em conjunto com algoritmos de otimização.

Outros autores, entretanto, se concentram apenas na análise de aspectos estruturais com uma ampla utilização do método de elementos finitos na quantificação dos níveis de tensão presentes na válvula durante sua dinâmica, especialmente com o emprego de elementos de viga e de placa.

Percebe-se que a maioria dos modelos de compressor utilizados nos procedimentos de otimização apresentados trata a válvula como um sistema massa-mola. Apesar desses modelos não possibilitarem a análise do campo de tensões na válvula durante o seu movimento, esses modelos descrevem bem a sua dinâmica, uma vez que os primeiros modos de vibração da válvula são os mais excitados durante sua abertura. Como o campo de tensões não é previsto nesses modelos, apenas critérios relacionados à velocidade de impacto da válvula contra seus limitadores de curso são considerados em alguns trabalhos como forma de evitar falhas precoces. Os trabalhos de MacLaren *et al.* (1976), MacLaren *et al.* (1978), Kerr *et al.* (1980) e Prins *et al.* (1996) são exemplos de trabalhos que consideram a velocidade de impacto durante o procedimento de otimização da válvula. Já o trabalho de Sa *et al.* (1992) é o único que considera uma análise das tensões de flexão, porém, não considera o desempenho termodinâmico do compressor. Assim, não existe na literatura um trabalho que considere em conjunto aspectos de eficiência termodinâmica do compressor e de tensões de flexão de suas válvulas.

Com base na revisão bibliográfica, o presente trabalho tem os seguintes objetivos específicos:

- i) Desenvolver um modelo em elementos finitos para válvulas automáticas de compressores com um grau de eficiência e capacidade de representação da sua dinâmica adequados para seu acoplamento a um modelo termodinâmico do compressor;
- ii) Acoplar o modelo em elementos finitos a um código de simulação termodinâmica de compressores, capaz de

calcular as eficiências isentrópica e volumétrica do compressor para uma dada válvula;

- iii) Identificar projetos ótimos de válvulas a partir da aplicação de um procedimento de otimização, com validação experimental, considerando critérios de desempenho termodinâmico do compressor e solicitações estruturais às quais as válvulas são submetidas.

3 MODELOS MATEMÁTICOS

3.1 COMPRESSOR

O código numérico utilizado neste trabalho para simular o funcionamento do compressor se baseia no modelo originalmente apresentado por Ussyk (1984). Este modelo envolve a solução de equações que descrevem o comportamento do fluido refrigerante na câmara de compressão, nos filtros de sucção e descarga e a dinâmica das válvulas. Como resultado das simulações, são gerados não apenas previsões do desempenho global do compressor, mas também resultados de movimento das válvulas, pulsação de pressão nos filtros e na câmara de compressão, vazão de massa e irreversibilidades ao longo de todo o processo de compressão.

O modelo de simulação do compressor pode ser representado simplificadaamente pelo esquema apresentado na Figura 3.1. Nesse esquema as interações entre as diferentes equações são destacadas através de linhas que as interligam, com as setas indicando o sentido da dependência. As equações termodinâmicas na câmara de compressão, por exemplo, dependem diretamente da equação do volume, ao passo que a dependência contrária não se verifica. Por outro lado, as mesmas equações termodinâmicas apresentam uma relação de mútua dependência com a equação do vazamento através da folga entre o pistão e o cilindro. Além disso, algumas equações a serem resolvidas dependem de dados auxiliares, obtidos de forma experimental ou numérica. Caixas de traço contínuo indicam equações pertencentes ao sistema de equações enquanto que caixas de traço descontínuo representam os dados auxiliares.

É importante perceber a forte interdependência entre os diferentes fenômenos físicos que ocorrem de forma simultânea no interior do compressor. Apesar de, por vezes, desconsiderarem fenômenos secundários, modelos simplificados como o apresentado aqui são de suma importância nas primeiras fases de projeto, quando se deseja entender os processos envolvidos, ou em um procedimento de otimização, em que diversas configurações precisam ser analisadas em um curto período de tempo.

As principais equações envolvidas no modelo de simulação do compressor são descritas na sequência de acordo com o sistema ao qual pertencem: câmara de compressão, dinâmica de válvulas ou filtros de sucção e descarga.

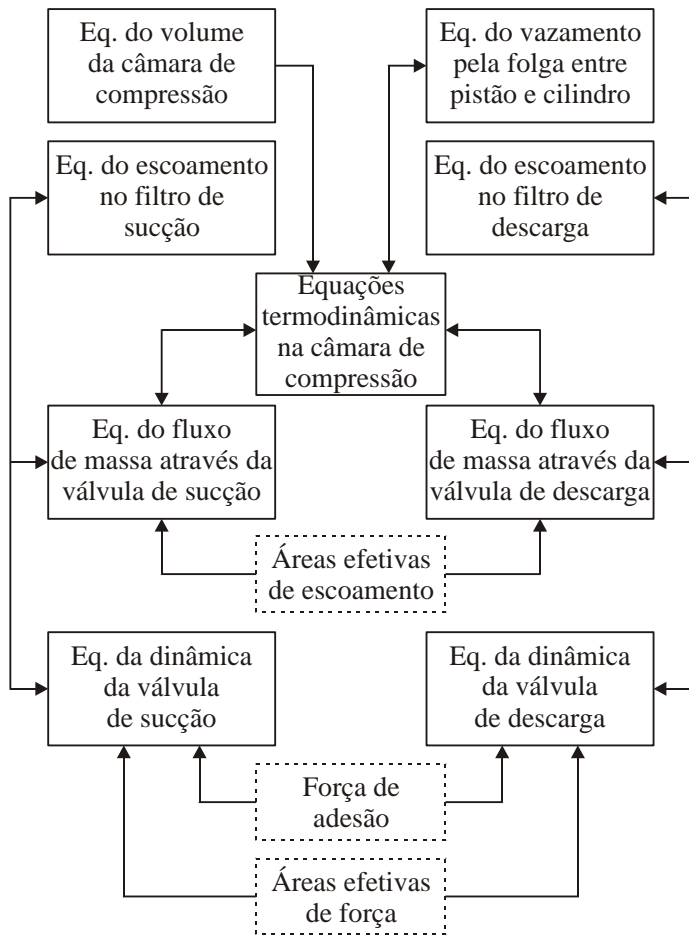


Figura 3.1 - Interação entre as equações e os dados auxiliares do modelo do compressor.

3.1.1 Câmara de compressão

As equações que descrevem o estado do fluido refrigerante no interior da câmara de compressão são basicamente a equação do volume, a equação da conservação da massa e a equação da conservação da energia, além de uma equação de estado para o gás. Além dessas, equações para o cálculo das vazões mássicas através das válvulas e da folga entre o pistão e o cilindro também são utilizadas.

A equação do volume da câmara de compressão é determinada pelo mecanismo de compressão e descreve a variação do volume de acordo com o ângulo de giro do eixo ou com o tempo. No compressor analisado no presente trabalho, o mecanismo de compressão é do tipo biela-manivela e tem, de acordo com a Figura 3.2, o volume instantâneo da câmara de compressão, $V_i(\theta)$, determinado pela posição do pistão, $y(\theta)$, pelo diâmetro do cilindro, D_{cil} , e pelo volume morto, V_m , como:

$$V_i(\theta) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} y(\theta) + V_m \quad (3.1)$$

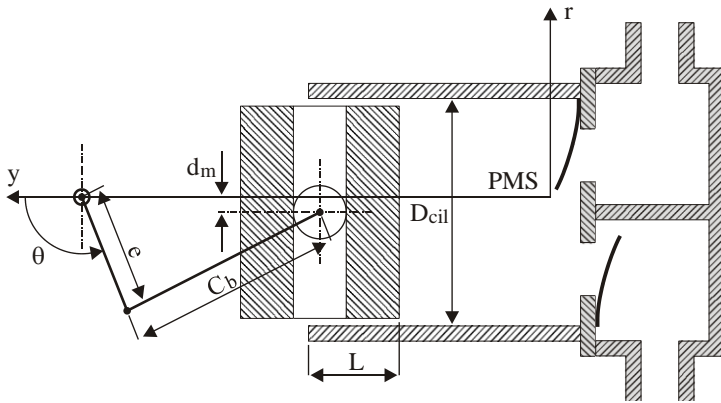


Figura 3.2 - Parâmetros relacionados ao cálculo do volume da câmara de compressão.

O volume morto é o volume residual da câmara de compressão quando o pistão atinge o ponto morto superior (PMS). A existência desse volume está relacionada à necessidade de se evitarem choques do pistão contra a válvula de sucção e a placa de válvulas.

Com base no sistema de coordenadas e nos parâmetros geométricos apresentados na Figura 3.2, a posição do pistão pode ser avaliada por:

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

Nessa equação, C_{pms} é a distância entre o eixo do pistão e o eixo do mecanismo quando o pistão atinge o ponto morto superior, a distância e

é o comprimento da manivela, também denominada excentricidade, C_b é o comprimento da biela e d_m é o desalinhamento entre os eixos do mecanismo e do cilindro.

Uma relação para o volume em função do tempo pode ser obtida substituindo a equação

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

na equação (3.2). Na equação (3.3), o parâmetro N representa a frequência de operação do compressor em rotações por minuto.

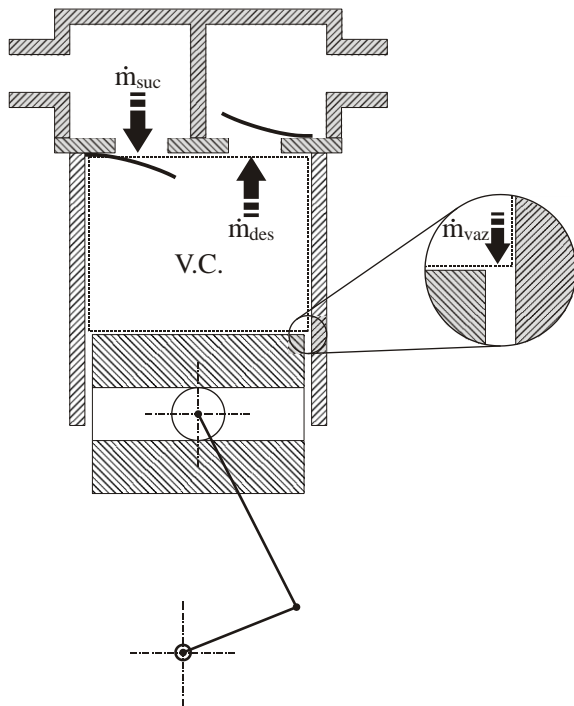


Figura 3.3 - Volume de controle utilizado para determinação do estado termodinâmico do gás na câmara de compressão.

As equações de conservação da massa e da energia relacionadas ao fluido refrigerante no interior da câmara de compressão são obtidas a

partir de um volume de controle limitado pelo cilindro, pelo pistão e pela placa de válvulas, como mostra a Figura 3.3. Ademais, é assumida a hipótese de que as propriedades do gás no interior dessa câmara são uniformes em qualquer instante.

A aplicação do balanço de massa ao volume de controle apresentado resulta em:

$$\frac{dm_i}{dt} = \dot{m}_{suc} - \dot{m}_{des} - \dot{m}_{vaz} - \dot{m}_{refsuc} + \dot{m}_{refdes} \quad (3.4)$$

As variáveis envolvidas nessa equação são a massa de gás contida na câmara de compressão, m_i , a vazão através da válvula de sucção, \dot{m}_{suc} , a vazão através da válvula de descarga, \dot{m}_{des} , a vazão através da folga entre o pistão e o cilindro, \dot{m}_{vaz} , o refluxo através da válvula de sucção, \dot{m}_{refsuc} , e o refluxo através da válvula de descarga, \dot{m}_{refdes} .

De acordo com as indicações apresentadas na Figura 3.3, adota-se a convenção de que \dot{m}_{suc} é positivo quando entra no volume de controle, ao passo que \dot{m}_{des} e \dot{m}_{vaz} são considerados positivos quando saem do volume. Já os refluxos têm sinais contrários, dessa forma \dot{m}_{refsuc} é positivo quando sai do volume e \dot{m}_{refdes} é positivo quando entra no volume. A equação (3.4) pode ser integrada em relação ao tempo para fornecer a massa instantânea de fluido refrigerante no interior da câmara de compressão.

Por sua vez, a equação da conservação da energia, quando aplicada ao volume de controle descrito, resulta em:

$$\frac{dT_i}{dt} = A - BT_i \quad (3.5)$$

com A e B dados por:

$$A = \frac{I}{m_i c_{v_i}} \left[H_c A_i T_{cil} + \dot{m}_{suc} (h_{cs} - h_i) + \dot{m}_{refdes} (h_{cd} - h_i) \right] \quad (3.6)$$

$$B = \frac{I}{m_i c_{v_i}} \left[H_c A_r + \left. \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right|_v \frac{dV_i}{dt} - \left. \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right|_v v_i (\dot{m}_{suc} - \dot{m}_{des} - \dot{m}_{vaz} - \dot{m}_{refsuc} + \dot{m}_{refdes}) \right] \quad (3.7)$$

As demais variáveis utilizadas nas equações (3.5) a (3.7) são: a área instantânea de troca de calor do gás com o cilindro, A_r , o calor específico a volume constante do gás no interior da câmara de compressão, c_{v_i} , o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o gás e as paredes do cilindro, H_c , a entalpia específica do gás na câmara de compressão, h_i , a entalpia específica do gás na câmara de sucção, h_{cs} , a entalpia específica do gás na câmara de descarga, h_{cd} , a pressão do gás na câmara de compressão, p_i , a temperatura das paredes do cilindro, T_{cil} , a temperatura do gás na câmara de compressão, T_i , e o volume específico do gás na câmara de compressão, v_i .

Uma vez que as vazões mássicas através das válvulas e da folga entre o pistão e o cilindro são incógnitas na equação da conservação da massa e na equação da conservação da energia, faz-se necessário desenvolver expressões para avaliá-las.

A vazão de massa através das válvulas é calculada com referência a um escoamento compressível isentrópico através de um bocal, admitindo tanto condições de escoamento subcrítico quanto crítico. De acordo com Ussyk (1984), essa equação pode ser expressa como:

$$\dot{m} = A_{ee} p_u \sqrt{\frac{2k}{RT_u(k-1)}} \sqrt{r_s^{2/k} - r_s^{(k+1)/k}} \quad (3.8)$$

onde, A_{ee} é a área efetiva de escoamento, k é a relação entre os calores específicos (c_p/c_v), p_d é a pressão do gás a jusante da válvula, p_u é a pressão do gás a montante da válvula, R é a constante do gás, r_s é a razão de pressões (p_d/p_u) e T_u é a temperatura do gás a montante da válvula.

Na condição de escoamento crítico a razão de pressões é determinada por:

$$r_s = \frac{2^{k/(k-1)}}{k+1} \quad (3.9)$$

O valor da área efetiva de escoamento, A_{ee} , é obtido de forma experimental ou numérica para cada posição de abertura da válvula, tendo a finalidade de corrigir o valor da vazão calculado na condição de escoamento isentrópico para a condição real.

A equação (3.8) é utilizada tanto para condição de fluxo quanto de refluxo, tendo apenas seus parâmetros a montante e a jusante alterados de acordo com o sentido do escoamento, como observado por Gomes (2006) e descrito na Tabela 3.1. As variáveis p_{cs} e p_{cd} representam as pressões nas câmaras de sucção e descarga, respectivamente. Já T_{cs} e T_{cd} representam as temperaturas nas respectivas câmaras.

Tabela 3.1 - Parâmetros para cálculo da vazão de massa através das válvulas.

Válvula	Condição		p_u	p_d	T_u
Sucção	Fluxo	$p_{cs} \geq p_i$	p_{cs}	p_i	T_{cs}
	Refluxo	$p_i \geq p_{cs}$	p_i	p_{cs}	T_i
Descarga	Fluxo	$p_i \geq p_{cd}$	p_i	p_{cd}	T_i
	Refluxo	$p_{cd} \geq p_i$	p_{cd}	p_i	T_{cd}

Por outro lado, a vazão de massa através da folga entre o pistão e o cilindro pode ser calculada por:

$$\dot{m}_{vaz} = \bar{V}_{vaz} \rho_i \pi \left(\frac{D_{cil}^2 - D_p^2}{4} \right) \quad (3.10)$$

onde, D_{cil} é o diâmetro do cilindro, D_p é o diâmetro do pistão, \bar{V}_{vaz} é a velocidade média instantânea do gás na folga e ρ_i é a massa específica do gás na câmara de compressão.

A velocidade média instantânea pode ser calculada a partir da integração do perfil de velocidade na folga, o qual é obtido admitindo-se um escoamento laminar plenamente desenvolvido de fluido newtoniano. Conforme deduzido por Lilie e Ferreira (1984), a velocidade média instantânea pode ser expressa por:

$$\bar{V}_{vaz} = V_p \frac{1 - K^2 + 2K^2 \ln K}{2 \ln K (1 - K^2)} + \frac{(p_i - p_{ls}) R_{cil}^2}{8 \mu L} \left[\frac{1 - K^4}{1 - K^2} + \frac{1 - K^2}{\ln K} \right] \quad (3.11)$$

Nessa equação, as variáveis ainda não especificadas são: o comprimento de contato entre a parede do cilindro e o pistão, L , a razão entre os raios do pistão e do cilindro, K , a pressão do gás na linha de sucção, p_{ls} , o raio do cilindro, R_{cil} , a velocidade instantânea do pistão, V_p , e a viscosidade dinâmica do gás, μ .

De acordo com a Figura 3.2, o comprimento de contato entre a parede do cilindro e o pistão, L , pode ser assim avaliado:

$$L = L_0 + e(1 - \cos \theta) \quad (3.12)$$

sendo L_0 o comprimento mínimo de contato.

Maiores detalhes a respeito do equacionamento apresentado para a câmara de compressão podem ser encontrados em Ussyk (1984) e Gomes (2006).

3.1.2 Dinâmica de válvulas

Em grande parte dos modelos destinados à simulação do processo de compressão, as válvulas são tratadas como corpos rígidos com apenas um grau de liberdade. Isso se deve ao fato de que, do ponto de vista termodinâmico, a representação das válvulas com apenas um grau de liberdade é bastante satisfatória e possui um custo computacional baixo.

Entretanto, se se deseja uma representação mais precisa da resposta dinâmica da válvula bem como do campo de tensões e deformações sobre esta, é preciso refinar o modelo. O primeiro passo nesse sentido consiste em tratar a válvula como uma viga engastada-livre.

Assim, neste trabalho o modelo com apenas um grau de liberdade da válvula de sucção foi substituído por um modelo de viga, ao passo que a válvula de descarga continuou tendo seu comportamento descrito pelo modelo com um único grau de liberdade. Essa opção se deve ao fato de que apenas a válvula de sucção será considerada no processo de otimização. Ambos os modelos tem seus equacionamentos detalhados a seguir.

3.1.2.1 Modelo de Corpo Rígido

Utilizando o modelo de corpo rígido, a válvula de descarga é tratada como um disco se deslocando perpendicularmente ao assento, como pode ser observado na Figura 3.4.

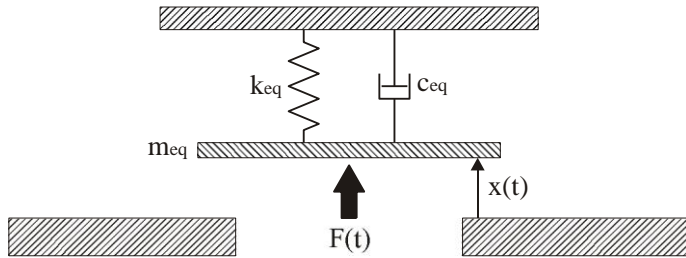


Figura 3.4 - Modelo de corpo rígido.

Pela aplicação da segunda lei de Newton tem-se:

$$F(t) - k_{eq}x(t) - c_{eq} \frac{dx(t)}{dt} = m_{eq} \frac{d^2x(t)}{dt^2} \quad (3.13)$$

Nessa equação m_{eq} , k_{eq} e c_{eq} representam, respectivamente, a massa, a rigidez e o amortecimento equivalentes da válvula. Além disso, x representa o deslocamento em relação ao assento e F representa o somatório de todas as forças externas atuando sobre a válvula de descarga.

No compressor modelado neste trabalho, o sistema de descarga apresenta um dispositivo auxiliar responsável pelo aumento de rigidez da válvula a partir de uma determinada abertura, também conhecido como *booster*. Dessa forma, a massa, a rigidez e o amortecimento equivalentes, a partir do momento em que há o contato entre a válvula e esse componente, devem ser consideradas como parâmetros do conjunto e não apenas da válvula. Esses dados são geralmente obtidos de forma experimental.

A equação (3.13) é uma equação diferencial ordinária de segunda ordem no tempo. Dessa forma, duas condições iniciais são necessárias para a resolução da equação. Essas equações são:

$$x(0) = 0 \quad (3.14)$$

$$\frac{dx}{dt}(0) = 0 \quad (3.15)$$

Essas condições representam o estado inicial de repouso da válvula, no qual o deslocamento com relação ao assento e a velocidade são nulos.

Entre as forças externas atuantes sobre a válvula de descarga estão a força de adesão, a pré-tensão induzida no material e a força devido à distribuição de pressão do gás sobre a superfície da palheta.

A força de adesão é resultante da formação de um filme de óleo lubrificante entre a válvula e o assento. Portanto, uma força adicional é necessária para romper o filme e fazer a válvula se deslocar. Ao romper o filme, a válvula se afasta do assento e essa força deixa de existir. A força de adesão pode ser calculada através de um modelo analítico proposto por Khalifa e Liu (1998) ou definida empiricamente a fim de coincidir a abertura da válvula descrita pelo modelo com sua abertura verificada experimentalmente.

A pré-tensão é resultante de deformações impostas à válvula durante a montagem. Porém, esse tipo de força não será considerado na análise proposta neste trabalho.

Por sua vez, a força devido ao campo de pressão do escoamento pode ser calculada através do conceito de área efetiva de força:

$$F_e(t) = A_{ef}(x)\Delta p \quad (3.16)$$

A área efetiva de força, A_{ef} , pode ser entendida como a área que fornece a força do gás sobre a válvula quando multiplicada pela diferença de pressão através da válvula, Δp . Assim como a área efetiva de escoamento, a área efetiva de força também é obtida de forma numérica ou experimental para diferentes posições da válvula.

O sistema de descarga ainda apresenta um batente. Assim, o deslocamento da válvula é limitado tanto pelo assento quanto pelo batente a:

$$0 \leq x \leq h_b \quad (3.17)$$

Nessa equação h_b representa a altura do batente.

3.1.2.2 Modelo de Viga

No presente trabalho a teoria de viga de Euler-Bernoulli será considerada. A principal simplificação relativa a essa teoria consiste no fato de se considerar que as retas normais ao eixo longitudinal permaneçam normais e retas mesmo após a deformação, como mostra a Figura 3.5. Nessa figura o eixo longitudinal passa pelo centroide da área de seção transversal da viga e também é chamado de linha de centro.

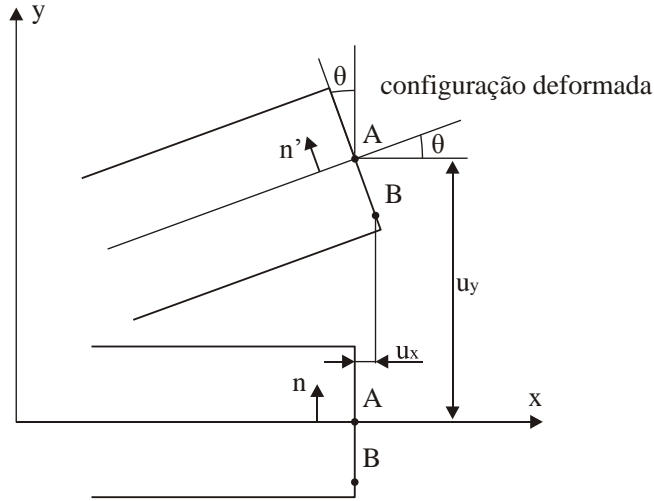


Figura 3.5 - Configuração deformada da viga.

Essa simplificação dá origem a uma relação direta entre o deslocamento transversal e o deslocamento longitudinal da viga. Essa relação pode ser facilmente obtida a partir de relações trigonométricas observadas na Figura 3.5. Inicialmente, tem-se uma relação para o deslocamento longitudinal dada por:

$$u_x = -y \operatorname{sen} \theta(x, t) \quad (3.18)$$

na qual, x e y representam as coordenadas longitudinal e transversal, respectivamente, e θ é a rotação da linha de centro.

Considerando ainda pequenas deformações e pequenos giros da viga, o deslocamento longitudinal pode ser expresso por:

$$u_x = -y \theta(x, t) \quad (3.19)$$

Além disso, $\theta(x,t)$ pode ser dado por:

$$\theta(x,t) = \frac{\partial u_y(x,t)}{\partial x} \quad (3.20)$$

Assim, a equação para o deslocamento longitudinal pode ser expressa como:

$$u_x = -y \frac{\partial u_y(x,t)}{\partial x} \quad (3.21)$$

A partir dessa equação, assumindo que u_y seja função apenas de x e do tempo, as deformações às quais a viga está sujeita podem ser calculadas em um determinado instante de tempo por:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u_x}{\partial x} = -y \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \quad (3.22)$$

$$\varepsilon_{yy} = \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0 \quad (3.23)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} = 0 \quad (3.24)$$

Considerando que o material se comporta como um sólido elástico isotrópico linear (lei de Hooke) e admitindo um estado unidimensional de tensões, tendo em vista a espessura reduzida da viga, a única tensão existente é a tensão normal na direção longitudinal σ_{xx} :

$$\sigma_{xx} = E\varepsilon_{xx} = -Ey \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \quad (3.25)$$

Percebe-se na equação (3.25) a distribuição linear da tensão ao longo da espessura y da viga. Assim, a tensão sobre o eixo x ($y=0$) é nula, justificando o fato de esse eixo ser também conhecido por linha

neutra. Por outro lado, a máxima tensão ocorre nas posições mais afastadas da linha neutra ($y=\delta/2$ e $y=-\delta/2$, sendo δ a espessura da viga).

A partir da equação anterior, o momento fletor na seção transversal pode ser calculado por:

$$M = -\int_A y \sigma_{xx} dA = \int_A E y^2 \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} dA \quad (3.26)$$

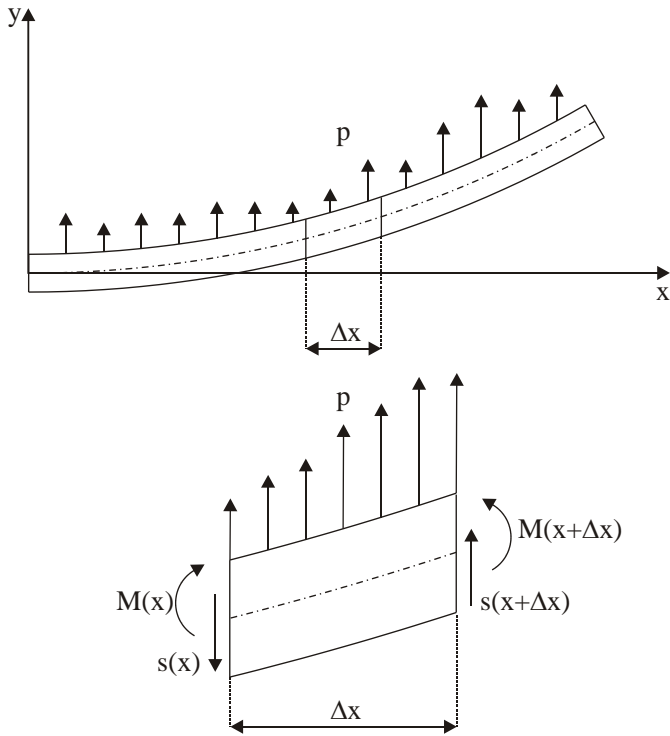


Figura 3.6 - Esforços internos em uma viga sujeita a flexão.

Na equação (3.26), $\sigma_{xx}dA$ é uma força infinitesimal que, atuando a uma distância y da linha neutra, produz um momento dM . Considerando ainda E constante na seção transversal:

$$M = E \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \int_A y^2 dA = EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \quad (3.27)$$

onde I representa o momento de inércia da seção transversal da viga.

A fim de que se obtenha uma equação que descreva o comportamento da viga, a segunda lei de Newton deve ser aplicada. Para isso, deve-se considerar inicialmente o elemento de área de seção transversal A , apresentado na Figura 3.6.

Para o elemento em destaque, tem-se na direção vertical:

$$s(x + \Delta x) - s(x) + p\hat{x}\Delta x = \rho\hat{x}A\Delta x \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} \quad (3.28)$$

onde s representa a força cortante atuando na área de seção transversal da viga, p é um carregamento distribuído arbitrário, ρ é a massa específica do material do qual a viga é composta e $x < \hat{x} < x + \Delta x$ (teorema do valor médio).

Dividindo a equação por Δx e tomando o limite quando o comprimento do elemento tende a zero, obtém-se:

$$\frac{\partial s}{\partial x} + p = \rho A \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} \quad (3.29)$$

Da relação conhecida entre momento fletor e força cortante, tem-se:

$$s = -\frac{\partial M}{\partial x} \quad (3.30)$$

Derivando a expressão acima em relação a x e substituindo na equação (3.29), chega-se a:

$$-\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} + p = \rho A \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} \quad (3.31)$$

Utilizando a equação (3.27), a equação que rege o movimento da viga pode ser dada por:

$$-\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \right) + p = \rho A \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} \quad (3.32)$$

A equação anterior é uma equação diferencial parcial de quarta ordem, sendo necessárias quatro condições de contorno e duas condições iniciais para sua resolução.

Tendo em vista que a válvula será tratada como uma viga engastada em $x=0$ e de extremidade livre em $x=L$, sendo L o comprimento da viga, as condições de contorno adotadas são:

$$u_y(0,t) = 0 \quad (3.33)$$

$$\frac{\partial u_y}{\partial x}(0,t) = 0 \quad (3.34)$$

$$m(L,t) = EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2}(L,t) = 0 \quad (3.35)$$

$$s(L,t) = \frac{\partial}{\partial x} \left(EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \right) (L,t) = 0 \quad (3.36)$$

As equações (3.33) e (3.34) fazem com que a posição e a rotação da linha neutra sejam nulas no engaste, ao passo que as equações (3.35) e (3.36) fazem com que não haja transmissão de momento ou força na extremidade livre.

Já as condições iniciais são dadas por:

$$u_y(x,0) = 0 \quad (3.37)$$

$$\frac{\partial u_y}{\partial t}(x,0) = 0 \quad (3.38)$$

Essas equações representam o estado inicial de repouso da válvula sobre o assento, no qual tanto o deslocamento quanto a velocidade de todos os pontos da viga são nulos.

As forças atuantes sobre a válvula de sucção são da mesma natureza que as forças atuantes sobre a válvula de descarga. Da mesma forma, essas forças são tratadas como forças pontuais (resultantes da integração da pressão sobre uma área finita).

Apesar de não apresentar batente, a válvula de sucção do compressor modelado tem seu movimento restrito pelo assento. Matematicamente essa restrição toma o formato de uma desigualdade, o que a transforma em uma condição não linear, que deve ser satisfeita na parte do domínio da viga passível de contato com o batente:

$$u_y \geq u_y^* \quad (3.39)$$

onde u_y^* representa a posição do assento.

3.1.3 Filtros de sucção e descarga

Os filtros de sucção e descarga desempenham o papel fundamental de atenuar ruído acústico gerado pelo escoamento e pelas válvulas. Por outro lado, visto que os filtros afetam o escoamento no interior do compressor e, por conseguinte, a dinâmica das válvulas, esses componentes exercem uma forte influência sobre as eficiências isentrópica e volumétrica, precisando ser considerados em uma análise completa do compressor.

O código numérico considerado neste trabalho utiliza um modelo descrito por Deschamps *et al.* (2002), no qual o escoamento compressível no interior dos filtros é tratado através de uma formulação unidimensional.

As equações que modelam esse fenômeno são as equações de conservação da massa, da quantidade de movimento linear e da energia. Quando aplicadas a um volume de controle, essas equações podem ser expressas como:

$$\frac{\partial m}{\partial t} + \dot{m}_o - \dot{m}_i = 0 \quad (3.40)$$

$$\frac{\partial m \bar{V}}{\partial t} + [\dot{m} \bar{V}]_o - [\dot{m} \bar{V}]_i = (p_i - p_o) A_s - \tau_w A_l \quad (3.41)$$

$$\frac{\partial m(h + \bar{V}^2/2)}{\partial t} + [\dot{m}(h + \bar{V}^2/2)]_o - [\dot{m}(h + \bar{V}^2/2)]_i - \nabla \frac{\partial p}{\partial t} = \dot{Q} \quad (3.42)$$

As variáveis utilizadas nas equações acima representam a área de seção transversal do escoamento, A_s , a área lateral do volume de controle, A_l , a entalpia específica, h , a massa, m , a vazão de massa, \dot{m} , a pressão, p , a taxa de transferência de calor, \dot{Q} , a velocidade média na área de seção transversal do escoamento, \bar{V} , o volume, ∇ , e a tensão de cisalhamento na parede, τ_w . Os subíndices “o” e “i” denotam quantidades avaliadas na saída e na entrada do volume de controle, respectivamente.

O efeito das paredes do filtro sobre o escoamento é considerado através da força de atrito viscoso e da transferência de calor. Para avaliar a força de atrito, a tensão cisalhante τ_w atuando sobre a área lateral do volume de controle, A_l , é obtida de correlações para escoamento plenamente desenvolvido, considerando os regimes laminar e turbulento. De forma semelhante, para estimar a transferência de calor entre o gás e o ambiente interno do compressor, um coeficiente de transferência de calor global é calculado com base em correlações para o coeficiente de transferência de calor interno, na resistência térmica das paredes e no coeficiente de transferência de calor externo. Perdas de carga através de contrações ou expansões repentinas ao longo dos tubos também são consideradas. Além disso, uma equação de estado para o gás completa o conjunto de equações necessário para descrever o escoamento no interior dos filtros. Maiores detalhes desse modelo podem ser obtidos em Deschamps *et al.* (2002).

3.2 PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO

Como descrito no capítulo anterior, o presente trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de um procedimento para a otimização de válvulas levando em consideração aspectos de eficiência e confiabilidade. Dessa forma, o problema de otimização pode ser entendido como um problema de maximização do desempenho termodinâmico sujeito a restrições de tensão, tendo como variável de projeto a geometria da válvula.

Para que o desempenho de compressores com diferentes válvulas sejam comparados surge a necessidade de se estabelecer parâmetros mensuráveis capazes de avaliar adequadamente seu desempenho. Neste trabalho, a eficiência isentrópica e a eficiência volumétrica foram definidas como parâmetros de comparação.

Pode-se afirmar que a maximização das eficiências isentrópica e volumétrica é desejada em qualquer compressor. Logo, o processo de otimização pode ser entendido como uma otimização multi-objetivo, e a função objetivo (ou função custo) pode ser definida como uma função ponderada desses dois parâmetros:

$$f(\bar{x}) = -A\eta_s(\bar{x}) - B\eta_v(\bar{x}) \quad (3.43)$$

sendo \bar{x} o vetor de variáveis de projeto. A e B são os coeficientes de cada um dos parâmetros e obedecem, de acordo com Haupt e Haupt (2004), a seguinte restrição:

$$A + B = 1 \quad (3.44)$$

É importante observar a presença dos sinais negativos na função objetivo. A necessidade de colocá-los está ligada ao fato de que o problema proposto será tratado como um problema de minimização.

Neste trabalho foi considerada apenas a otimização da válvula de sucção. Além disso, em virtude da influência do filtro de sucção sobre a dinâmica desta válvula, o diâmetro e o comprimento do tubo mais próximo à câmara de sucção também foram considerados como variáveis de projeto, assim como os parâmetros utilizados para representar a geometria da válvula.

Tendo em vista as limitações geométricas da válvula e do próprio compressor, restrições laterais da forma:

$$x_j^{\text{mínimo}} \leq x_j \leq x_j^{\text{máximo}} \quad (3.45)$$

devem ser consideradas para cada uma das variáveis de projeto, x_j . Além disso, dada a preocupação relacionada à confiabilidade da válvula, uma restrição implícita do tipo:

$$\sigma_{xx}(\bar{x}) \leq \sigma^{\text{admissível}} \quad (3.46)$$

para cada ponto do domínio estrutural deve ser imposta ao problema, relacionando os níveis de tensão presentes na estrutura com os níveis admissíveis para que o sistema não falhe devido à fadiga de flexão.

Logo, o problema matemático padrão de otimização, de acordo com Arora (2004), pode ser definido como:

Encontrar um vetor $\bar{x} = [x_1 \quad x_2 \quad \dots \quad x_n]$ de n variáveis que minimize a função objetivo

$$f(\bar{x}) = -A\eta_s(\bar{x}) - B\eta_v(\bar{x})$$

sujeita às $n+1$ restrições de desigualdade

$$x_j^{\text{mínimo}} \leq x_j \leq x_j^{\text{máximo}}; \quad j = 1, n$$

$$\sigma_{.xx}(\bar{x}) \leq \sigma^{\text{admissível}}; \quad \text{para todos os pontos da viga.}$$

4 METODOLOGIA NUMÉRICA

4.1 COMPRESSOR

Para que a totalidade das equações que descrevem o funcionamento do compressor seja solucionada, diferentes métodos numéricos são adotados de acordo com o conjunto de equações a ser resolvido.

As equações diferenciais da câmara de compressão, por exemplo, são resolvidas utilizando um método de Euler. Além disso, as propriedades termodinâmicas do gás podem ser avaliadas através de diferentes equações de estado: gás perfeito, Martin-Hou, Carnahan-Starling-DeSantis e Benedict-Webb-Rubin modificada (Deschamps *et al.*, 2002).

Já as equações do escoamento através dos filtros são resolvidas utilizando o método de volumes finitos, no qual os domínios, tanto para o filtro de sucção quanto para o filtro de descarga, são idealizados como um conjunto de volumes e tubos, sendo discretizados usando um arranjo de malha colocalizado (Figura 4.1).

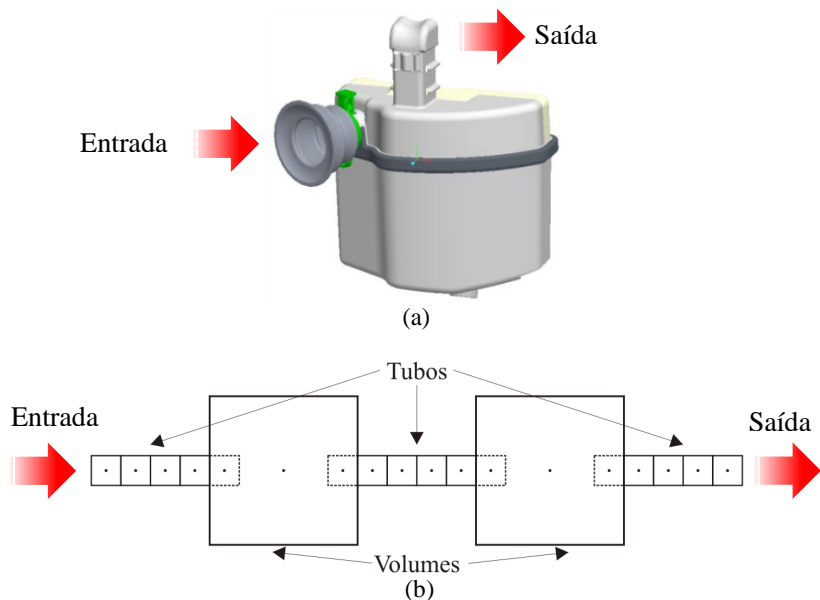


Figura 4.1 - Modelos do filtro de sucção: (a) modelo CAD e (b) modelo de volumes e tubos discretizado.

Ademais, um esquema de interpolação do tipo *upwind* é utilizado para avaliar os termos convectivos nas interfaces dos volumes de controle e uma discretização temporal implícita é utilizada para avaliar os termos transientes. A fim de resolver o conjunto de equações resultante, uma abordagem segregada, utilizando o algoritmo SIMPLEC para o acoplamento entre pressão e velocidade, é adotada em conjunto com o algoritmo TDMA (*tridiagonal matrix algorithm*) para a solução do sistema de equações.

Por fim, as equações que descrevem o movimento das válvulas de sucção e descarga são resolvidas utilizando os métodos de elementos finitos para a descrição espacial e diferenças centrais para a discretização temporal na primeira e Euler para a discretização temporal na segunda.

Tendo em vista que o modelo da válvula de sucção é um dos focos deste trabalho, sua metodologia numérica será descrita em detalhes na seção subsequente e tem como objetivo servir de referência para o leitor acostumado ao equacionamento termodinâmico do compressor, podendo ser encontrado também em fontes clássicas como Cook *et al.* (1989), por exemplo.

4.1.1 Dinâmica da válvula de sucção

As equações que descrevem os fenômenos físicos, em geral, podem ser descritas de duas formas: na forma forte e na forma fraca. A forma forte consiste na equação governante, normalmente uma equação diferencial, e nas suas condições de contorno. A equação (3.32) e as condições de contorno (3.33) a (3.36), por exemplo, formam a forma forte da equação da viga. Já a forma fraca é uma forma integral dessas equações, que automaticamente satisfaz as condições de contorno. Uma importante observação a ser feita está relacionada ao fato de que a discretização de equações utilizando determinados métodos numéricos, como o método de elementos finitos, por exemplo, implicam no conhecimento da forma fraca.

Com o objetivo de se obter uma solução numérica para a equação que descreve o movimento da válvula de sucção, o método de elementos finitos é empregado. Assim, inicialmente a forma fraca da equação da viga deve ser obtida. Para tanto, diferentes abordagens podem ser utilizadas. Neste trabalho, optou-se por utilizar o método dos resíduos ponderados. Assim, a equação (3.32) deve ser multiplicada por uma função arbitrária $w(x)$, também chamada de função peso, e integrada ao longo do domínio, resultando em:

$$-\int_0^L w \left[\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \right) \right] dx + \int_0^L w p dx = \int_0^L w \rho A \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} dx \quad (4.1)$$

Utilizando a regra da integração por partes e o teorema fundamental do cálculo no primeiro termo do lado esquerdo, a equação (4.1) pode ser reescrita como:

$$\begin{aligned} & -\int_0^L \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} dx - w \frac{\partial}{\partial x} \left(EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \right) \Big|_L + w \frac{\partial}{\partial x} \left(EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \right) \Big|_0 \\ & + \frac{\partial w}{\partial x} EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \Big|_L - \frac{\partial w}{\partial x} EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \Big|_0 + \int_0^L w p dx = \int_0^L w \rho A \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} dx \end{aligned} \quad (4.2)$$

O segundo e o quarto termos do lado esquerdo na equação (4.2) tem seus valores definidos pelas condições de contorno (3.35) e (3.36), respectivamente. Essas condições são conhecidas como condições de contorno naturais, e são automaticamente satisfeitas pela equação em sua forma fraca. As condições (3.33) e (3.34) são conhecidas como condições de contorno essenciais e precisam ainda ser satisfeitas pela solução do problema. Pela aplicação das equações (3.35) e (3.36), a equação (4.2) torna-se:

$$\begin{aligned} & -\int_0^L \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} dx + w \frac{\partial}{\partial x} \left(EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \right) \Big|_0 - \frac{\partial w}{\partial x} EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \Big|_0 \\ & + \int_0^L w p dx = \int_0^L w \rho A \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} dx \end{aligned} \quad (4.3)$$

Por conveniência, assume-se que a função, anteriormente arbitrária, $w(x)$ e sua primeira derivada, $\partial w/\partial x$, se anulam nos pontos onde há a prescrição de uma condição de contorno essencial (Fish e Belytschko, 2007). Dessa forma, para o problema apresentado, tem-se:

$$\frac{\partial w}{\partial x} \Big|_0 = 0 \quad (4.4)$$

$$w|_0 = 0 \quad (4.5)$$

Assim, a equação (4.3) assume uma forma ainda mais simplificada:

$$-\int_0^L \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} dx + \int_0^L w p dx = \int_0^L w \rho A \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} dx \quad (4.6)$$

e a formulação fraca do problema apresentado pode ser definida como:

Encontrar uma função $u_y(x,t)$, entre as funções suficientemente suaves, que satisfaça simultaneamente a equação (4.6) e as condições de contorno (3.33) e (3.34).

Por suficientemente suaves, no parágrafo anterior, entende-se as funções contínuas para as quais suas derivadas possam ser integradas na equação (4.6).

Tendo determinado a forma fraca da equação da viga, deve-se agora determinar a solução do problema. Aplicando o método de Galerkin em conjunto com a técnica de elementos finitos, tanto a solução do problema quanto a função arbitrária $w(x)$ podem ser aproximadas ao longo do domínio por:

$$u_y(x,t) \approx u_y^h(x,t) = \sum_{e=1}^{n_e} u_y^e(x,t) \quad (4.7)$$

$$w(x,t) \approx w^h(x,t) = \sum_{e=1}^{n_e} w^e(x,t) \quad (4.8)$$

Nessas equações, as funções aproximadas globais, identificadas pelo índice sobrescrito h , são determinadas pela soma de funções definidas ao longo de cada um dos n_e elementos utilizados na discretização espacial do domínio. Essas funções locais, identificadas pelo índice sobrescrito e , são definidas apenas no intervalo de domínio do respectivo elemento, sendo nulas fora dele.

As funções locais para o problema em questão são determinadas a partir dos valores nodais e são descritas no interior de cada elemento

através das funções de forma. Neste modelo de vigas, a abordagem clássica é considerada, na qual polinômios de Hermite são utilizados como funções de forma. Assim, a continuidade das funções e de suas primeiras derivadas espaciais ao longo do domínio é garantida. A Figura 4.2 apresenta as quatro funções de forma associadas ao elemento finito padrão, o qual contém dois nós e quatro graus de liberdade. Nessa figura L^e representa o comprimento do elemento.

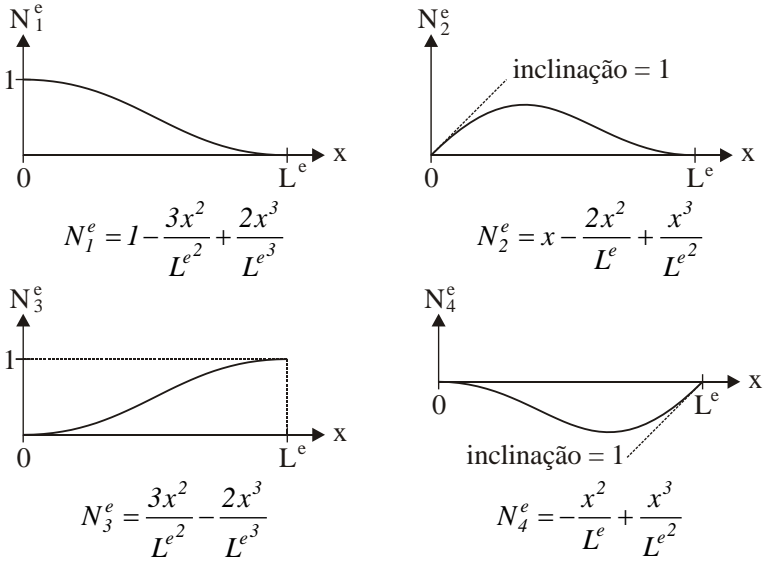


Figura 4.2 - Funções de forma.

Utilizando as funções de forma descritas anteriormente, as funções locais podem ser escritas como:

$$u_y^e(x, t) = \sum_{j=1}^4 N_j^e(x) d_j^e(t) \quad (4.9)$$

$$w^e(x, t) = \sum_{j=1}^4 N_j^e(x) w_j^e(t) \quad (4.10)$$

onde N_j^e representa as funções de forma e d_j^e e w_j^e representam os valores nodais das aproximações de u_y^e e w^e em um determinado elemento, respectivamente.

Utilizando notação matricial:

$$u_y^e(x, t) = \sum_{j=1}^4 N_j^e(x) d_j^e(t) = [N^e] [d^e] \quad (4.11)$$

$$w^e(x, t) = \sum_{j=1}^4 N_j^e(x) w_j^e(t) = [N^e] [w^e] \quad (4.12)$$

onde:

$$[N^e] = [N_1^e \quad N_2^e \quad N_3^e \quad N_4^e] \quad (4.13)$$

$$[d^e]^T = \left[u_y^e(0, t) \quad \frac{\partial u_y^e(0, t)}{\partial x} \quad u_y^e(L^e, t) \quad \frac{\partial u_y^e(L^e, t)}{\partial x} \right] \quad (4.14)$$

Por sua vez, as derivadas segundas dessas funções podem ser expressas como:

$$\frac{\partial^2 u_y^e(x, t)}{\partial x^2} = \sum_{j=1}^4 \frac{\partial^2 N_j^e(x)}{\partial x^2} d_j^e(t) = [B^e] [d^e] \quad (4.15)$$

$$\frac{\partial^2 u_y^e(x, t)}{\partial t^2} = \sum_{j=1}^{n_n} N_j^e(x) \frac{\partial^2 d_j^e(t)}{\partial t^2} = [N^e] [\ddot{d}^e] \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial^2 w^e(x, t)}{\partial x^2} = \sum_{j=1}^{n_n} \frac{\partial^2 N_j^e(x)}{\partial x^2} w_j^e(t) = [B^e] [w^e] \quad (4.17)$$

Além disso, o vetor de valores nodais local pode ser relacionado ao vetor de valores globais através de uma matriz de acoplamento. Assim:

$$[d^e] = [L^e][D] \quad (4.18)$$

$$[\ddot{d}^e] = [L^e][\ddot{D}] \quad (4.19)$$

$$[w^e] = [L^e][W] \quad (4.20)$$

A partir das relações anteriores e da equação (4.6), um sistema de equações será obtido para descrever o movimento da válvula de sucção. Tendo em vista a forma da função de aproximação, é necessário que a equação (4.6) tenha suas integrais resolvidas como a soma de integrais ao longo de cada elemento, resultando em:

$$\sum_{e=1}^{n_e} \left\{ \int_{x_j^e}^{x_s^e} (w^e)^T \rho A \left(\frac{\partial^2 u_y^e}{\partial t^2} \right) dx + \int_{x_j^e}^{x_s^e} \left(\frac{\partial^2 w^e}{\partial x^2} \right)^T EI \frac{\partial^2 u_y^e}{\partial x^2} dx - \int_{x_j^e}^{x_s^e} (w^e)^T p dx \right\} = 0 \quad (4.21)$$

Na equação anterior foram tomadas as transpostas da função peso e sua derivada segunda. Como esses valores são escalares, a expressão não se altera. Entretanto, essa modificação é necessária para que haja consistência quando expressões matriciais forem substituídas na equação (4.21).

Substituindo as expressões (4.11) a (4.17) na equação anterior, tem-se:

$$\sum_{e=1}^{n_e} \left\{ \int_{x_j^e}^{x_s^e} [w^e]^T [N^e]^T \rho A [N^e] [\ddot{d}^e] dx + \int_{x_j^e}^{x_s^e} [w^e]^T [B^e]^T EI [B^e] [d^e] dx - \int_{x_j^e}^{x_s^e} [w^e]^T [N^e]^T p dx \right\} = 0 \quad (4.22)$$

Essa equação pode ser reescrita como:

$$\sum_{e=1}^{n_e} [w^e]^T \left\{ \underbrace{\int_{x_j^e}^{x_s^e} [N^e]^T \rho A [N^e] dx [\ddot{d}^e]}_{[M^e]} + \underbrace{\int_{x_j^e}^{x_s^e} [B^e]^T EI [B^e] dx [d^e]}_{[K^e]} \right. \\ \left. - \underbrace{\int_{x_j^e}^{x_s^e} [N^e]^T p dx}_{[F^e]} \right\} = 0 \quad (4.23)$$

Nessa equação as matrizes locais de massa, rigidez e força externa podem ser claramente identificadas por $[M^e]$, $[K^e]$ e $[F^e]$, respectivamente. A partir das expressões para as funções de forma, as matrizes de massa e rigidez podem ser escritas como:

$$[M^e] = \frac{\rho A L^e}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22L^e & 54 & -13L^e \\ 22L^e & 4L^{e2} & 13L^e & -3L^{e2} \\ 54 & 13L^e & 156 & -22L^e \\ -13L^e & -3L^{e2} & -22L^e & 4L^{e2} \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

$$[K^e] = \frac{EI}{L^{e3}} \begin{bmatrix} 12 & 6L^e & -12 & 6L^e \\ 6L^e & 4L^{e2} & -6L^e & 2L^{e2} \\ -12 & -6L^e & 12 & -6L^e \\ 6L^e & 2L^{e2} & -6L^e & 4L^{e2} \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

No problema apresentado neste trabalho, as forças atuantes sobre a válvula serão consideradas como forças concentradas, uma vez que a área do orifício de sucção é bastante reduzida. A contribuição dessas forças concentradas pode ser calculada a partir da integral para o cálculo das forças externas na equação (4.23), bastando para isso que se considere essa força concentrada como uma força distribuída de grande intensidade atuando em uma área muito reduzida. O ponto de aplicação dessas forças é considerado o ponto da válvula que coincide com o centro do orifício de sucção quando esta se encontra em repouso.

Se, além das substituições anteriores, as expressões (4.18) a (4.20) forem utilizadas para que o sistema de equações tenha como incógnitas os valores nodais da estrutura (globais), a equação (4.23) toma a seguinte forma:

$$[W]^T \left\{ \left(\sum_{e=1}^{n_e} [L^e]^T [M^e] [L^e] \right) [\ddot{D}] + \left(\sum_{e=1}^{n_e} [L^e]^T [K^e] [L^e] \right) [D] - \left(\sum_{e=1}^{n_e} [L^e]^T [F^e] \right) \right\} = 0 \quad (4.26)$$

Pela arbitrariedade da função peso, e conseqüentemente de seus coeficientes, a equação (4.26) pode ser expressa como:

$$\underbrace{\left(\sum_{e=1}^{n_e} [L^e]^T [M^e] [L^e] \right)}_{[M]} [\ddot{D}] + \underbrace{\left(\sum_{e=1}^{n_e} [L^e]^T [K^e] [L^e] \right)}_{[K]} [D] - \underbrace{\left(\sum_{e=1}^{n_e} [L^e]^T [F^e] \right)}_{[F]} = 0 \quad (4.27)$$

Nessa equação, as matrizes $[M]$, $[K]$ e $[F]$ representam, respectivamente, as matrizes de massa, rigidez e força externa da estrutura. Usualmente, as matrizes de acoplamento são substituídas por um procedimento padrão de montagem da matriz global nos códigos de elementos finitos. Entretanto, essas matrizes foram utilizadas neste desenvolvimento com o propósito de facilitar o entendimento.

A fim de inserir um termo dissipativo, proporcional à velocidade do sistema, uma matriz $[C]$, denominada de matriz de amortecimento, será considerada de forma similar às matrizes de massa e rigidez. A forma como a matriz de amortecimento é calculada será tratada mais adiante. Desta forma, a equação final, em sua forma matricial, fica:

$$[M][\ddot{D}] + [C][\dot{D}] + [K][D] = [F] \quad (4.28)$$

Tendo discretizado espacialmente a equação (4.6), apenas uma discretização temporal é necessária para os termos associados às velocidades e às acelerações nodais. Para que isso seja feito, diferentes métodos podem ser empregados. Neste trabalho, uma metodologia explícita será utilizada uma vez que as equações termodinâmicas utilizadas no modelo do compressor já são resolvidas explicitamente. Assim, de acordo com Cook *et al.* (1989), os vetores de aceleração e velocidade em um determinado instante podem ser expressos através de diferenças centrais como:

$$[\dot{D}]_t = \frac{1}{2\Delta t} \{[D]_{t+\Delta t} - [D]_{t-\Delta t}\} \quad (4.29)$$

$$[\ddot{D}]_t = \frac{1}{\Delta t^2} \{[D]_{t+\Delta t} - 2[D]_t + [D]_{t-\Delta t}\} \quad (4.30)$$

Desta forma, a equação discretizada no espaço e no tempo fica:

$$\left\{ \frac{1}{\Delta t^2} [M] + \frac{1}{2\Delta t} [C] \right\} [D]_{t+\Delta t} = [F]_t - [K][D]_t + \frac{1}{\Delta t^2} [M] \{ 2[D]_t - [D]_{t-\Delta t} \} + \frac{1}{2\Delta t} [C][D]_{t-\Delta t} \quad (4.31)$$

Como a discretização temporal é explícita, é necessário que uma condição de estabilidade numérica para o intervalo de tempo seja satisfeita. Segundo Cook *et al.* (1989), essa estabilidade é garantida quando a seguinte condição é satisfeita:

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega_{max}} \quad (4.32)$$

onde ω_{max} representa a máxima frequência natural da estrutura discretizada.

Como mencionado anteriormente, a matriz de amortecimento ainda precisa ser calculada. Entretanto, seu efeito no movimento das válvulas é difícil de ser mensurado, sendo resultado de diferentes fenômenos agindo simultaneamente: histerese do material, dissipação viscosa devido à interação da válvula com o escoamento, entre outros. Dessa forma, determinar os coeficientes da matriz $[C]$ se torna uma

tarefa complexa. A fim de simplificar o tratamento desses termos, um esquema simplificado, conhecido como amortecimento proporcional, ou de Rayleigh, será adotado. Assim, a matriz $[C]$ pode ser expressa como:

$$[C] = \alpha[K] + \beta[M] \quad (4.33)$$

onde α e β são coeficientes do modelo a serem calibrados a partir de dados experimentais.

Por fim, apenas o problema de contato da válvula com o assento precisa ser considerado. Para tanto, o método da penalização (Cook *et al.*, 1989) foi utilizado, sendo o método mais simples para tratar problemas desse tipo. Como consequência da aplicação desse método, a inequação (3.39) precisa ser tratada como uma restrição do tipo:

$$g = u_y - u_y^* \geq 0 \quad (4.34)$$

Considerando que o assento é plano e se encontra na posição $u_y^* = 0$, tem-se:

$$g = u_y \geq 0 \quad (4.35)$$

Aplicando essa restrição a cada um dos nós da estrutura, tem-se um conjunto de restrições do tipo:

$$g_j = D_j \geq 0 \quad (4.36)$$

Dessa forma, uma restrição g_j é violada apenas quando $D_j < 0$. Nesses casos, pelo método considerado, uma força proporcional a essa violação é aplicada no nó de forma a evitar a penetração desse nó no assento. Essa força pode ser calculada como:

$$F_{p_j} = -k_p \min\{D_j, 0\} \quad (4.37)$$

Nessa equação, o termo k_p representa o fator de penalização e o termo $\min\{D_j, 0\}$ é zero quando não há penetração ($D_j \geq 0$) e igual a D_j quando há penetração ($D_j < 0$). O sinal negativo nessa equação faz com que a força aplicada em um nó que penetra no assento seja oposta ao seu deslocamento, no sentido de evitar a violação da restrição. O valor de k_p

deve ser definido como sendo um valor suficientemente grande, capaz de ser efetivo, evitando a penetração excessiva dos nós da válvula no assento, mas não tão grande que gere dificuldades numéricas. Neste trabalho o valor utilizado foi $1 \times 10^4 \text{ N/m}$.

Considerando que essa penalização deve ser aplicada a todos os nós em contato, um vetor de força adicional $[F_p]$ deve ser considerado na equação da dinâmica da válvula. Assim, obtém-se a equação:

$$\left\{ \frac{1}{\Delta t^2} [M] + \frac{1}{2\Delta t} [C] \right\} [D]_{t+1} = [F]_t + [F_p]_t - [K][D]_t + \frac{1}{\Delta t^2} [M] \{ 2[D]_t - [D]_{t-1} \} + \frac{1}{2\Delta t} [C][D]_{t-1} \quad (4.38)$$

Tendo determinado o equacionamento associado à dinâmica da válvula de sucção, apenas o procedimento de otimização precisa ainda ser apresentado.

4.2 PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO

Como mencionado anteriormente, o objetivo proposto é a maximização das eficiências isentrópica e volumétrica do compressor, tendo como variável de projeto a geometria da válvula de sucção. Entretanto, tendo em vista a dependência entre o movimento dessa válvula e a geometria do filtro de sucção, parâmetros associados ao mesmo também serão considerados. Nesse sentido, o comprimento e o diâmetro do tubo que se conecta à câmara de sucção, denominado tubo 1, serão considerados também no processo de otimização. Além disso, restrições relativas às tensões na válvula serão consideradas, buscando prevenir falhas estruturais precoces.

Para que a melhor geometria da válvula seja identificada, três formas de otimização podem ser empregadas: i) paramétrica; ii) de forma; iii) topológica. Na otimização paramétrica, a válvula deve ter sua forma parametrizada. Nesse caso, o algoritmo de otimização busca encontrar o conjunto de parâmetros que defina a forma da válvula, de modo que esta proporcione o melhor desempenho termodinâmico. Já na otimização de forma, os contornos da válvula são descritos matematicamente e busca-se identificar a disposição do contorno que, assim como nos outros métodos, maximize o desempenho. Por fim, tem-se a otimização topológica. Essa técnica é capaz de definir o *layout* completo da válvula, não se limitando a parâmetros ou ao contorno. O

algoritmo de otimização topológica busca identificar a distribuição de material ao longo do domínio, através de uma função densidade, para que a válvula apresente características de massa e rigidez que maximizem o seu desempenho.

Neste trabalho, uma otimização paramétrica foi empregada. Assim, a geometria da válvula foi descrita em função de sua espessura e da largura dos elementos de viga utilizados em sua discretização (Figura 4.3). Dessa forma, o vetor de variáveis de projeto a ser considerado é o seguinte:

$$\bar{x} = [l_f \quad d_f \quad \delta \quad b_1 \quad \dots \quad b_{n_e}] \quad (4.39)$$

onde l_f é o comprimento do tubo 1 do filtro de sucção, d_f é o diâmetro do tubo 1 do filtro de sucção, δ é a espessura da válvula, b_j é a largura do j -ésimo elemento da válvula e n_e é o número de elementos utilizados na discretização da válvula.

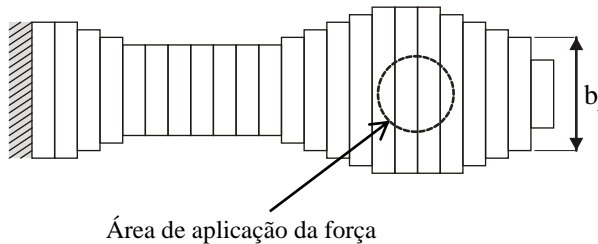


Figura 4.3 - Válvula de sucção discretizada em elementos de viga.

Dentre as diferentes técnicas de otimização disponíveis, duas grandes abordagens são observadas na literatura: algoritmos determinísticos (conhecidos como algoritmos de programação matemática) e não-determinísticos. Os primeiros definem sequências minimizantes baseadas em informações locais (derivadas ou aproximações) com custos computacionais relativamente reduzidos em termos do número de avaliações da função objetivo. Entretanto, os algoritmos determinísticos só apresentam garantia de convergência local. Já os algoritmos não-determinísticos se baseiam em estimativas heurísticas para identificar pontos ótimos. Entre os algoritmos não-determinísticos, destacam-se os algoritmos baseados em processos naturais, como os genéticos, o *simulated annealing* e o enxame de partículas (*particle swarm optimization* - PSO).

Para o problema de otimização considerado neste trabalho será adotado um algoritmo não-determinístico genético. Seu uso justifica-se pelo fato de que esse tipo de algoritmo fornece estimativas de mínimos globais e não necessita do cálculo de derivadas, o que é muito conveniente quando não se tem uma expressão analítica para a função objetivo, como é o presente caso. Seu custo computacional, significativamente maior que o dos algoritmos de programação matemática, pode ser suportado dado que a avaliação da função objetivo do modelo proposto possui, propositalmente, um custo computacional relativamente baixo. Por fim, os algoritmos genéticos ainda apresentam a característica vantajosa de serem facilmente paralelizáveis.

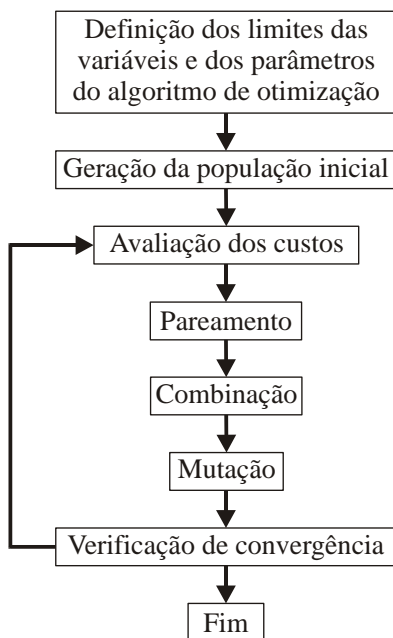


Figura 4.4 - Fluxograma do processo de otimização.

Algoritmos desse tipo se baseiam em conceitos associados a processos evolutivos biológicos, como seleção natural e mutação, para identificar pontos ótimos e podem ainda ser divididos em duas classes: algoritmos genéticos de variáveis binárias e algoritmos genéticos de variáveis contínuas. No primeiro grupo, as variáveis do processo são codificadas em uma sequência binária de 0 e 1 antes que os operadores

de combinação e mutação sejam aplicados. Já no segundo grupo, as variáveis são tratadas em todas as operações como variáveis de ponto flutuante, o que evita a perda de informações por truncamento. Neste trabalho, o algoritmo genético utilizado será de variáveis contínuas, especialmente pelo fato de que as variáveis associadas ao processo são contínuas por natureza.

Como pode ser observado na Figura 4.4, a primeira etapa do processo de otimização consiste na definição dos limites das variáveis do processo e dos parâmetros do algoritmo, o que é característica de cada processo de otimização em particular.

Na sequência, uma população inicial é gerada. Essa população é composta por N_{pop} indivíduos, na qual um indivíduo corresponde a uma configuração específica de válvula, sendo identificada por um vetor de variáveis \vec{x} . Essa população pode ser descrita por uma matriz, na qual cada linha corresponde a uma configuração, como:

$$\begin{bmatrix} \vec{x}^1 \\ \vec{x}^2 \\ \vdots \\ \vec{x}^{N_{pop}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_f^1 & d_f^1 & \delta^1 & b_1^1 & \dots & b_{n_e}^1 \\ l_f^2 & d_f^2 & \delta^2 & b_1^2 & \dots & b_{n_e}^2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ l_f^{N_{pop}} & d_f^{N_{pop}} & \delta^{N_{pop}} & b_1^{N_{pop}} & \dots & b_{n_e}^{N_{pop}} \end{bmatrix} \quad (4.40)$$

Esses indivíduos são gerados de forma aleatória, sendo que cada uma de suas variáveis é dada por:

$$x_j = x_j^{\text{mínimo}} + x_j^{\text{norm}}(x_j^{\text{máximo}} - x_j^{\text{mínimo}}) \quad (4.41)$$

onde x_j representa uma variável qualquer de uma determinada configuração, tendo $x_j^{\text{mínimo}}$ e $x_j^{\text{máximo}}$ como seus limites inferior e superior, respectivamente. Esses valores limites representam restrições explícitas, que são aplicadas às variáveis mesmo antes da análise da função objetivo. O coeficiente x_j^{norm} varia aleatoriamente entre 0 e 1, fazendo com que cada variável possa assumir qualquer valor no intervalo $[x_j^{\text{mínimo}}, x_j^{\text{máximo}}]$.

Esse processo é repetido para cada uma das $N_{pop} \times (n_e + 3)$ variáveis que constituem a matriz da equação (4.40), também denominada população.

Tendo gerado uma população inicial, composta por N_{pop} indivíduos, é necessário avaliar a qualidade de cada indivíduo a fim de

identificar os que fornecem um melhor desempenho. Esse procedimento é realizado analisando o valor da função objetivo para cada um dos indivíduos que compõem a população.

Neste trabalho, a análise de cada indivíduo, ou configuração, é feita através de alguns passos. Primeiramente, as variáveis de cada configuração são introduzidas nos arquivos de entrada do código numérico utilizado para a simulação do compressor. Em seguida simula-se o compressor em uma condição de operação na qual se deseja otimizar sua eficiência. Por fim, simula-se o compressor em uma condição de alta vazão de massa, existente durante o transiente de partida do compressor, com o objetivo de identificar possíveis níveis de tensão que possam levar a válvula à falha. Dessa forma, o valor da função objetivo é analisado em uma simulação do compressor, enquanto na outra uma possível violação da restrição de tensão é verificada.

Como critério de confiabilidade a ser empregado adotou-se a curva de Soderberg, a qual é comumente empregada em situações nas quais exista uma condição de tensão pulsante. Esse critério relaciona limites de tensão alternada aos níveis de tensão média existentes no corpo em análise.

Segundo Norton (2004), a curva de Soderberg pode ser descrita por:

$$\sigma_a = S_f \left(1 - \frac{\sigma_m}{S_y} \right) \quad (4.42)$$

onde σ_a representa a tensão alternada, σ_m a tensão média, S_f o limite de fadiga para tensão média nula e S_y o limite de escoamento do material. Os parâmetros S_f e S_y são dados do material fornecidos pelo fabricante. Já os parâmetros σ_a e σ_m são dados relacionados à solicitação do material, podendo ser calculados como:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (4.43)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (4.44)$$

onde $\sigma_{m\acute{a}x}$ e $\sigma_{m\acute{i}n}$ são as tensões máxima e mínima atuando no corpo ao longo do tempo.

Outros critérios, como a parábola de Geber e a curva de Goodman, os quais consideram a tensão limite de ruptura ao invés da tensão limite de escoamento, poderiam ter sido utilizados. Entretanto, optou-se pelo critério mais conservador, uma vez que a confiabilidade deve ser garantida a qualquer custo em uma válvula de um compressor alternativo hermético.

A Figura 4.5 apresenta a curva de Soderberg. As combinações de σ_a e σ_m seguras recaem à esquerda da mesma.

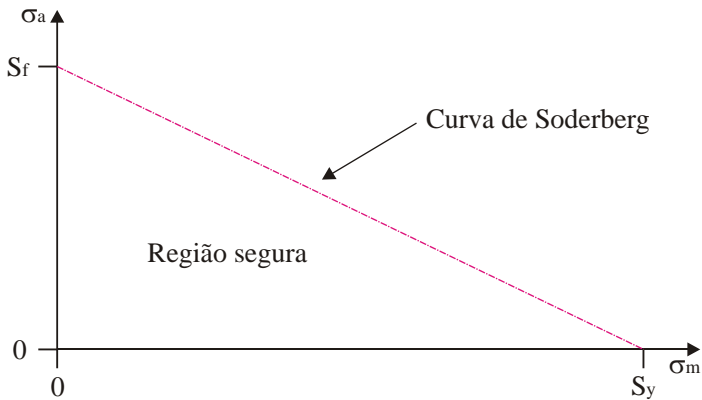


Figura 4.5 - Curva de Soderberg.

Para a verificação do critério de confiabilidade, as tensões médias e alternadas são calculadas em cada um dos nós da válvula ao longo do processo de compressão. Como o campo de tensões é linear, pelo elemento finito utilizado na discretização do domínio, os nós são os pontos onde são encontradas as maiores variações de tensão, sendo, portanto, os mais solicitados em cada elemento. Em seguida verifica-se se a seguinte condição é satisfeita:

$$\sigma_a \leq S_f \left(1 - \frac{\sigma_m}{S_y} \right) \quad (4.45)$$

Caso esta condição seja desrespeitada, a condição de confiabilidade é considerada violada e a geometria descartada, uma vez que a integridade da estrutura é uma condição necessária. Um fluxograma do processo de avaliação é apresentado na Figura 4.6.

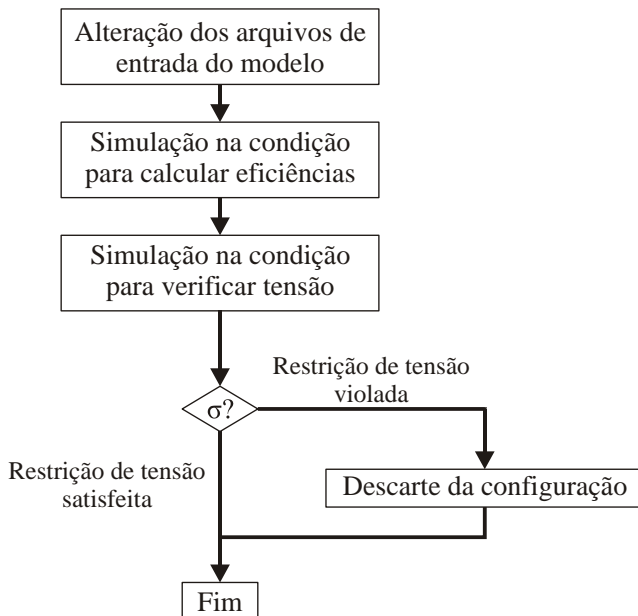


Figura 4.6 - Fluxograma da avaliação dos custos.

Após a avaliação de desempenho de cada um dos indivíduos, os mesmos são ranqueados. Os indivíduos mais aptos, aqueles que apresentam menor valor da função objetivo, são mantidos para a etapa seguinte, ao passo que os demais são descartados. Esse processo também é conhecido como seleção natural. A taxa de descarte nessa etapa é um dos parâmetros do algoritmo, devendo ser definido na primeira etapa do processo.

Os indivíduos restantes são combinados posteriormente com o objetivo de restaurar o tamanho inicial da população. Porém, anteriormente ao processo de combinação, tem-se o processo de pareamento, no qual esses indivíduos são escolhidos dois a dois para o processo de combinação.

O pareamento pode ser feito através de diferentes métodos, sendo realizado aqui através do método de mistura (*blending method*). Nesse método, os descendentes, ou seja, as combinações dos pares de indivíduos selecionados na etapa de pareamento, têm suas variáveis calculadas uma a uma através das seguintes expressões:

$$x_j^{d1} = \psi x_j^{p1} + (1 - \psi) x_j^{p2} \quad (4.46)$$

$$x_j^{d2} = \psi x_j^{p2} + (1 - \psi) x_j^{p1} \quad (4.47)$$

onde x_j^{d1} e x_j^{d2} representam variáveis dos indivíduos descendentes e x_j^{p1} e x_j^{p2} representam variáveis dos indivíduos selecionados no processo de pareamento. O coeficiente ψ é um número aleatório que varia entre 0 e 1. Dessa forma x_j^{d1} e x_j^{d2} são combinações de x_j^{p1} e x_j^{p2} . Essa característica do processo faz com que não haja adição de novas informações ao processo de otimização e a busca por um ponto ótimo se restrinja a uma região restrita do domínio.

Para evitar esse problema, que pode causar uma convergência prematura do algoritmo, na etapa seguinte tem-se o procedimento de mutação, no qual variáveis da população são alteradas aleatoriamente.

Nessa etapa, apenas a primeira linha da população, correspondente ao melhor indivíduo após o ranqueamento, é mantida inalterada. As demais podem ter quaisquer de suas variáveis alteradas. A essa característica se dá o nome de elitismo, devido ao fato de se manter sempre o melhor indivíduo da população. As variáveis selecionadas nessa etapa são recalculadas de acordo com a equação (4.41). A taxa de mutação também é um parâmetro do algoritmo, precisando ser definido anteriormente.

Por fim, o processo é reiniciado e os valores das funções objetivo para essa nova população devem ser calculados, caso um critério de convergência não seja atingido. Usualmente, os critérios de convergência de um algoritmo genético estão ligados a alterações no valor médio da função objetivo da população, no valor da função objetivo do melhor indivíduo ou no número de gerações, ou seja, o número ciclos do algoritmo. Neste trabalho foi considerado o número limite de gerações.

Computacionalmente, a etapa mais cara de todo o processo é o cálculo da função objetivo, uma vez que para isso o compressor deve ser simulado em duas condições de operação distintas. Além de ser a mais cara, essa operação também se caracteriza por ser repetitiva. Dessa forma, a utilização do processamento paralelo se justifica nessa etapa.

Para realizar a paralelização do código numérico de otimização, foi utilizada a interface de programação de aplicativos (API) OpenMP (*Open Multi-Processing*) em conjunto com o compilador Intel Visual Fortran (Intel, 2008), uma vez que o código de otimização, a exemplo do código de simulação de compressores, foi desenvolvido na linguagem Fortran.

Essa API se caracteriza por ser uma interface voltada para a programação paralela em máquinas de memória compartilhada, sendo aplicável nas linguagens C, C++ e Fortran (Hermanns, 2002) e estando disponível em várias arquiteturas, incluindo Unix e Microsoft Windows. A OpenMP constitui-se de um conjunto de diretivas de compilador, rotinas de biblioteca e variáveis de ambiente definidas pelos principais fornecedores de hardware e software, como IBM, Intel e Microsoft.

Após a paralelização, o processo de cálculo do valor da função objetivo de cada indivíduo é feito de forma distinta. Inicialmente o número total de processadores do computador utilizado é identificado e os N_{pop} indivíduos da população são divididos entre todos esses processadores. Em seguida, cada um dos processadores realiza o cálculo da função objetivo de seus indivíduos. Entretanto, para cada um dos processos é necessário que se façam cópias e exclusões de arquivos, o que é feito de forma serial. Esse processo acaba prejudicando o desempenho do código paralelizado. Mesmo assim, o tempo total do processo é reduzido em cerca de 4 vezes em um computador com características descritas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Características do computador utilizado.

Componente	Descrição
Processador	Intel Core i7 870 @ 2.93 GHz
Memória RAM	3x2Gb DDR3 PC3-10700H (667 MHz)
Sistema Operacional	Windows 7 Professional 64-bit

No próximo capítulo a aplicação deste código a um problema de otimização da válvula de sucção de um compressor real será apresentado e discutido.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A fim de demonstrar a aplicabilidade do procedimento proposto para o projeto de válvulas de compressores alternativos, este capítulo apresenta a sua aplicação a um compressor de refrigeração doméstica operando a uma frequência de 60Hz com fluido refrigerante R134a, sendo capaz de fornecer uma capacidade de refrigeração da ordem de 240W na condição ASHRAE LBP, correspondente a temperaturas de evaporação e condensação iguais a $-23,3^{\circ}\text{C}$ e $54,4^{\circ}\text{C}$, respectivamente.

Nas seções seguintes serão apresentadas a formulação do problema de otimização para o compressor descrito, a calibração do modelo de simulação do compressor, a análise dos parâmetros envolvidos no procedimento de otimização e a análise dos resultados finais.

5.1 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Tendo definido o compressor a ser considerado no procedimento de otimização proposto, a Figura 5.1 apresenta as geometrias originais de sua válvula de sucção e de sua placa de válvulas. O desempenho dessa válvula será comparado ao desempenho das válvulas otimizadas nas próximas seções.

As condições de operação utilizadas para análise de desempenho e de confiabilidade do compressor foram definidas de acordo com os seguintes critérios: i) a condição de análise de desempenho deve ser a mais próxima possível da condição de operação do compressor no sistema de refrigeração; ii) a análise de confiabilidade deve ser realizada na condição de maior vazão de massa dentre aquelas nas quais o compressor é capaz de operar. Assim, as condições de operação do compressor foram definidas conforme indicadas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Condições de operação do compressor.

Parâmetro	Condição de desempenho	Condição de confiabilidade
Temperatura de evaporação [$^{\circ}\text{C}$]	-23,3	20,0
Temperatura de condensação [$^{\circ}\text{C}$]	40,5	45,0

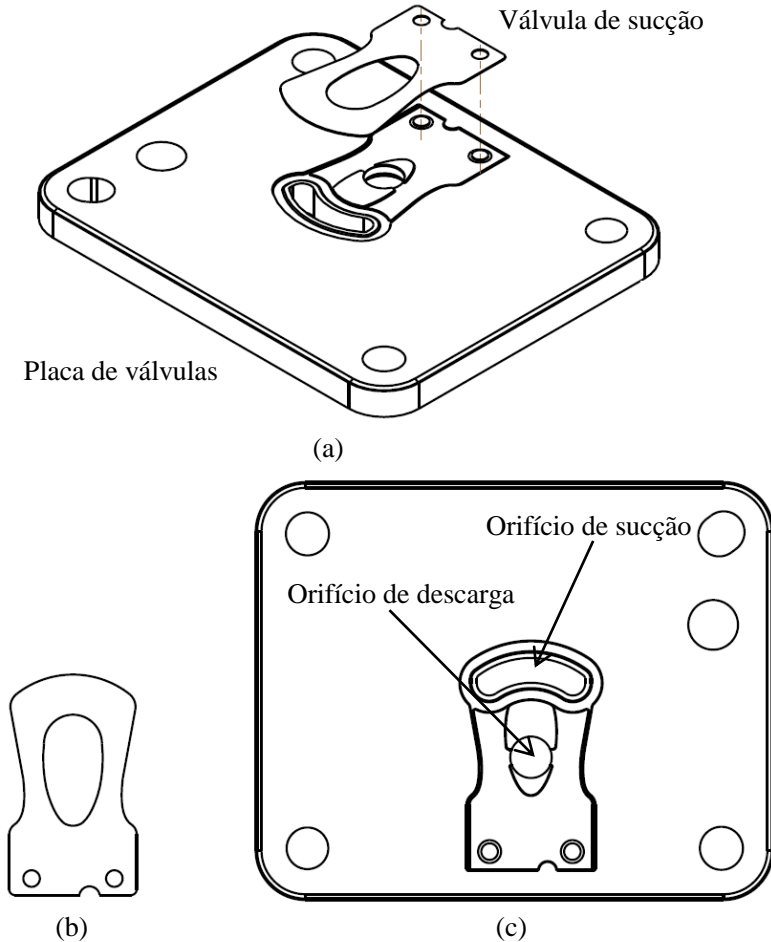


Figura 5.1 - Geometria original da válvula de sucção e da placa de válvulas: (a) montagem, (b) vista superior da válvula de sucção e (c) vista superior da placa de válvulas.

Além disso, foi necessário definir o material a ser utilizado no projeto das válvulas. Para isso, foi utilizada a tira de aço inoxidável Sandvik 20C, destinada especificamente para a fabricação de válvulas automáticas de compressores e com características descritas na Tabela 5.2 para as diferentes espessuras consideradas no processo de otimização.

Tabela 5.2 - Propriedades do material da válvula.

Espessura [mm]	S_f [MPa]	S_y [MPa]	E [GPa]	ρ [kg/m ³]
0,152	730	2050	210	7900
0,203	720	2000	210	7900
0,254	710	1950	210	7900
0,305	695	1900	210	7900

Tendo definido as condições de operação e as propriedades do material utilizado na fabricação da válvula, é necessário que o modelo de simulação do compressor tenha todos os seus parâmetros definidos. Alguns desses parâmetros precisam ser calculados na etapa de calibração do modelo, a qual é apresentada na seção seguinte.

5.2 CALIBRAÇÃO DO MODELO DO COMPRESSOR

Como já discutido, o modelo utilizado para a simulação do compressor envolve diversos parâmetros de entrada. Alguns desses parâmetros são obtidos de forma indireta a partir de dados experimentais, como é o caso do volume morto, da força de adesão e dos parâmetros de amortecimento α e β .

Apesar de o volume morto ser um parâmetro de projeto, o mesmo varia bastante de um compressor para o outro em função das tolerâncias dimensionais e da montagem. Assim, estimar seu valor a partir de dados experimentais torna-se necessário. Os coeficientes do modelo de amortecimento proporcional, α e β , são calculados da mesma forma. Isso se deve ao fato de que esses parâmetros sofrem influência de diferentes fatores, como a presença do escoamento de gás nas proximidades da válvula e características do material, e não existe uma forma de serem calculados analiticamente. Por fim, dada a complexidade associada ao fenômeno da adesão originado pelo filme de óleo entre a válvula e o assento, dados experimentais são também necessários para inferir o valor da força de adesão.

A alteração dessas grandezas afeta de forma significativa diferentes parâmetros obtidos do modelo relacionados ao desempenho do compressor. O volume morto, por exemplo, altera principalmente o ponto de abertura das válvulas e a vazão de massa fornecida pelo compressor. A força de adesão por sua vez, está intimamente

relacionada ao ponto de abertura das válvulas e à potência dispendida em suas aberturas. Já os coeficientes α e β modificam a dinâmica da válvula e, conseqüentemente, diversos parâmetros do compressor, tais como a vazão de massa e a potência indicada.

Assim, um procedimento de calibração é adotado, no qual a alteração contínua desses parâmetros é realizada até que os resultados do modelo referentes ao desempenho do compressor se aproximem o máximo possível daqueles obtidos de forma experimental.

A presente seção confronta os resultados de desempenho do compressor e da dinâmica da válvula de sucção obtidos pelo modelo calibrado com dados experimentais, a fim de evidenciar a validade do modelo a ser empregado na obtenção de resultados em simulações posteriores.

Para esse processo, dados obtidos na condição de operação ASHRAE LBP, representada pelas temperaturas de evaporação e condensação de $-23,3^{\circ}\text{C}$ e $54,4^{\circ}\text{C}$, respectivamente, foram utilizados. Esses dados foram fornecidos pela empresa Embraco.

Nessa etapa foi necessário definir também o incremento de tempo utilizado nas simulações com o modelo do compressor. Para isso, utilizou-se um valor de aproximadamente $2,65 \times 10^{-7}$ segundos, que corresponde a um incremento de ângulo de giro do mecanismo de compressão de 1×10^{-4} radianos. Assim, pelo critério de estabilidade numérica, equação 4.32, percebe-se que a máxima frequência natural das válvulas simuladas deve ser inferior a 7,5MHz, o que é mais que suficiente quando a válvula é discretizada em trinta elementos de viga, como foi o caso. A válvula original quando discretizada dessa forma, por exemplo, apresenta uma frequência natural máxima inferior a 563kHz.

A Tabela 5.3 apresenta valores de capacidade de refrigeração, \dot{Q}_{evap} , consumo, \dot{W}_{ele} , potência indicada, \dot{W}_i , potência de sucção, \dot{W}_{suc} , potência de descarga, \dot{W}_{des} , e vazão de massa, \dot{m} , obtidos com o modelo calibrado e experimentalmente. Observa-se uma boa concordância entre os resultados apresentados.

Na Figura 5.2 o deslocamento da válvula com relação ao centro do orifício de sucção obtido pelo modelo numérico é verificado ao longo do ciclo de compressão a partir de uma comparação com o valor medido, obtido com uma taxa de amostragem de 60kHz.

Tabela 5.3 - Dados globais do compressor.

Parâmetro	Resultado experimental	Resultado numérico	Diferença relativa
\dot{Q}_{evap} [W]	210,30	210,28	0,1%
\dot{W}_{ele} [W]	121,30	122,33	0,8%
\dot{W}_i [W]	93,20	94,77	1,7%
\dot{W}_{suc} [W]	4,30	4,43	3,0%
\dot{W}_{des} [W]	3,50	3,48	0,6%
\dot{m} [kg/h]	4,08	4,08	0,0%

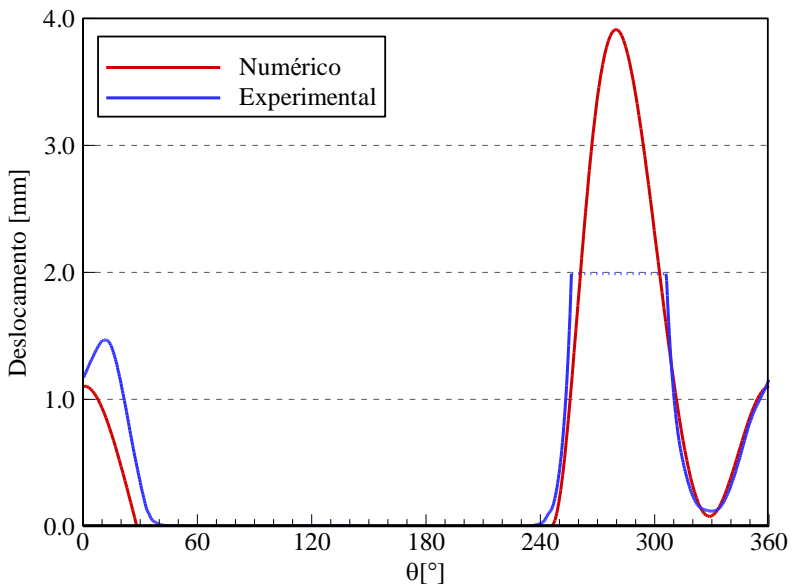


Figura 5.2 - Deslocamento da válvula.

Analisando-se os dados experimentais, percebe-se a existência de um patamar no valor de deslocamento entre aproximadamente 250° e 306° do ângulo de manivela. Isso se deve a limitações do sistema de medição empregado nos experimentos, para o qual deslocamentos acima

de dois milímetros não podem ser identificados. No restante do deslocamento percebe-se uma coerência do resultado do modelo com as medições, exceto no fechamento da válvula, o qual é previsto com alguns graus de antecedência pelo modelo numérico. Os valores de volume morto, V_m , força de adesão, F_a , e dos parâmetros de amortecimento α e β calibrados são apresentados na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Parâmetros calibrados.

Parâmetro	Valor
V_m [m ³]	$155,4 \times 10^{-9}$
F_a [N]	0,25
α	$2,0 \times 10^{-6}$
β	$6,0 \times 10^2$

Tendo selecionado parâmetros do modelo de maneira a fornecer resultados próximos aos dados experimentais, existe ainda outro aspecto que deve ser considerado. O fato é que o volume morto de um compressor da linha de produção difere daquele de um compressor instrumentado para testes. Isto acontece pois a instalação de sensores de pressão no interior do cilindro altera o volume residual de gás a ser posteriormente expandido.

Assim, tendo em vista que os compressores a serem otimizados são compressores destinados ao consumidor, após a calibração anterior, o volume morto deve ser recalculado a fim de que a capacidade de refrigeração do compressor coincida com a capacidade nominal de um compressor da linha de produção, não instrumentado.

Na Tabela 5.5 são comparados dados globais do compressor obtidos numericamente àqueles retirados de catálogo para o caso em que as capacidades de refrigeração sejam iguais.

Apesar de a vazão apresentar uma diferença dentro da faixa de erro do catálogo, o consumo apresentou um valor levemente fora dessa faixa. Uma pequena alteração na capacidade de refrigeração dentro de sua faixa de erro apresentada no catálogo poderia recolocar todos os valores dentro de seus limites. Assim, a calibração foi julgada satisfatória para o compressor apresentado. Os valores finais dos parâmetros após o processo de calibração são apresentados na Tabela 5.6.

Tabela 5.5 - Dados globais do compressor obtidos de catálogo e através do modelo apresentado.

Parâmetro	Dado de catálogo	Resultado numérico	Diferença relativa
\dot{Q}_{evap} [W]	$240 \pm 5\%$	240,02	0,0%
\dot{W}_{ele} [W]	$130 \pm 5\%$	136,68	5,1%
\dot{m} [kg/h]	$4,66 \pm 5\%$	4,65	0,2%

Tabela 5.6 - Parâmetros calibrados.

Parâmetro	Valor
V_m [m ³]	$113,8 \times 10^{-9}$
F_a [N]	0,25
α	$2,0 \times 10^{-6}$
β	$6,0 \times 10^2$

Com o modelo de simulação do compressor calibrado, os parâmetros do algoritmo de otimização precisam ser definidos. Isto é apresentado na seção seguinte.

5.3 ANÁLISE DOS PARÂMETROS DO OTIMIZADOR

Os parâmetros do algoritmo de otimização a serem definidos são os coeficientes A e B da função objetivo, a taxa de mutação, o tamanho da população e o número total de gerações. As análises desenvolvidas nesta seção foram desenvolvidas a partir de um conjunto de valores predefinidos para esses parâmetros, conforme pode ser observado na Tabela 5.7.

Inicialmente analisou-se a influência dos coeficientes A e B no valor da função objetivo da configuração ótima. Cinco pares de coeficientes foram utilizados nessa análise, apresentando os resultados descritos na Tabela 5.8.

Tabela 5.7 - Parâmetros iniciais do processo de otimização.

Parâmetro	Valor
Coeficiente A	0,5
Coeficiente B	0,5
Taxa de mutação	30%
Número de gerações	50
Número de indivíduos na população	40

Tabela 5.8 - Análise dos coeficientes da função objetivo.

Função objetivo	A	B	Configuração ótima	
			η_s	η_v
$f = -0,1\eta_s - 0,9\eta_v$	0,1	0,9	80,38%	78,93%
$f = -0,3\eta_s - 0,7\eta_v$	0,3	0,7	80,36%	78,94%
$f = -0,5\eta_s - 0,5\eta_v$	0,5	0,5	80,42%	78,91%
$f = -0,7\eta_s - 0,3\eta_v$	0,7	0,3	80,54%	78,77%
$f = -0,9\eta_s - 0,1\eta_v$	0,9	0,1	80,62%	78,13%

Exceto pela condição na qual $A = 0,9$ e $B = 0,1$, os valores de A e B não alteraram tão significativamente o desempenho da configuração ótima. Além disso, pela Figura 5.3 percebe-se que a alteração desses coeficientes não proporciona ao algoritmo de otimização a exploração de novas regiões de eficiência isentrópica e volumétrica. Nessa figura, cada ponto nos gráficos corresponde aos valores de eficiência isentrópica e eficiência volumétrica de uma configuração de válvula analisada pelo algoritmo de otimização que tenha satisfeito o critério de confiabilidade.

Dessa forma, nesse procedimento será adotada a condição na qual $A = B = 0,5$. Assim, os pesos das eficiências isentrópica e volumétrica são equiparados no cálculo do valor da função objetivo.

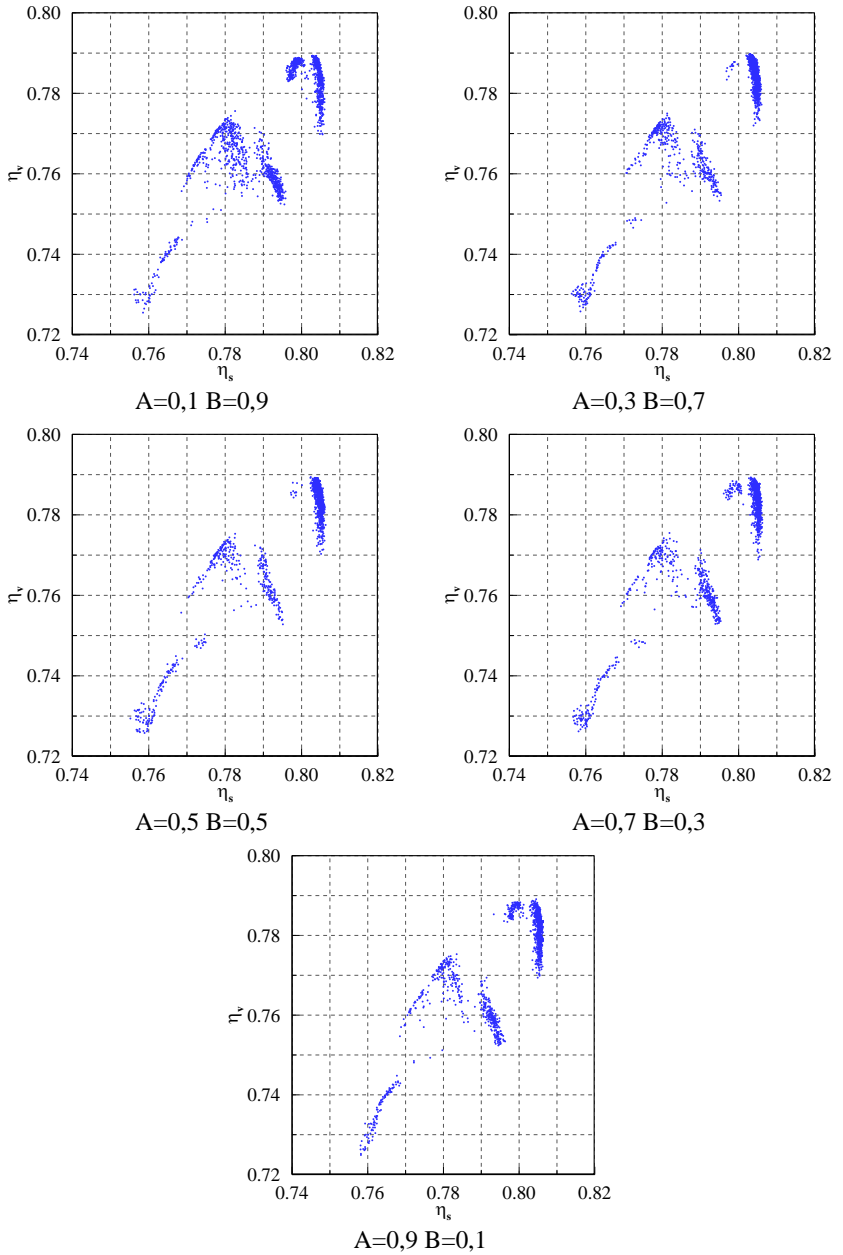


Figura 5.3 - Análise dos coeficientes da função objetivo.

A taxa de mutação foi definida da mesma forma, a partir da análise das configurações ótimas e das regiões do domínio exploradas pelo algoritmo. Na Tabela 5.9 são apresentados os resultados de desempenho das configurações ótimas para as três taxas de mutação avaliadas. Na Figura 5.4 são apresentados os resultados de todas as configurações analisadas pelo algoritmo que satisfazem o critério de confiabilidade.

Tabela 5.9 - Análise da taxa de mutação.

Taxa de mutação	Configuração ótima	
	η_s	η_v
10%	80,49%	78,90%
20%	80,46%	78,88%
30%	80,42%	78,91%

Apesar de não haver diferença significativa nos resultados apresentados, optou-se por uma taxa de mutação de 30% para que a busca pela configuração ótima não se restrinja a uma região muito limitada do domínio. Percebe-se que, no caso das otimizações com taxa de mutação inferiores, houve uma grande aglomeração de resultados em regiões bastante restritas, o que se busca evitar.

Por fim, o tamanho da população e o número de gerações foram avaliados em conjunto. Foram analisadas duas situações: uma semelhante aos casos anteriores, com 50 gerações de 40 indivíduos e outra com 100 gerações de 80 indivíduos. Pelos resultados apresentados na Tabela 5.10 e na Figura 5.5 percebe-se que a primeira opção contém um número suficiente de análises para a determinação da configuração ótima. Além disso, a redução no tempo de processamento é decisiva para que a primeira opção seja adotada.

É conveniente ressaltar que o número de indivíduos na população foi definido como múltiplo de oito, já que o computador utilizado possui oito processadores. Dessa forma o mesmo número de análises é feita por cada processador e evita-se que existam processadores inativos ao longo do processo.

De acordo com os resultados apresentados, os parâmetros de entrada do algoritmo de otimização foram definidos como na Tabela 5.11. Com esses parâmetros definidos, o procedimento pode ser aplicado ao compressor desejado. Essa etapa será apresentada na próxima seção.

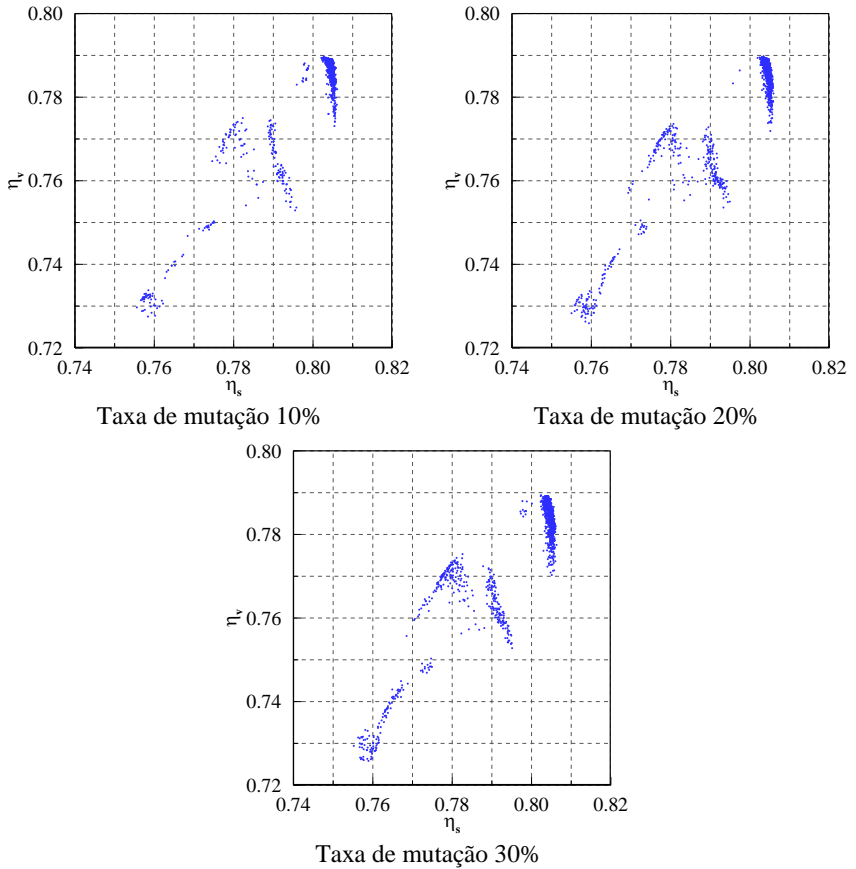


Figura 5.4 - Análise da taxa de mutação.

Tabela 5.10 - Análise do número de gerações e do tamanho da população.

Número de gerações x tamanho da população	Tempo total do processo de otimização	Configuração ótima	
		η_s	η_v
50 x 40	16h38min	80,42%	78,91%
100 x 80	65h07min	80,44%	78,92%

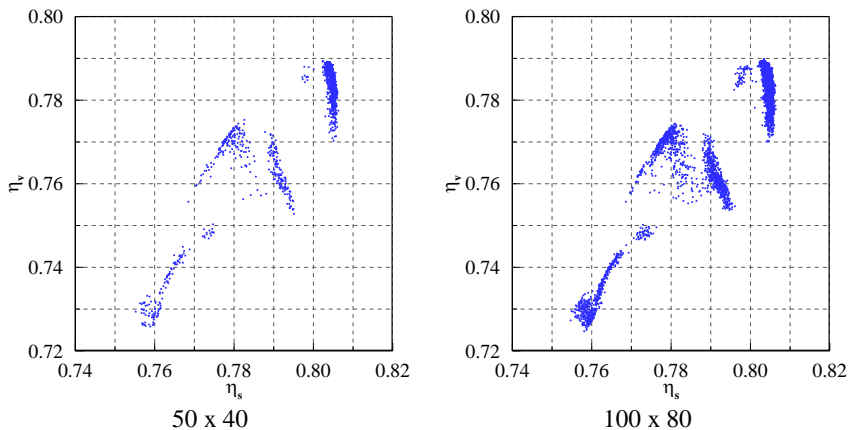


Figura 5.5 - Análise do número de gerações e do tamanho da população.

Tabela 5.11 - Parâmetros finais do processo de otimização.

Parâmetro	Valor
Coefficiente A	0,5
Coefficiente B	0,5
Taxa de mutação	30%
Número de gerações	50
Número de indivíduos na população	40

5.4 RESULTADOS DO PROCEDIMENTO DE OTIMIZAÇÃO

Como resultado da aplicação do procedimento de otimização, diversas configurações foram analisadas e tiveram seus desempenhos quantificados. A Figura 5.6 apresenta as eficiências isentrópica e volumétrica de cada uma das configurações analisadas que atenderam ao critério de confiabilidade preestabelecido. As diferentes cores usadas nos marcadores identificam válvulas de diferentes espessuras.

Percebe-se claramente que a menor espessura fornece as maiores eficiências isentrópica e volumétrica. Isso se deve ao fato de que válvulas menos espessas tendem a ter maiores aberturas e, assim, restringir menos o escoamento, resultando em menores perdas

energéticas e, conseqüentemente, maiores eficiências isentrópicas. Isso pode ser comprovado pelas potências de sucção associadas às válvulas #1, #2, #3 e #4 da Figura 5.6 (Tabela 5.12). Além disso, pela Figura 5.7 é possível perceber que, com relação à válvula #1, as válvulas #2, #3 e #4 têm uma abertura reduzida, o que prejudica o enchimento da câmara de compressão, reduzindo a eficiência volumétrica.

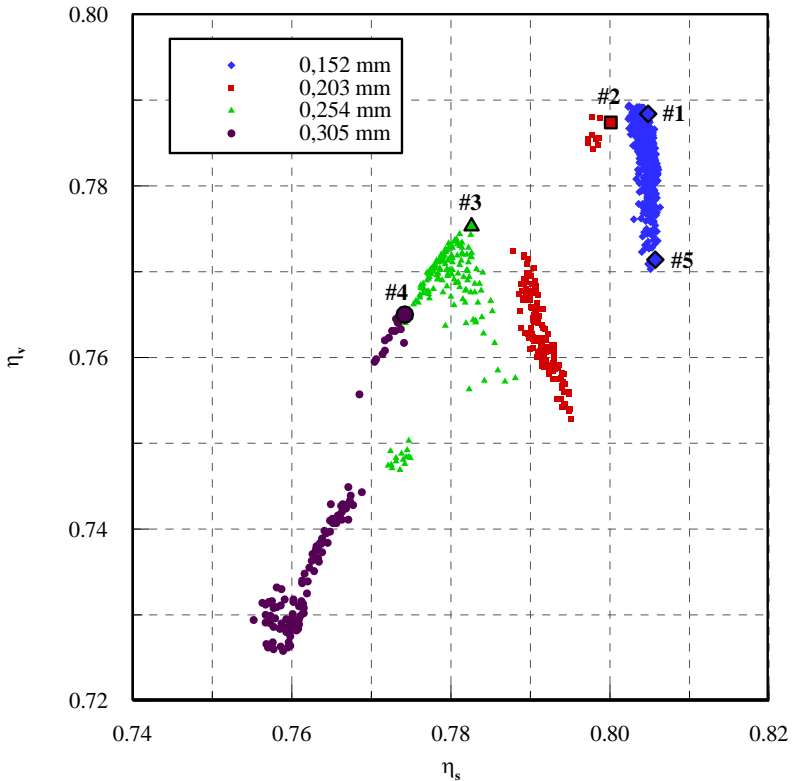


Figura 5.6 - Resultados da otimização.

Tabela 5.12 - Perdas de energia nas válvulas.

Configuração	#1	#2	#3	#4
\dot{W}_{suc} [W]	3,56	4,04 (+13,5%)	5,80 (+62,9%)	6,56 (+84,3%)

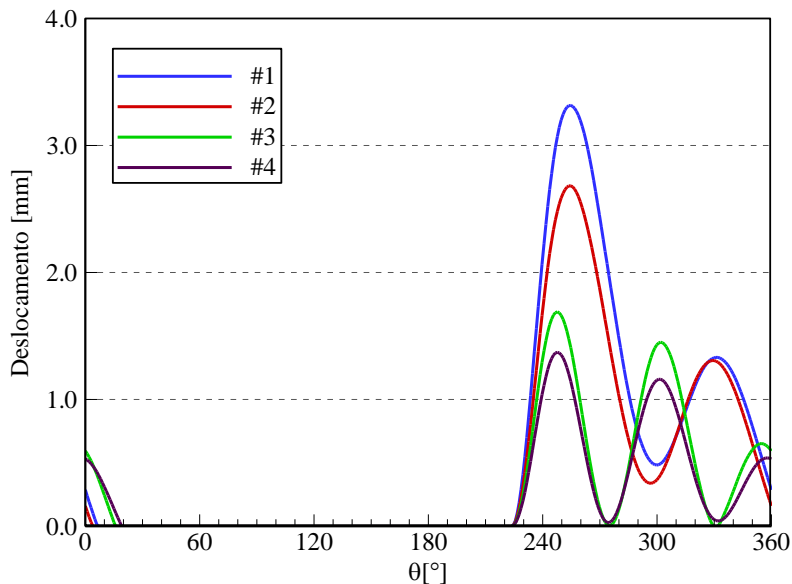


Figura 5.7 - Deslocamento da válvula de sucção no centro do orifício.

Outro aspecto a ser observado é o fato de que mesmo dentro de um grupo de válvulas de mesma espessura é possível que as eficiências variem bastante em função dos parâmetros do filtro de sucção e do formato das mesmas. As válvulas #1 e #5, por exemplo, apresentam uma diferença de quase 2% na eficiência volumétrica (Figura 5.6).

Se o deslocamento dessas válvulas com relação ao centro do orifício for comparado (Figura 5.8) é possível perceber que a válvula #5 tem amplitudes de abertura maiores, favorecendo o enchimento da câmara de compressão. Entretanto, seu fechamento ocorre com muito atraso, quando o pistão já se encontra em seu curso ascendente (0° a 180°), acarretando assim em grandes refluxos e redução da eficiência volumétrica. Essa condição reduz a vazão de massa no compressor em 8% com relação à configuração #1. A existência de refluxo pode ser comprovada através das Figuras 5.9 e 5.10.

Nessas figuras percebe-se a existência de uma vazão de massa negativa (refluxo) para as duas configurações, sendo que na configuração #5 essa condição se mantém por um período muito mais longo e com maior intensidade, explicando a sua menor eficiência volumétrica.

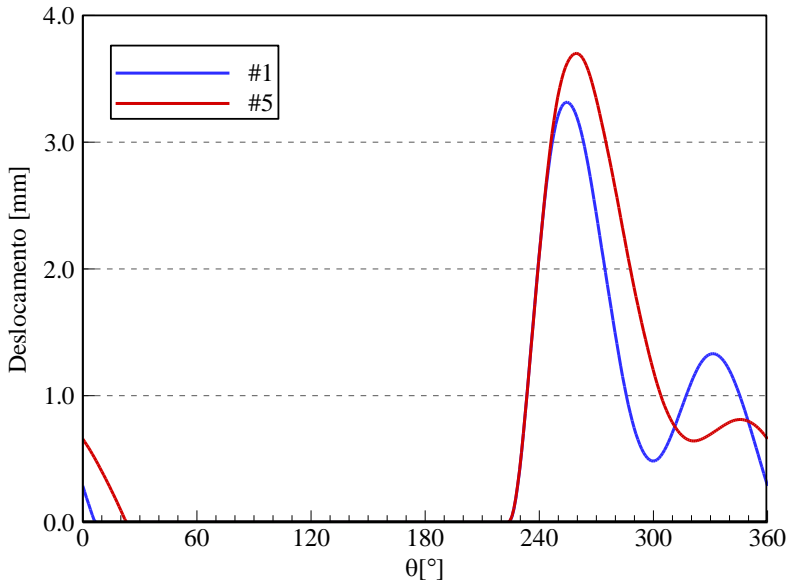


Figura 5.8 - Deslocamento da válvula de sucção no centro do orifício.

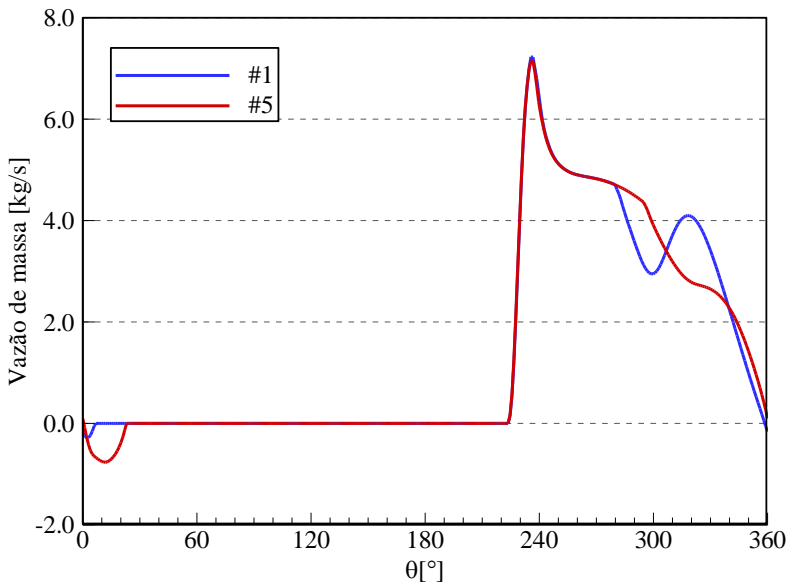


Figura 5.9 - Vazão de massa através da válvula de sucção ($\theta = 0^\circ$ a 360°).

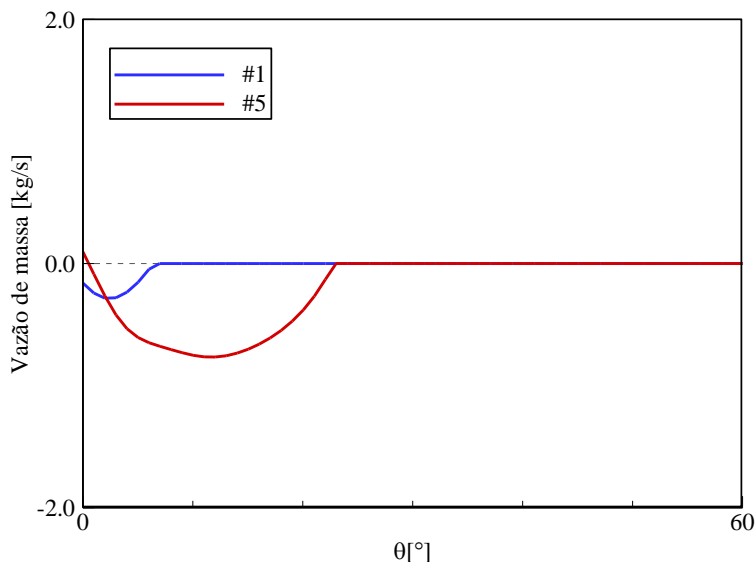


Figura 5.10 - Vazão de massa através da válvula de sucção ($\theta = 0^\circ$ a 60°).

A partir dos resultados do procedimento de otimização, alguns aspectos devem ainda ser considerados. Da Figura 5.11 percebe-se que, ao longo das gerações do processo de otimização, a configuração ótima possui rigidez e frequência natural variando em faixas estreitas de valores quando comparadas aos valores obtidos no conjunto de configurações analisado. A rigidez da configuração ótima varia entre 216,8N/m e 243,8N/m, enquanto a frequência natural permanece no intervalo entre 219,3Hz e 235,4Hz. Considerando todas as configurações analisadas, esses parâmetros variaram de 123,3N/m a 1601,0N/m para a rigidez e de 157,5Hz a 411,1Hz para a frequência natural.

Outro aspecto interessante é a forma como o valor da função objetivo da configuração ótima se altera para cada geração (Figura 5.12). Pode ser notado que configurações muito boas são identificadas logo nas primeiras gerações e que a partir da décima geração poucas alterações são percebidas. Com relação à média do valor da função objetivo na população ao longo das gerações, percebe-se que seu valor se altera consideravelmente no início do processo, especialmente em virtude do grande número de descartes. A partir de determinado número de gerações, a média é alterada aleatoriamente. Isso se deve à alta taxa de mutação empregada no procedimento.

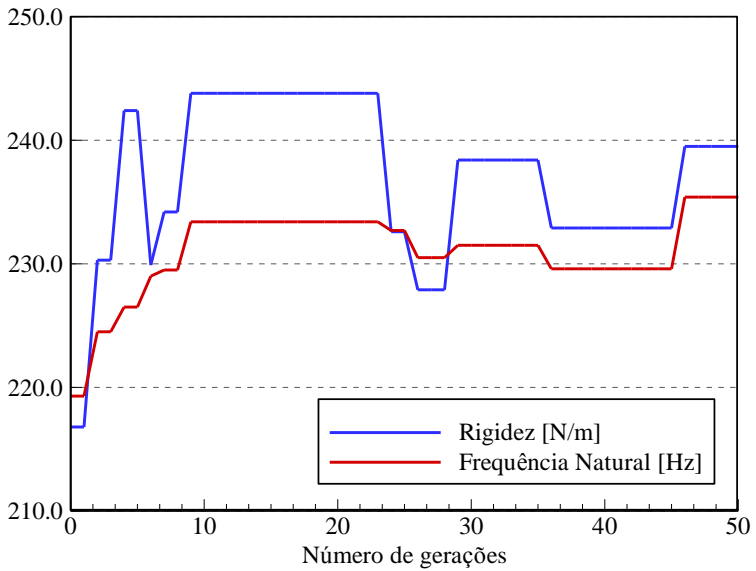


Figura 5.11 - Variação da rigidez e da frequência natural da configuração ótima.

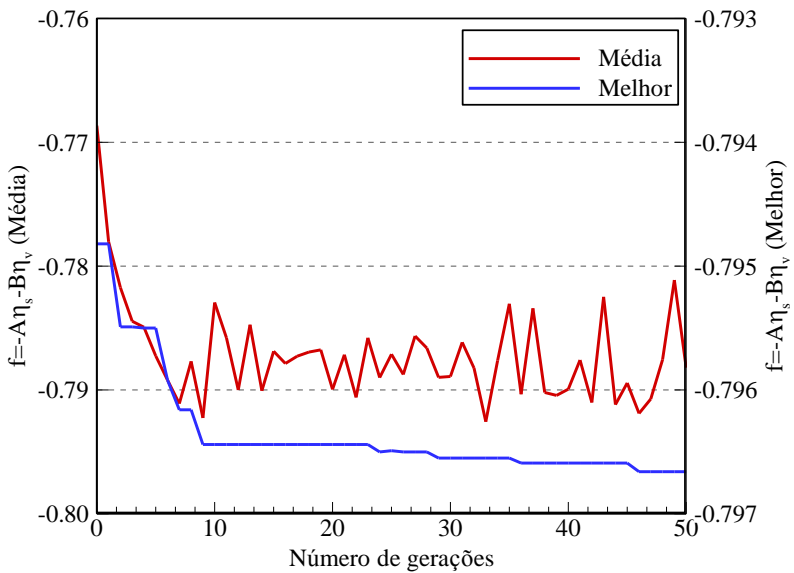


Figura 5.12 - Variação do valor da função objetivo por geração.

Com relação à confiabilidade, é de se destacar que durante o procedimento completo de otimização 76,6% dos casos analisados satisfizeram a restrição empregada, sendo que na população inicial esse valor foi de 75,0% e na população final foi de 85,0%. Isso mostra a seletividade do algoritmo, analisando configurações em uma região cada vez mais restrita do domínio onde a confiabilidade é assegurada.

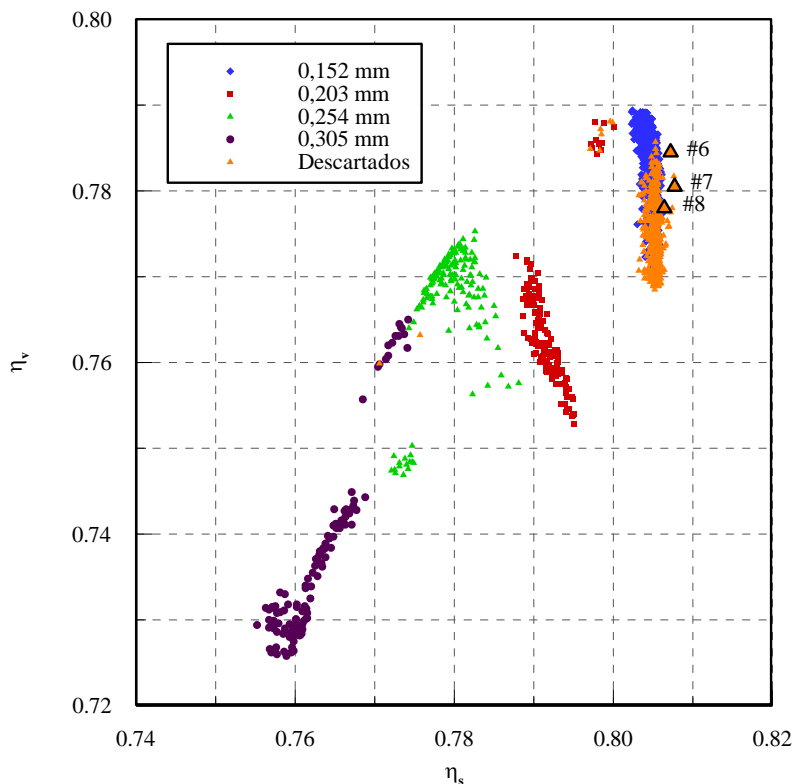


Figura 5.13 - Casos descartados.

Na Figura 5.13 é possível identificar as eficiências de todas as configurações descartadas. Percebe-se que, em geral, essas válvulas apresentam eficiências isentrópicas muito boas, sendo algumas até melhores do que as eficiências daquelas configurações que atendem ao critério de confiabilidade. Isso se deve ao fato de que essas válvulas não são tão rígidas, reduzindo as perdas de energia associadas às suas aberturas. Por outro lado, valores menores de rigidez resultam em

maiores aberturas da válvula e, conseqüentemente, em maiores esforços, o que ocasiona muitas vezes a violação dos níveis de tensão impostos à válvula na condição de análise de confiabilidade.

Na Tabela 5.13, comparam-se os máximos deslocamentos das válvulas com relação ao centro do orifício de sucção para diferentes configurações, viáveis ou não, evidenciando as questões destacadas no parágrafo anterior.

Tabela 5.13 - Máxima abertura das válvulas.

Configuração	#1	#6	#7	#8
Máxima abertura [mm]	6,26	11,51 (+83,9%)	11,71 (+87,1%)	10,47 (+67,3%)

Por fim, com o objetivo de analisar o desempenho das válvulas otimizadas em uma situação real, os parâmetros utilizados para descrever esses componentes, obtidos a partir do procedimento de otimização, foram considerados como base para o desenvolvimento de geometrias reais. O procedimento de obtenção dessas geometrias e seus resultados finais são apresentados nas próximas seções.

5.5 INTERPRETAÇÃO DOS RESULTADOS

Com o objetivo de analisar em maiores detalhes a potencialidade das melhores configurações identificadas no procedimento de otimização, quatro delas foram selecionadas a partir da fronteira de Pareto traçada para os dados da Figura 5.6. A fronteira de Pareto e as eficiências previstas para as configurações selecionadas podem ser visualizadas na Figura 5.14.

Nessa figura percebe-se que sobre a fronteira de Pareto há um decréscimo muito acentuado no valor da eficiência volumétrica quando a eficiência isentrópica aumenta. Assim, optou-se por selecionar configurações de maior eficiência volumétrica, apesar de estas apresentarem um pequeno decréscimo na eficiência isentrópica.

A partir dos parâmetros associados a essas configurações, foram gerados diferentes *layouts* de válvulas. A Figura 5.15 ilustra o desenvolvimento da válvula #A. A partir da largura dos elementos de viga obtidos no procedimento de otimização (Figura 5.15(a)), foram inseridos vazios no interior da válvula com o objetivo de suavizar os

contornos da mesma e acomodar o orifício de descarga (Figura 5.15(b)). A largura dos elementos de viga presentes na Figura 5.15(a) é igual à soma das larguras dos elementos de viga equidistantes da Figura 5.15(b). Uma vez que dois elementos de viga em paralelo produzem o mesmo efeito de um único elemento de largura equivalente à soma das larguras dos dois primeiros, as duas configurações apresentam a mesma resposta quando submetidas ao mesmo carregamento. Assim, as configurações de válvulas da Figura 5.15(a) e da Figura 5.15(b) apresentam características dinâmicas idênticas pela formulação empregada, justificando esta transformação da geometria. Da mesma forma, outras configurações equivalentes a estas poderiam ter sido desenvolvidas de acordo com o projetista de válvulas. Na etapa seguinte, *splines* foram utilizadas para descrever os contornos (Figura 5.15(c)) e, após o arredondamento dos cantos vivos resultantes, a geometria final foi obtida (Figura 5.15(d)).

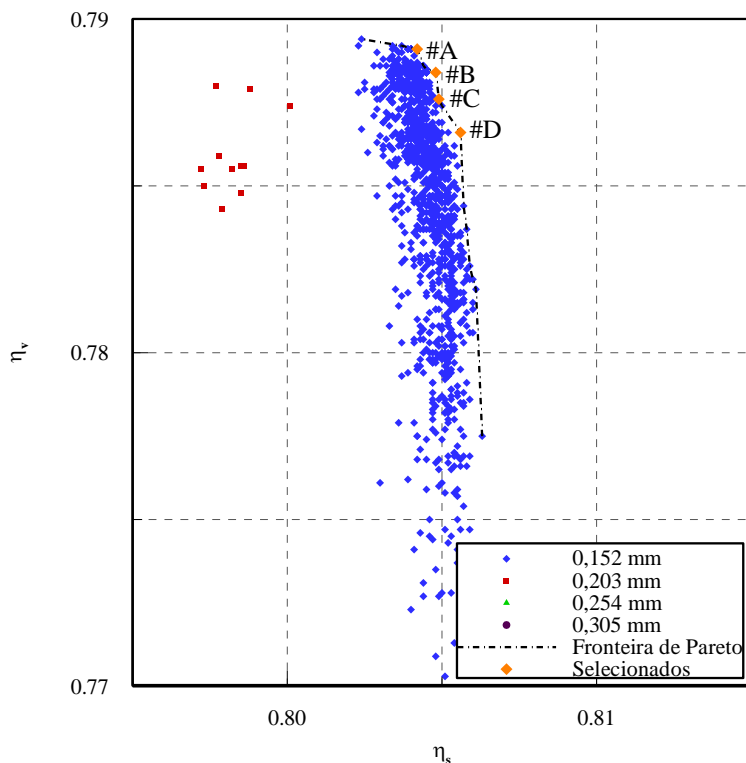


Figura 5.14 - Configurações selecionadas para a validação experimental.

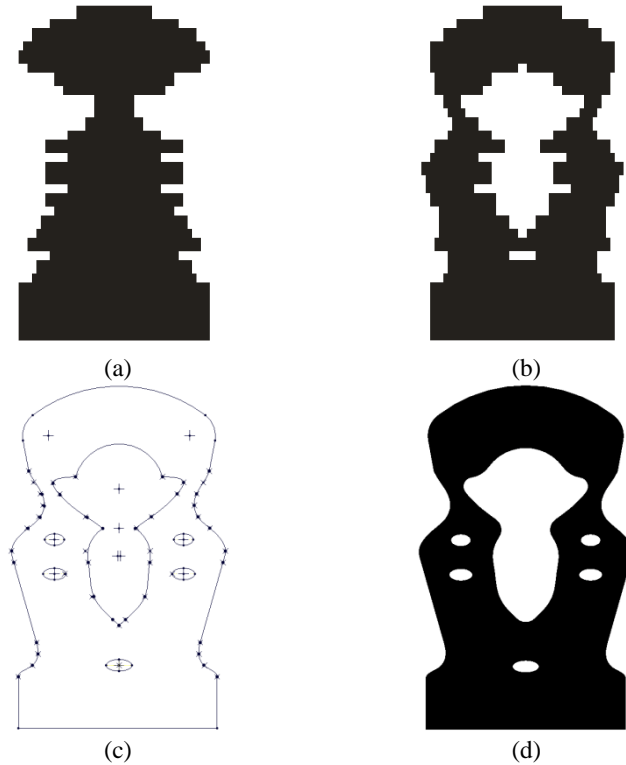


Figura 5.15 - Desenvolvimento da válvula #A: (a) resultado do procedimento de otimização, (b) inserção de vazios, (c) representação por *splines* e (d) geometria final.

Os resultados do procedimento de otimização e as geometrias finais obtidas para as válvulas #B, #C e #D podem ser visualizadas na Figura 5.16. Deve-se considerar que o procedimento de otimização não prevê efeitos de concentração de tensão, por considerar a válvula como um componente unidimensional. Assim, os resultados de tensão para as válvulas (a) e (b) da Figura 5.15, que são exatamente iguais pelo modelo empregado, podem diferir quando modeladas com o uso de elementos de maior complexidade, como elementos de placa, por exemplo. Dessa forma, deve-se procurar desenvolver geometrias que evitem a concentração de tensões.

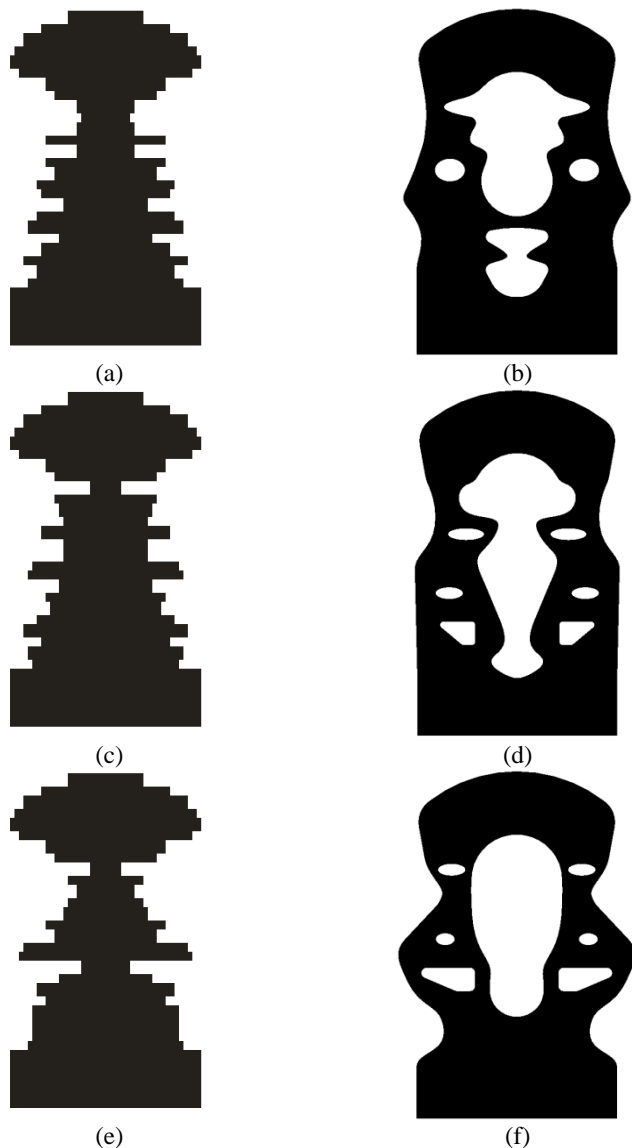


Figura 5.16 - Geometrias otimizadas das válvulas #B, #C e #D: (a) resultado do procedimento de otimização para a válvula #B, (b) geometria final da válvula #B, (c) resultado do procedimento de otimização para a válvula #C, (d) geometria final da válvula #C, (e) resultado do procedimento de otimização para a válvula #D e (f) geometria final da válvula #D.

É importante observar que diferentes geometrias podem ser obtidas, sendo que os resultados do procedimento de otimização devem servir de referência para o seu desenvolvimento.

As dimensões do tubo 1 do filtro de sucção para cada uma das configurações otimizadas podem ser comparadas às dimensões originais desse componente na Tabela 5.14. Observa-se que todas as configurações otimizadas apresentaram filtros com diâmetros maiores, reduzindo assim a restrição ao escoamento.

Tabela 5.14 - Características dos filtros de sucção otimizados.

Configuração	Orig.	#A	#B	#C	#D
l_f [mm]	78,0	76,5	88,7	77,5	57,7
d_f [mm]	8,0	8,3	8,8	8,5	8,5
l_f/d_f	9,8	9,2	10,1	9,1	6,8

Nas seções subsequentes, as válvulas desenvolvidas são analisadas em maiores detalhes.

5.5.1 Análise dos campos de tensão

Apesar das válvulas #A, #B, #C e #D satisfazerem o critério de confiabilidade adotado no procedimento de otimização, torna-se interessante conhecer o campo de tensões nas válvulas. Entretanto, a obtenção do campo de tensões nas válvulas durante sua operação é uma tarefa bastante complexa do ponto de vista experimental. Dessa forma, optou-se por uma análise numérica utilizando o código de elementos finitos Ansys (ANSYS, 2010a). Para simplificar a análise as válvulas desenvolvidas foram submetidas a um carregamento estático na região da ponta em que a válvula tampa o orifício de sucção. Essa simplificação foi adotada uma vez que o primeiro modo de vibração das válvulas é o predominante durante a sua dinâmica e, dessa forma, uma análise estática do campo de tensões torna-se bem representativa. O carregamento foi definido individualmente para cada válvula, sendo aquele capaz de impor um deslocamento igual ao deslocamento máximo previsto no procedimento de otimização. O campo de tensões na válvula original também foi obtido para que sirva de referência.

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Max: 762,47

Min: 0

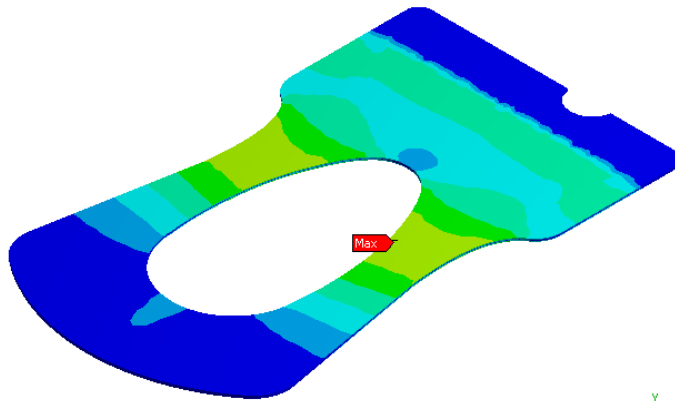
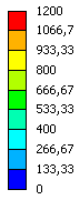


Figura 5.17 - Campo de tensões na válvula original.

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Max: 993,99

Min: 0

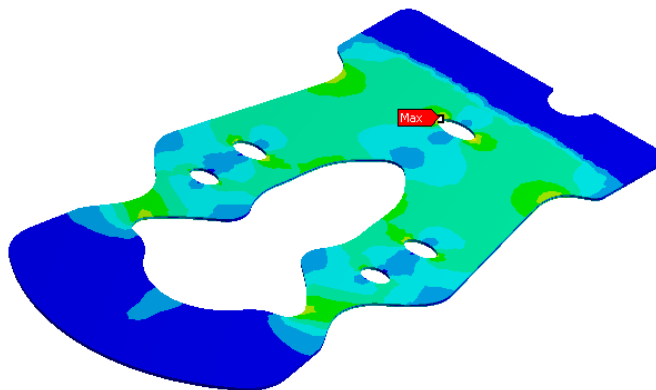
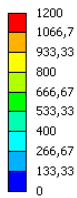


Figura 5.18 - Campo de tensões na válvula #A.

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Max: 1074,4

Min: 0

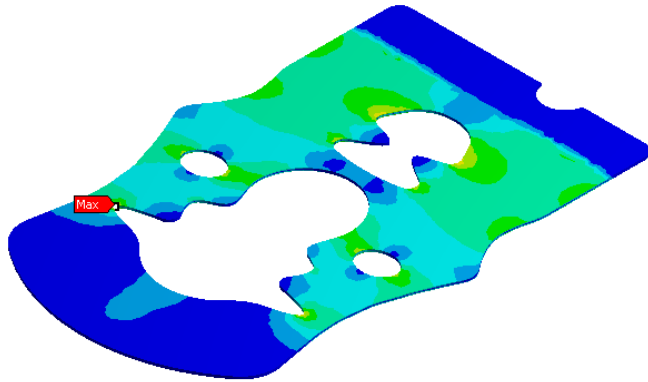
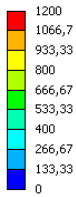


Figura 5.19 - Campo de tensões na válvula #B.

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Max: 1194,5

Min: 0

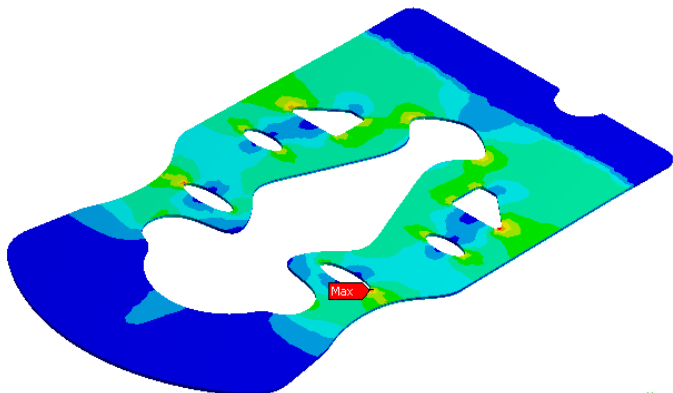
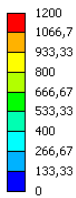


Figura 5.20 - Campo de tensões na válvula #C.

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Max: 1145,3

Min: 0

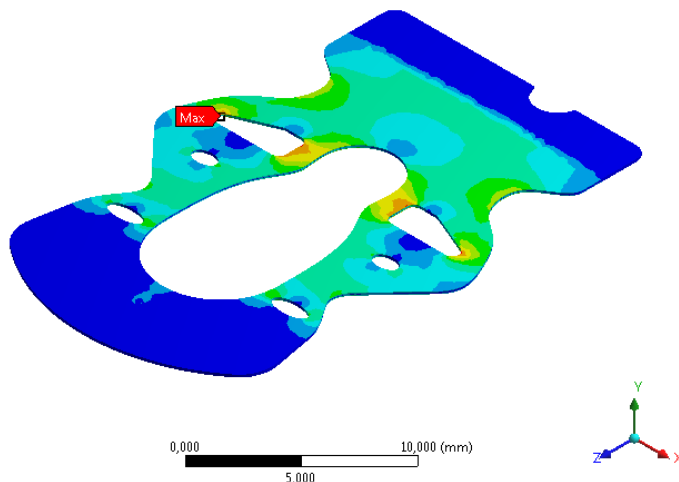
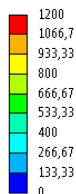


Figura 5.21 - Campo de tensões na válvula #D.

As Figuras 5.17 a 5.21 apresentam os campos de tensão das diferentes configurações com indicações da tensão máxima.

Como pode ser observado, a configuração original da válvula apresenta a menor tensão máxima. Isso se deve ao fato de que as demais configurações apresentam pontos de concentração de tensão nas proximidades de seus recortes.

Apesar dos recortes nas válvulas favorecerem a concentração de tensão, suas existências permitem a obtenção de válvulas com características de massa e rigidez diferenciadas, capazes de apresentarem diferentes resultados do ponto de vista termodinâmico.

5.5.2 Verificação experimental

A fim de verificar os resultados do procedimento de otimização as quatro geometrias de válvula desenvolvidas foram fabricadas e tiveram seus desempenhos analisados e comparados ao desempenho da válvula original. Para isso, o compressor foi instrumentado internamente com sensores para monitorar a pressão na câmara de compressão.

Os testes experimentais foram realizados em uma bancada calorimétrica de ciclo quente, um equipamento capaz de simular as

condições impostas por um sistema de refrigeração ao compressor. De acordo com a representação esquemática da Figura 5.22(a), esse equipamento é composto por tubulações, válvulas de controle (VC), um medidor de vazão (MV), trocadores de calor (TC), um termopar (TM), transdutores de pressão (TP) e um aquecedor elétrico (AE).

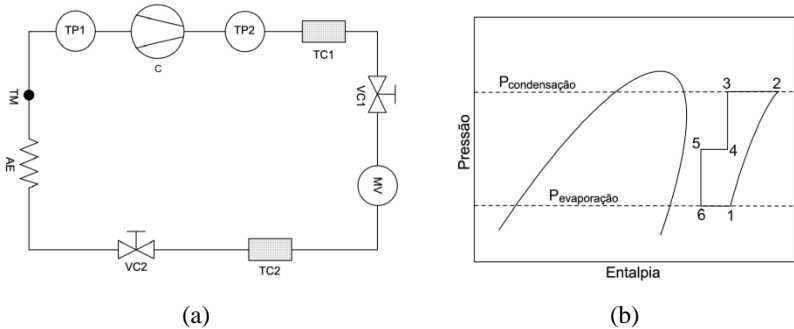


Figura 5.22 - Bancada experimental: (a) representação esquemática e (b) representação de um ciclo com superaquecimento. Fonte: adaptado de Pereira *et al.* (2008).

A bancada calorimétrica de ciclo quente é projetada de forma que o fluido refrigerante escoando pelas linhas de alta e baixa pressão esteja sempre em um estado de vapor superaquecido, como pode ser observado no diagrama pressão-entalpia da Figura 5.22(b). De acordo com esse esquema, o fluido refrigerante entra no compressor (C) no estado 1 e é comprimido até o estado 2. Em seguida, o fluido refrigerante tem sua temperatura reduzida no trocador de calor (TC1) até o estado 3 e passa por um processo de expansão adiabática até um valor de pressão intermediária, atingindo o estado 4. Essa expansão se dá por meio de uma válvula de controle (VC1). O fluido refrigerante tem então sua temperatura reduzida novamente até o estado 5 (TC2). Entre a válvula de controle (VC1) e o trocador de calor (TC2), um medidor de vazão do é instalado (MV). Após o trocador de calor (TC2), o fluido refrigerante é novamente submetido a uma expansão adiabática na válvula de controle (VC2) até atingir a pressão de evaporação, estado 6. Por fim, com a utilização de um aquecedor elétrico (AE) e um termopar (TM), a temperatura na linha de sucção do compressor é ajustada à condição de vapor superaquecido do estado 1, completando o ciclo. Nesse equipamento, as condições de operação do compressor podem ser alteradas pelo ajuste das válvulas de controle, dos trocadores de calor, do aquecedor e da carga de fluido refrigerante no sistema. Maiores

detalhes referentes à bancada calorimétrica utilizada podem ser obtidas em Pereira *et al.* (2008).

Além dos dados fornecidos pelos sensores instalados no interior do compressor, a bancada calorimétrica permite ainda o monitoramento do consumo de energia elétrica do compressor e da vazão de massa fornecida pelo mesmo. Nos experimentos conduzidos neste trabalho, um transdutor de pressão piezoelétrico foi utilizado para o monitoramento da pressão no interior da câmara de compressão. Os dados de pressão foram obtidos a uma taxa de amostragem de 60 kHz.

Tabela 5.15 - Dados globais do compressor obtidos experimentalmente.

Parâmetro	Orig.	#A	#B	#C	#D
\dot{Q}_{evap} [W]	256,6	258,2	256,4	254,5	256,7
\dot{W}_{ele} [W]	126,3	126,9	126,1	125,9	126,0
\dot{W}_i [W]	102,9	103,9	103,0	102,7	102,5
\dot{W}_{suc} [W]	3,8	3,8	3,7	3,7	3,8
\dot{W}_{des} [W]	6,5	6,8	6,6	6,7	6,6
\dot{m} [kg/h]	4,98	5,01	4,97	4,93	4,98
η_s	77,7%	77,4%	77,6%	77,2%	78,0%
η_v	76,7%	77,1%	76,6%	76,0%	76,7%
COP	2,03	2,03	2,03	2,02	2,04

A Tabela 5.15 apresenta os valores de capacidade de refrigeração, \dot{Q}_{evap} , consumo, \dot{W}_{ele} , potência indicada, \dot{W}_i , potência de sucção, \dot{W}_{suc} , potência de descarga, \dot{W}_{des} , vazão de massa, \dot{m} , eficiência isentrópica, η_s , eficiência volumétrica, η_v , e COP obtidos experimentalmente após a estabilização do sistema, ocorrida três horas após a ligação do mesmo. Na Figura 5.23 observam-se os diagramas pressão-volume das diferentes configurações. Observa-se que as válvulas desenvolvidas apresentam desempenhos muito próximos daquele obtido usando-se a válvula original do compressor. Isto se deve ao fato desta ser uma válvula otimizada de um compressor produzido comercialmente, embora não tenha sido desenvolvida considerando procedimentos rigorosos de otimização. Assim, a comparação dos resultados serve até

mesmo como uma validação do procedimento, uma vez que os resultados foram similares àqueles de uma válvula reconhecidamente de bom desempenho. É importante ressaltar que, apesar de não ter representado melhorias significativas para o desempenho do compressor analisado, a aplicação do procedimento de otimização de válvulas proposto a outros compressores, operando em condições distintas, pode representar importantes ganhos do ponto de vista termodinâmico, além de assegurar a confiabilidade das válvulas.

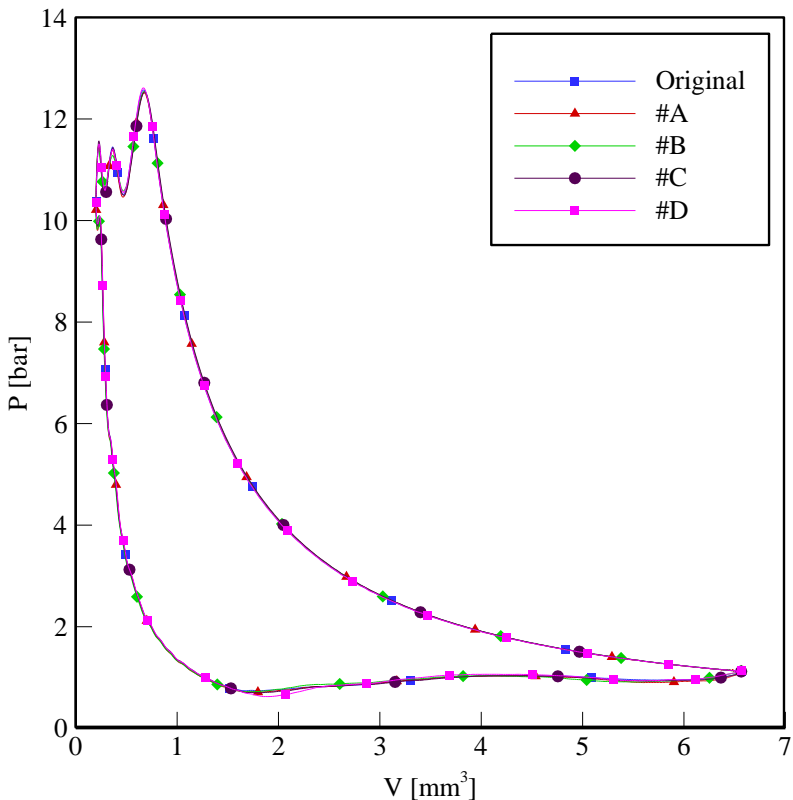


Figura 5.23 - Diagrama pressão-volume obtido experimentalmente.

5.5.3 Análise comparativa da configuração ótima utilizando FSI

Com o propósito de avaliar a qualidade dos resultados previstos pelo modelo simplificado, um modelo fluido-estrutura (FSI) que acopla

a dinâmica da válvula ao escoamento de fluido refrigerante no interior do compressor foi utilizado para modelar a dinâmica da válvula #B. Esse modelo foi desenvolvido e validado previamente a partir de dados experimentais por Shiomi *et al.* (2011).

Nesse modelo, o escoamento no filtro de sucção e na câmara de compressão é resolvido com o código CFX (ANSYS, 2010b). A dinâmica da válvula de sucção é simulada com o código Ansys(ANSYS, 2010a), enquanto que a válvula de descarga é considerada uma válvula ideal, abrindo instantaneamente quando a pressão na câmara de compressão supera a pressão na câmara de descarga. A malha utilizada na discretização do domínio fluido (Figura 5.24) possui 149278 nós, enquanto que a malha estrutural da válvula de sucção é formada por 16242 nós, sendo constituída por elementos tridimensionais de 20 nós.

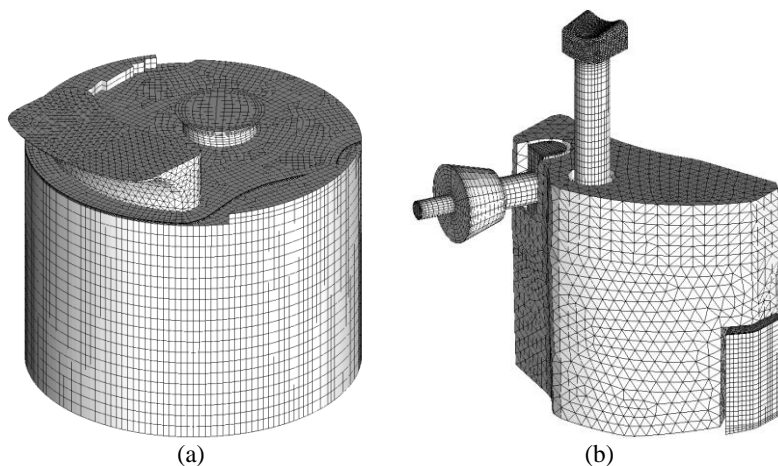


Figura 5.24 - Malhas da câmara de compressão: (a) e do filtro de sucção (b).

A Figura 5.25 apresenta os resultados dos dois modelos para o movimento da válvula com relação ao centro do orifício de sucção. Estes resultados foram obtidos na condição de análise de eficiência. Percebe-se que, apesar de apresentarem diferenças de amplitude, os movimentos têm formas bastante similares, o que comprova a qualidade dos resultados do modelo simplificado para a dinâmica da válvula otimizada. A Tabela 5.16 apresenta as vazões de massa, as potências indicadas, desconsiderando as perdas associadas ao sistema de descarga, e as potências de sucção obtidas com os dois modelos.

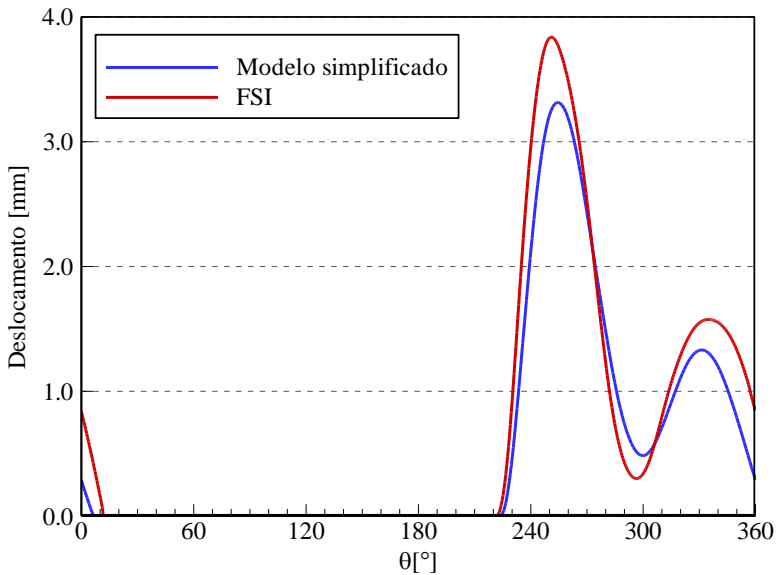


Figura 5.25 - Deslocamento da válvula de sucção.

Tabela 5.16 - Dados globais do compressor obtidos numericamente.

Configuração	Modelo simplificado	Modelo FSI	Diferença
\dot{W}_i [W]	94,74	98,10	3,4%
\dot{W}_{suc} [W]	4,16	3,90	6,7%
\dot{m} [kg/h]	5,04	5,34	5,6%

Percebe-se que, apesar das simplificações adotadas pelo modelo considerado, os comportamentos da válvula e do compressor são previstos com certa coerência.

Esta mesma configuração também foi analisada na condição de alta vazão de massa utilizando o modelo FSI a fim de verificar uma possível violação da restrição de tensão. O ponto crítico da válvula, identificado na seção 5.5.1, teve seus níveis de tensão monitorados durante a abertura da mesma (Figura 5.26). A partir desses valores, pode-se calcular as tensões média e alternada atuando na válvula e

observou-se que, mesmo em pontos de concentração de tensão, a restrição não foi violada e a confiabilidade da válvula foi assegurada.

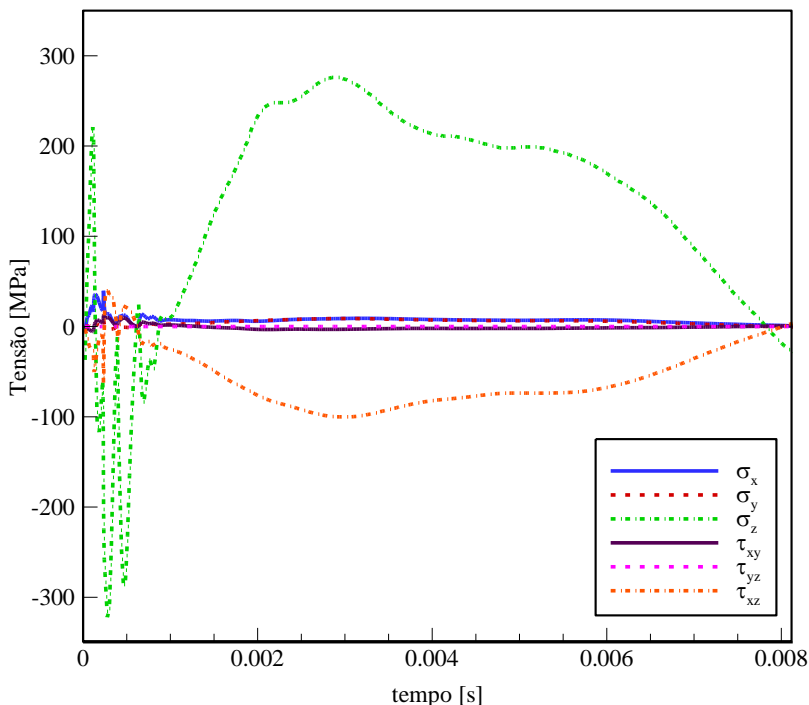


Figura 5.26 - Tensões ao longo do tempo no ponto crítico da válvula.

É importante destacar que, apesar do modelo FSI representar melhor o fenômeno da dinâmica de válvulas, a sua utilização ainda é bastante restrita tendo em vista seu alto custo computacional, difícil de ser suportado em um procedimento de otimização. Para o problema considerado, por exemplo, cinco ciclos de compressão foram simulados para cada configuração de válvula até que a convergência fosse atingida. Utilizando o modelo simplificado do compressor esse processo completo era realizado em menos de dois minutos. Já para simular um único ciclo de compressão utilizando o modelo FSI eram necessárias aproximadamente vinte horas. Sendo assim, uma simulação FSI completa considerando cinco ciclos de compressão leva um tempo estimado de quase cem horas. Essa característica justifica a utilização do modelo mais simplificado no procedimento de otimização proposto.

5.6 ANÁLISES COMPLEMENTARES

Com o procedimento de otimização desenvolvido, diversas análises podem ser conduzidas. Nesta seção são analisadas a influência das restrições do problema de otimização no desempenho da válvula otimizada e a relação entre o volume morto e o desempenho da válvula ótima.

5.6.1 Alteração das restrições do problema de otimização

Os resultados apresentados na seção 5.4 foram obtidos considerando-se uma restrição para os níveis de tensão. Além disso, definiu-se que os elementos que cobrem o orifício de sucção não deveriam ser alterados, pois a alteração dos mesmos alteraria a área de recobrimento da válvula, tornando inválidos os valores das áreas efetivas de escoamento e de força adotados no modelo. Apesar disso, torna-se interessante investigar o quanto melhores seriam os desempenhos das válvulas se essas restrições fossem desconsideradas.

A Tabela 5.17 confronta as eficiências das configurações ótimas obtidas no caso referência, no qual tanto as restrições geométricas quanto a restrição de tensão são consideradas, com aquelas obtidas caso apenas a restrição de tensão seja considerada e caso nenhuma restrição seja considerada.

Tabela 5.17 - Configurações ótimas.

Restrições	Geométricas e de tensão	De tensão	Nenhuma
η_s	80,42%	80,76%	81,01%
η_v	78,91%	78,95%	78,99%

Como pode ser observado, os valores das eficiências volumétrica e isentrópica praticamente não sofrem alterações significativas, apesar do valor da eficiência isentrópica variar mais do que o da volumétrica.

Outra questão interessante é o fato de que a alteração geométrica da ponta da válvula proporciona a obtenção de melhores eficiências isentrópicas. Assim, percebe-se que existe a possibilidade de ganhos maiores caso essa alteração ocorra em conjunto com a alteração do formato do orifício de sucção.

5.6.2 Alteração do volume morto

Outra consideração a ser analisada é a relação existente entre o volume morto e a configuração ótima da válvula de sucção. Conforme mencionado anteriormente, o volume morto tem uma influência muito grande sobre a dinâmica da válvula. Logo, deve haver uma válvula com uma dinâmica mais adequada para cada tamanho de volume morto. Nesta seção foram comparadas as dinâmicas das válvulas otimizadas para diferentes dimensões de volume morto.

A Figura 5.27 apresenta o movimento dessas válvulas ao longo do processo de compressão. Nessa figura o tamanho do volume morto foi adimensionalizado pelo seu tamanho original, sendo consideradas configurações com volumes variando desde 25% até 150% do tamanho original.

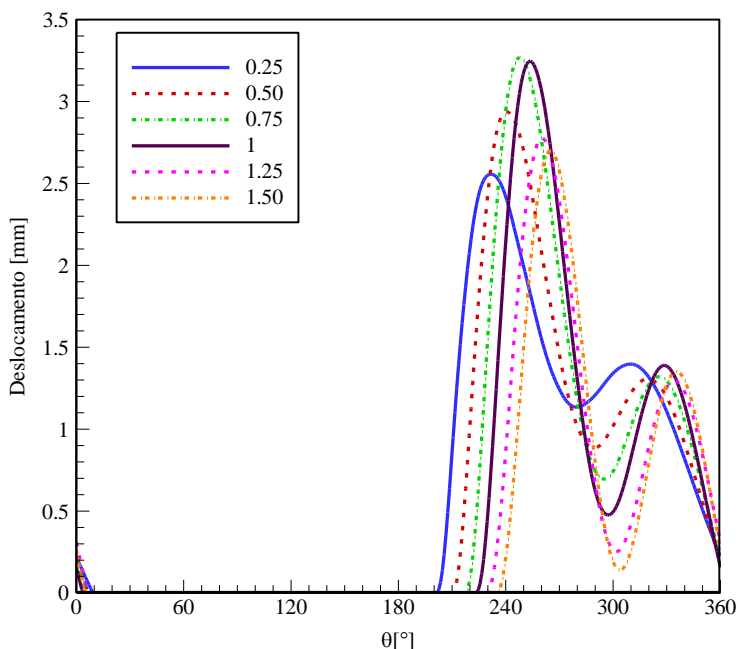


Figura 5.27 - Deslocamento da válvula de sucção para diferentes tamanhos de volume morto.

Percebe-se que, quanto maior o volume morto, menor o tempo total de abertura da válvula, o que requer válvulas com frequências

naturais mais elevadas. A necessidade de frequências muito maiores faz com que as válvulas ótimas para os volumes aumentados em 25% e 50% sejam de espessura maior (0,203mm) do que as demais (0,152mm).

É interessante observar também que, quando o volume morto aumenta há uma tendência para que a válvula apresente dois movimentos de abertura mais marcados, enquanto que quando o volume morto diminui, a válvula otimizada tende a apresentar um único movimento de abertura.

Por fim, é importante verificar que nenhuma das válvulas otimizadas continuou aberta por um longo período durante o curso ascendente do pistão, como havia sido observado anteriormente para a válvula #5.

A Figura 5.28 confronta as eficiências isentrópicas e volumétricas das válvulas original e otimizada para diferentes tamanhos de volume morto.

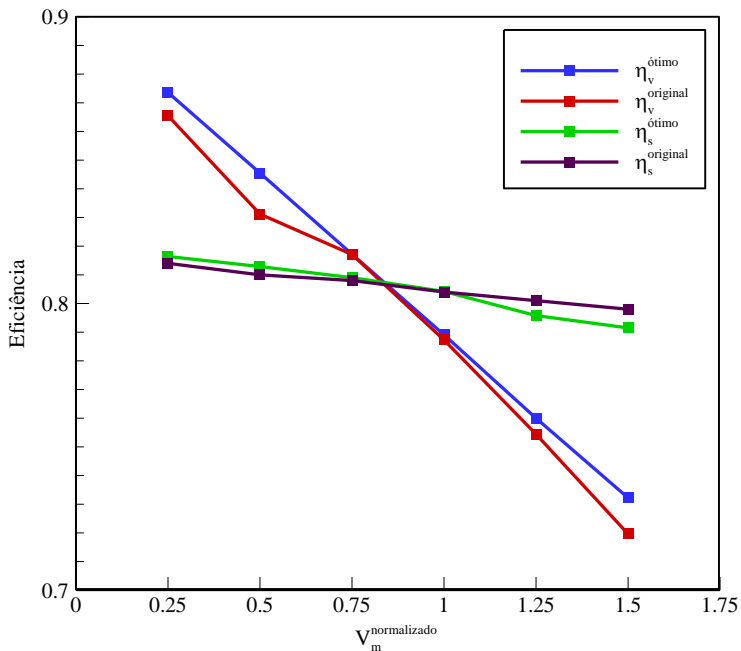


Figura 5.28 - Eficiências das configurações original e otimizada.

Pode-se verificar que a eficiência volumétrica proporcionada pela válvula otimizada é sempre maior que aquela proporcionada pela válvula original, sendo que para um volume morto reduzido em 50% essa diferença absoluta chega a 1,4%. Levado em conta o fato de que o alcance de eficiências volumétricas maiores pode proporcionar a redução do tamanho do compressor, a válvula ideal pode proporcionar reduções de custo no produto final.

Com relação à eficiência isentrópica, percebe-se que para os dois volumes maiores a válvula original apresenta um resultado melhor. Isso acontece uma vez que essas duas válvulas otimizadas apresentam espessura maior, restringindo mais o escoamento. Entretanto, no processo de otimização, a redução na eficiência isentrópica é compensada por um aumento na eficiência volumétrica, resultando assim em um maior valor da função objetivo, razão pela qual essas configurações são selecionadas.

Outras análises devem ser conduzidas, atentando-se sempre para o fato de que alterações no compressor capazes de gerar ganhos podem não apresentar resultados satisfatórios se válvulas otimizadas para o novo projeto não forem identificadas.

6 CONCLUSÕES

6.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

O presente trabalho abordou o desenvolvimento de um procedimento de otimização de válvulas do tipo palheta considerando aspectos de eficiência e confiabilidade. Para isso, um modelo de válvula em elementos finitos foi desenvolvido e implementado em um código previamente existente para a simulação termodinâmica de compressores alternativos herméticos. Além disso, o modelo de simulação foi acoplado a um algoritmo de otimização genético a fim de identificar configurações de válvula que forneçam maiores eficiências isentrópica e volumétrica, mas que também satisfaçam determinados limites para tensão de flexão.

O procedimento desenvolvido foi aplicado na otimização da válvula de sucção de um compressor alternativo empregado em refrigeração doméstica. A identificação de uma configuração geométrica ótima foi precedida por uma análise dos parâmetros do algoritmo de otimização. Tendo definido todos os parâmetros de entrada do algoritmo, um conjunto de configurações ótimas foi identificado, as quais tiveram seus desempenhos comprovados através de resultados de simulações FSI e de experimentos. Foram analisadas e discutidas também a convergência do algoritmo, a influência das restrições geométricas e de tensão sobre o desempenho da configuração ótima e a relação entre o desempenho das válvulas otimizadas e o volume morto.

6.2 CONCLUSÕES

A partir dos resultados apresentados percebe-se que tanto a eficiência volumétrica quanto a eficiência isentrópica de um compressor estão relacionadas à dinâmica de sua válvula de sucção. Nota-se, porém, variações distintas nesses parâmetros de eficiência de acordo com as variáveis alteradas. Por exemplo, a eficiência isentrópica, apesar de depender também do formato da válvula, é determinada de forma muito mais acentuada pela sua espessura. Já a eficiência volumétrica é muito mais sensível do que a eficiência isentrópica ao formato da válvula. Como observado para o compressor analisado, diferenças de até 4% na eficiência volumétrica podem ser observadas para válvulas de mesma espessura. Dessa forma, torna-se necessária a utilização de uma ferramenta de otimização, como a apresentada, que seja capaz de identificar as configurações de melhor desempenho dentre as possíveis.

Outro aspecto a ser considerado é a importância da restrição de tensão de flexão. Para o compressor analisado e as espessuras consideradas, essa restrição não significou reduções excessivas no desempenho. Apenas pequenas melhorias na eficiência isentrópica foram observadas quando a restrição de tensão foi desconsiderada. Por outro lado, essa consideração evitou aberturas excessivas das válvulas na condição de operação crítica do compressor, possibilitando a identificação de válvulas com maior confiabilidade estrutural. Deve-se, entretanto, considerar a possibilidade de que válvulas de menor espessura apresentem variações maiores de eficiência.

Do ponto de vista prático, quando os desempenhos das válvulas identificadas no procedimento de otimização são comparados ao desempenho da válvula original do compressor ($\eta_s=80,43\%$ e $\eta_v=78,75\%$), os ganhos são quase inexistentes. Isso é reflexo do fato de que boas configurações geométricas são facilmente identificadas e do fato do compressor analisado já ser uma tecnologia bem desenvolvida, tendo sido bastante estudado e melhorado. Nesse sentido, a comparação dos resultados serve até mesmo como uma validação do procedimento, uma vez que os resultados foram similares àqueles de uma válvula reconhecidamente de bom desempenho.

Apesar de o procedimento apresentado resultar em pequenos ganhos para o compressor analisado, a aplicação desse procedimento pode resultar em ganhos interessantes quando aplicado a outros compressores operando em diferentes condições.

As análises FSI e experimental comprovaram os resultados previstos pelo modelo de simulação do compressor adotado no procedimento de otimização. Assim, apesar de apresentar limitações, a ferramenta desenvolvida é uma alternativa para o desenvolvimento de válvulas nas primeiras fases de projeto ou mesmo em situações nas quais as válvulas já em uso apresentam mau funcionamento. Uma característica dessa ferramenta que a torna particularmente útil se refere à rapidez de análise, possibilitada pela simplicidade do modelo do compressor e pela paralelização do algoritmo de otimização. Outro importante aspecto a ser considerado é o fato do algoritmo de otimização ter sido desenvolvido especificamente para uso em conjunto com o código de simulação do compressor, fazendo com que a troca de informações entre os códigos se dê de forma eficiente. Além disso, a possibilidade de usar o presente código, sem o requerimento de licenças, também contribui para a sua utilização.

6.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A fim de complementar as atividades desenvolvidas nesta dissertação, sugerem-se as seguintes atividades em trabalhos futuros:

- i) Otimização dos orifícios de sucção e descarga: Assim como a geometria das válvulas, a geometria dos orifícios de sucção e descarga também influencia significativamente o desempenho do compressor, além de estar intimamente relacionado à dinâmica das válvulas. Dessa forma, otimizar a geometria dos orifícios em conjunto com a otimização das válvulas é um importante aspecto a ser considerado. No entanto, para alcançar este objetivo, correlações para áreas efetivas de escoamento e de força devem ser desenvolvidas em função da geometria do orifício.
- ii) Otimização topológica: A parametrização do formato da válvula através das dimensões dos elementos de viga utilizados na sua discretização é bastante limitada, uma vez que aspectos superficiais, como a existência de vazios e de pontos de concentração de tensão, não são considerados pelo modelo. Além disso, a etapa de desenvolvimento da geometria da válvula é bastante dependente do projetista. Como forma de superar essas limitações, a substituição do algoritmo de otimização paramétrica por um algoritmo de otimização topológica e a modelação das válvulas por elementos de placa devem ser consideradas.
- iii) Otimização da válvula de descarga: Em geral, as válvulas de descarga utilizadas em compressores alternativos aplicados em refrigeração doméstica apresentam, além dos limitadores de curso, dispositivos auxiliares de abertura e fechamento, conhecidos como *impeller* e *booster*, respectivamente. A presença desses componentes dificulta ainda mais a modelação da dinâmica dessas válvulas. Por este motivo, em um primeiro momento, a válvula de descarga teve sua dinâmica modelada como um sistema massa-mola-amortecedor e foi desconsiderada no processo de otimização. Entretanto, a fim de expandir a análise de eficiência e confiabilidade, a válvula de descarga deve ser

modelada através do método de elementos finitos, de forma similar ao que foi feito para a válvula de sucção, mesmo que isso signifique aumento no tempo computacional.

- iv) Modelo acústico: Como descrito na introdução, a pulsação de gás gerada pelo movimento das válvulas e os choques das mesmas contra os limitadores de curso são uma importante fonte de ruído acústico. O desenvolvimento de um modelo simplificado para a determinação dos níveis de ruído acústico ocasionados pelas válvulas, permitindo a inclusão de novas restrições no procedimento de otimização, seria também importante.

- v) Modelo para tensão de impacto: Dada a importância das falhas ocorridas por impacto, torna-se também conveniente que a análise de confiabilidade inclua também o impacto das válvulas contra limitadores de curso, especialmente contra o assento. Entretanto, até o presente momento não existe um consenso a respeito da forma de avaliar a tendência de uma válvula falhar quando submetida a esse tipo de esforço. Assim, o desenvolvimento desse parâmetro e a sua inserção no procedimento desenvolvido nesta dissertação devem ser considerados, apesar da complexidade associada.

REFERÊNCIAS

ANSYS Inc. **ANSYS**, Version 13.0, 2010a.

ANSYS Inc. **ANSYS CFX**, Version 13.0, 2010b.

ANSYS Inc. **Fluent**, 2012.

ARORA, J. S. **Introduction to optimum design**. 2 ed. San Diego: Elsevier, 2004.

BURGSTALLER, A.; NAGY, D.; ALMBAUER, R.; LANG, W. Influence of the main parameters of the suction valve on the overall performance of a small hermetic reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 19., 2008, West Lafayette. **Proceedings of the 2008 International Compressor Engineering Conference at Purdue**. West Lafayette: Purdue University, 2008. 1315.

CHOI, J. K.; JOO, J. M.; OH, S. K.; PARK, S. W. Smart suction muffler design for a reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 15., 2000, West Lafayette. **Proceedings of the 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue**. West Lafayette: Purdue University, 2000. p. 619 - 626.

COOK, R. D.; MALKUS, D. S.; PLESHA, M. E. **Concepts and applications of finite element analysis**. 3 ed. New York: John Wiley & Sons, 1989.

COSTAGLIOLA, M. **Dynamics of a reed type valve**. 1949. 164 f. Tese (Doutorado) - Massachusetts Institute of Technology, [Cambridge, USA], 1949.

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.

DESCHAMPS, C. J. **Tópicos Especiais em Ciências Térmicas II: Compressores**. Segundo semestre de 2008. 154 f. Notas de Aula.

FAGOTTI, F.; BORTOLI, M. G. D.; BARBIERI, R. A finite element approach to compressor valves motion simulation. 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. 359 – 364.

FISH, J.; BELYTSCHKO, T. **A first course in finite elements**. Chichester: John Wiley & Sons, 2007.

FRILEY, J. R.; HAMILTON, J. F. Characterization of reed type compressor valves by the finite element method. 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. 295 – 301.

GATECLIFF, G. W.; GRINER, G. C.; RICHARDSON, H. A compressor valve model for use in daily design work. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 5., 1980, West Lafayette. **Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference**. West Lafayette: Purdue University, 1980. p. 176 – 179.

GOMES, A. R. **Análise comparativa de mecanismos de compressão para aplicação em refrigeração doméstica**. 2006. 120 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

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

HERMANN, M. **Parallel programming in Fortran 95 using OpenMP**. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid, 2002.

HUANG, B.; XIE, F. Dynamic analysis of the discharge valve of rotary compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 19., 2008, West Lafayette. **Proceedings**

of the 2008 International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette: Purdue University, 2008. 1182.

IGNATIEV, K. M.; CHRUSTALEV, B. B.; PEREVOZCHIKOV, M. M.; ZDALINSKY, V. B. Simulation and parametric analysis of the suction valve and muffler of a small reciprocating compressor. 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. 205 – 209.

INTEL CORPORATION. **Intel Visual Fortran**, Version 11.0, 2008.

KHALIFA, H. E.; LIU, X. Analysis of stiction effect on the dynamics compressor suction valve. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 14., 1998, West Lafayette. **Proceedings of the 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue.** West Lafayette: Purdue University, 1998. p. 87 – 92.

KERR, S. V.; HOARE, R. G.; MACLAREN, J. F. T. Optimum design of reciprocating compressors to meet thermodynamic criteria. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 5., 1980, West Lafayette. **Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference.** West Lafayette: Purdue University, 1980. p. 8 – 14.

LENZ, J. R. Finite element analysis of dynamic flapper valve stresses. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 15., 2000, West Lafayette. **Proceedings of the 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue.** West Lafayette: Purdue University, 2000. p. 369 – 375.

LENZ, J. R. Calculation of dynamic stresses in flapper valves with flexible backers. 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. C103.

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.

LMS INTERNATIONAL N. V. **LMS Optimus**, 2012a.

LMS INTERNATIONAL N. V. **Sysnoise**, 2012b.

MACHU, G.; ALBRECHT, M.; BIELMEIER, O.; DAXNER, T.; STEINRÜCK, P. A universal simulations tool for reed valve dynamics. 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. C045.

MACLAREN, J. F. T. A review of simple mathematical models of valves in reciprocating compressors. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 1., 1972, West Lafayette. **Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference**. West Lafayette: Purdue University, 1972. p. 180 – 187.

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.

MATHWORKS INC. **Matlab**, 2012.

MYRRIA, G., DA SILVA, A., LENZI, A. On the control of suction valve of a reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 21., 2011, Natal. **Proceedings of COBEM 2011**. Natal: ABCM, 2011. 1 CD-ROM.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2 ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

PARK, J. I.; BILAL, N.; ADAMS, D. E. Development of a two-dimensional finite element model of a suction valve for reduction of pressure pulsation in the suction manifold of a multi-cylinder automotive compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 18., 2006, West Lafayette. **Proceedings of the 2006 International Compressor Engineering Conference at Purdue**. West Lafayette: Purdue University, 2006. C029.

PEARSON, S. F. **How to improve energy efficiency in refrigerating equipment**. Elaborado por International Institute of Refrigeration. Disponível em: <<http://www.iifiir.org/en/doc/1015.pdf>>. Acesso em: 17 set. 2010.

PEREIRA, E. L. L.; DESCHAMPS, C. J.; RIBAS JR., F. A. Performance analysis of reciprocating compressors through computational fluid dynamics. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering**, v. 222, n. 4, p. 183 – 192, 2008.

PIECHNA, J. R. Numerical study of a dynamic behaviour of simple reed valve. 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. 628 – 634.

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.

PRODAN, M. M.; ATANASIU, M. Simulation and parametric analysis of the suction valve of a small reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON COMPRESSORS, 6., 2006, Papiernička. **Proceedings of the 6th International Conference on Compressors and Coolants**. Papiernička: IIF-IIR, 2006. p. 1 – 7.

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.

SHIOMI, F. H. **Modelação da dinâmica de flexão de válvulas tipo palheta de compressores considerando a interação com o escoamento**. 2011. 104 f. Dissertação (Mestrado) – 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.

SOEDEL, W. **Sound and Vibration of Positive Displacement Compressor**. [S. l.]: CRC Press, 2006.

USSYK, M. S. **Simulação numérica do desempenho de compressores herméticos alternativos**. 1984. 194 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1984.

YAROĞLU, T.; KARA, S. Optimization of discharge leaf for performance. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 19., 2008, West Lafayette. **Proceedings of the 2008 International Compressor Engineering Conference at Purdue**. West Lafayette: Purdue University, 2008. 1242.