

PAULO BALDUINO FLABES NETO

**UMA METODOLOGIA PARA OTIMIZAÇÃO
GEOMÉTRICA DE SERPENTINAS DE
COMPRESSORES HERMÉTICOS**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2013

PAULO BALDUINO FLABES NETO

**UMA METODOLOGIA PARA OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE
SERPENTINAS DE COMPRESSORES HERMÉTICOS**

Dissertação apresentada ao Programa de
Pós-graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Uberlândia, como parte
dos requisitos para a obtenção do título de
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e
Vibrações.

Orientador: Prof. Dr. Marcus Antônio Viana Duarte

UBERLÂNDIA – MG

2013

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil

F568m Flabes Neto, Paulo Balduino, 1987-
Uma metodologia para otimização geométrica de serpentinhas de
compressores herméticos / Paulo Balduino Flabes Neto. - 2013.
110 p. : il.

Orientador: Marcus Antônio Viana Duarte.
Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Uberlândia, Pro-
grama de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Compressores - Teses. 3. Oti-
mização matemática - Teses. 4. Acústica - Teses. 5. Vibração - Teses.
I. Duarte, Marcus Antônio Viana. II. Universidade Federal de Uberlân-
dia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 532.51

Aos meus pais, Mário e Leila.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, à Universidade Federal de Uberlândia e Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade de realizar o curso, e ainda ao professor Marcus Antônio Viana Duarte, pelas orientações prestadas no desenvolvimento deste trabalho e ao professor Éder, pelo auxílio nos processos de usinagem.

Não deixando de agradecer, ao grupo do Laboratório de Acústica e Vibrações (LAV): João Gabriel, Júlia, Marco Aurélio, Marlipe, Pedro, Ricardo, e Vinícius, pela amizade e companheirismo; e a Marcela, pela ajuda prestada na estruturação deste trabalho.

Agradeço, também, aos meus pais, Mário e Leila, e à minha irmã, Flávia, pelo apoio dado em todos os momentos da minha vida, que permitiram não só a realização deste trabalho, mas também a conquista de vários outros objetivos pessoais.

Um agradecimento muito especial à Carol, pelo amor, carinho e pela contribuição direta na produção deste trabalho, dedicando suas horas livres no processo de correções ortográficas e aperfeiçoamento da escrita do mesmo. Não esquecendo também da Bia, que literalmente me abrigou em sua casa durante as últimas semanas de produção deste trabalho.

Por fim, agradeço à Tecumseh, pela disponibilização de bancadas experimentais, desenhos de projetos e informações, e ao CNPq, pelo apoio financeiro do trabalho.

NETO, P. B. F. Uma Metodologia para Otimização Geométrica de Serpentinhas de Compressores Herméticos.

2013. 97 p. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia – MG.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo geral, reduzir os níveis de ruído gerados por compressores herméticos alternativos. Nesses compressores, o ruído é emitido, principalmente, pela irradiação sonora oriunda da vibração da carcaça. Para tanto, apresenta-se uma metodologia para otimização da forma geométrica da serpentina, de maneira a minimizar a transmissão de energia através da mesma, sendo as modificações geométricas realizadas sob o comando do método de otimização por Algoritmos Genéticos. O modelo da serpentina foi desenvolvido em elementos finitos no código comercial ANSYS®, sendo feita a comparação de três formas de modelagem: por elementos do tipo linha (PIPE16), casca (SHELL63) e sólido (SOLID45). Os resultados apontaram que o modelo que utiliza elementos do tipo linha é o mais adequado para representar a dinâmica da serpentina no processo de otimização. Com o objetivo de generalizar a aplicação das modificações geométricas, a metodologia contempla o cálculo de possíveis interferências entre a serpentina e outras partes do compressor. Avaliou-se, experimentalmente, a eficácia da metodologia através da definição de um novo problema, análogo ao problema tridimensional, porém definido no plano. A validação foi obtida com sucesso, sendo que os resultados experimentais apresentaram uma redução de 7,4 dB da velocidade média quadrática da geometria otimizada em relação à não-otimizada, medida na banda de 500 a 1.000 Hz. Os efeitos da mola, instalada no tubo a jusante da mufla, também foram avaliados, sendo concluído que a mola funciona como um dissipador de energia de vibração da serpentina, reduzindo, dessa forma, a energia total transmitida para a carcaça. Ao final do trabalho, realiza-se a otimização da geometria tridimensional original de projeto do compressor para três faixas de frequência diferentes. Nesse ponto, pôde-se concluir que, à medida que se aumenta a largura da faixa de frequência que se deseja otimizar, dois fenômenos ocorrem no sistema, a redução da transmissão de energia diminui e o tempo computacional solicitado aumenta.

NETO, P. B. F. A Methodology for Geometric Optimization of the Discharge Tube of Hermetic Compressors.

2013. 97 p. M. Sc. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

ABSTRACT

This paper aims to reduce the noise levels generated by reciprocating hermetic compressors. In these compressors, the noise is emitted mainly by sound radiation due to vibration of the housing. To minimize transmission of vibration energy through the discharge tube, a methodology of optimization the geometric shape of the discharge tube was used. Geometric modifications were made using the Genetic Algorithms optimization method. The discharge tube model was developed using commercial finite element software ANSYS®. Three forms of modeling were used: line (PIPE16), shell (SHELL63) and solid (SOLID45) elements. The results showed that the model which uses line elements is the most appropriate to represent the dynamics of the discharge tube. In order to generalize the geometrical modifications, the method calculates possible physics interference between the discharge tube and other parts of the compressors. To evaluate experimentally the effectiveness of the methodology a two-dimensional problem, analogous of the original three-dimensional problem, was defined. The validation was successful, and the experimental results showed a reduction of 7.4 dB of mean square velocity of the optimized geometry with respect to the non-optimized geometry in the 500 – 1000 Hz frequency band. The spring, installed downstream of the muffle, were also evaluated. The spring acts as a vibrational energy dissipator of the discharge tube, thereby reducing the overall energy transmitted to the housing. The three-dimensional geometry of the discharge tube was optimized for three different frequency bands. Could be conclude that, as the width of the frequency band to be optimized increases, the reduction in energy transmitted decreases and the computational time increases.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Selo de classificação dos eletrodomésticos conforme seus níveis de ruído gerados	2
Figura 1.2 – Processo de compressão de um compressor alternativo	4
Figura 1.3 – Vista lateral (a) e vista superior (b) do compressor mostrando os principais componentes de um compressor alternativo	6
Figura 2.1 – Resultados obtidos com o controle passivo e ativo de ruído	11
Figura 2.2 – Espectro de aceleração (a) e de ruído (b) apresentando os sinais com e sem o sistema de controle, utilizando o acelerômetro como sensor de erro.....	12
Figura 2.3 – Espectro de aceleração (a) e de ruído (b) apresentando os sinais com e sem o sistema de controle, utilizando o microfone como sensor de erro.....	12
Figura 2.4 – Perda de Transmissão sonora da mufla antiga e da otimizada	13
Figura 2.5 – Comparação da função transferência da mufla conectada a uma terminação anecóica (—) e um tubo de terminação finita (---) para os seguintes comprimentos (a) 1m, (b) 10m, (c) 100m e (d) 1.000m.....	15
Figura 2.6 – Comparação da função transferência da mufla conectada a uma terminação anecóica (—) e um tubo de terminação finita de 1m (---), para os seguintes fatores de amortecimento ξ (a) 0.0001, (b) 0.001, (c) 0.01 e (d) 0.1.....	15
Figura 2.7 – Comparação da função transferência da mufla conectada a uma terminação anecóica (—) e um tubo de terminação na forma de uma corneta (---), para os seguintes fatores da exponencial da forma (a) 0, (b) 1, (c) 10 e (d) 100.....	16
Figura 2.8 – Funções Resposta em Frequência (FRFs) da pressão sonora medida para o caso sem óleo (curva fina escura), com pouco óleo (curva clara) e com muito óleo (curva espessa escura).....	17
Figura 2.9 – Função Resposta em Frequência do tubo de descarga com e sem a mola que o envolve	18
Figura 2.10 – Definição do problema e amostras utilizadas dos tubos.....	18
Figura 2.11 – Superfície de Resposta obtida	19
Figura 2.12 – Comparação da FRF do tubo, antes (Amostra 2) e depois da otimização	19

Figura 2.13 – Comparação entre a TDR da mola de suspensão e do tubo de descarga	20
Figura 2.14 – Comparação entre o fluxo de potência da geometria original e da otimizada, na banda de 6 kHz a 8 kHz	22
Figura 2.15 – Comparação de FRFs experimentais medidas na tampa com e sem óleo	22
Figura 2.16 – Comparação dos Níveis de Potência Sonora de compressores padrão, com potência transmitida pelas molas	23
Figura 2.17 – Velocidade média espacial da carcaça para variações da espessura da carcaça	24
Figura 2.18 – Forças dinâmicas, em bandas de 1/3 de oitava, transmitidas pela mola 2 (em azul), pelo tubo de descarga (em vermelho) e pela região de pulsação da mufla (em verde)	25
Figura 2.19 – Fluxograma de funcionamento dos AGs	27
Figura 3.1 – Geometria não-otimizada da serpentina	30
Figura 3.2 – Geometria do elemento MPC184	32
Figura 3.3 – Representação de um elemento de linha no espaço x, y, z	33
Figura 3.4 – Malha do modelo unidimensional dos tubos da serpentina	34
Figura 3.5 – Representação de um elemento de casca no espaço x, y, z	35
Figura 3.6 – Malha do modelo bidimensional dos tubos da serpentina	35
Figura 3.7 – Representação de um elemento sólido no espaço x, y, z	36
Figura 3.8 – Malha do modelo tridimensional dos tubos da serpentina	37
Figura 3.9 – Bancada experimental para a determinação da função resposta em frequência da serpentina	38
Figura 4.1 – Distribuição dos pontos de controle ao longo do tubo	42
Figura 4.2 – Recurso sólido representando a geometria do tubo de descarga	46
Figura 4.3 – Relação de concentricidade entre o furo da mufla e o perfil inicial do tubo	47
Figura 4.4 – Exemplo de detecção de interferência	48
Figura 4.5 – Sistemática de operação da função objetivo	50
Figura 4.6 – Probabilidade de seleção para uma população de 10 indivíduos (método ranking)	52
Figura 4.7 – Operador de cruzamento multiponto	53
Figura 4.8 – Paralelização do processo de avaliação das geometrias	56
Figura 4.9 – Problema de otimização análogo ao original	58
Figura 4.10 – Projeto da forma da geometria não-otimizada	60

Figura 4.11 – Bancada para determinação da transmissão de energia vibratória pela serpentina.....	62
Figura 5.1 – Comparação da FRF do modelo 1-D com os resultados experimentais.....	64
Figura 5.2 – Comparação da FRF do modelo 2-D com os resultados experimentais.....	64
Figura 5.3 – Comparação da FRF do modelo 3-D com os resultados experimentais.....	65
Figura 5.4 – FRF de velocidade das geometrias otimizada e não-otimizada.....	67
Figura 5.5 – Histórico de valores da função objetivo ao longo das gerações	67
Figura 5.6 – Geometria otimizada na faixa de 500 a 1.000 Hz.....	68
Figura 5.7 – Serpentinhas e moldes das geometrias (a) não-otimizada e (b) otimizada.....	69
Figura 5.8 – Comparação dos níveis de velocidade transmitidos pelas geometrias não-otimizada e otimizada	70
Figura 5.9 – Comparação dos resultados das geometrias testadas em bandas de 1/3 de oitava centradas de 40 a 6.300 Hz	71
Figura 5.10 – Níveis de velocidade da geometria não-otimizada com a mola ausente e presente, no início e no final no tubo.....	72
Figura 5.11 – Níveis de velocidade em bandas de 1/3 de oitava da geometria não-otimizada com a mola ausente e presente, no início e no final no tubo	72
Figura 5.12 – Níveis de velocidade da geometria otimizada com a mola ausente e presente, no início e no final no tubo	73
Figura 5.13 – Níveis de velocidade em bandas de 1/3 de oitava da geometria otimizada com a mola ausente e presente, no início e no final no tubo	74
Figura 5.14 – Comparação dos níveis de velocidade transmitidos pelas geometrias não-otimizada e otimizada na presença da mola	75
Figura 5.15 – Comparação dos níveis de velocidade transmitidos pelas geometrias não-otimizada e otimizada na presença da mola em bandas de 1/3 de oitava.....	76
Figura 5.16 – FRF de velocidade das geometrias não-otimizada e otimizada na faixa de 6 a 6,5 kHz.....	77
Figura 5.17 – Histórico de valores da função objetivo ao longo das gerações na otimização de 6 a 6,5 kHz	78
Figura 5.18 – Geometria otimizada na faixa de 6 a 6,5 kHz (em roxo) e geometria não-otimizada (em azul)	79

Figura 5.19 – FRF de velocidade das geometrias não-otimizada e otimizada na faixa de 6 a 7 kHz.....	80
Figura 5.20 – Histórico de valores da função objetivo ao longo das gerações na otimização de 6 a 7 kHz	81
Figura 5.21 – Geometria otimizada na faixa de 6 a 7 kHz (em roxo) e geometria não-otimizada (em azul)	81
Figura 5.22 – FRF de velocidade das geometrias não-otimizada e otimizada na faixa de 6 a 8 kHz.....	82
Figura 5.23 – Histórico de valores da função objetivo ao longo das gerações na otimização de 6 a 8 kHz	83
Figura 5.24 – Geometria otimizada na faixa de 6 a 8 kHz (em roxo) e geometria não-otimizada (em azul)	83

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 – Frequências naturais dos modelos 1-D e 2-D em comparação com os resultados experimentais	66
Tabela 5.2 – Velocidade média quadrática de 2 a 8.000 Hz para as seis situações analisadas	74

LISTA DE SÍMBOLOS

A e B : Constantes de integração relacionadas às condições iniciais.
 E : Módulo de elasticidade do material.
 F : Força real unitária.
 $g_j(x)$: Funções de restrição de otimização.
 I : Momento de inércia da secção transversal de uma viga.
 L : Comprimento da viga.
 m : Massa da viga.
 N : Número de indivíduos na população atual.
 s : Comprimento da curva de interpolação.
 t : Tempo.
 v : Velocidade.
 x : Posição ao longo da viga.
 X^* : Ponto ótimo do problema de otimização.
 $X(x)$: Função que depende somente de x .
 $T(t)$: Função que depende somente de t .
 $[M]$: Matriz de massa do sistema.
 $[K]$: Matriz de rigidez do sistema.
 $X^{(n)}$: n -ésima derivada de X .
 u, v, w : Funções de interpolação de deformação nos eixos x, y e z .
 $\theta_x, \theta_y, \theta_z$: Funções de interpolação de rotações nos eixos x, y e z .
 ξ : Fator de amortecimento estrutural.
 λ : Multiplicador de Lagrange.
 ∇ : Operador diferencial nabla.
 Σ : Operador somatória.
 ∂ : Derivada parcial.
 $\{u\}$: Vetor de deslocamento.
 ω : Frequência natural de vibração.
 C_i : Constantes de integração relacionada às condições de contorno.

<i>cos</i> :	Operador cosseno.
<i>cosh</i> :	Operador cosseno hiperbólico.
<i>sen</i> :	Operador seno.
<i>senh</i> :	Operador seno hiperbólico.
β :	Auto vetor de vibração da viga.
$\{0\}$:	Vetor nulo.
\int_a^b :	Integral de a até b.
<i>log10</i> :	Logaritmo na base 10.
AGs:	Algoritmos Genéticos

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 – Introdução	1
1.1. Classificação dos Compressores	3
1.1.1 <i>Compressores Herméticos</i>	3
1.1.2 <i>Compressores Alternativos</i>	4
1.2. Mecanismos Geradores de Ruído em Compressores Alternativos.....	4
1.2.1 <i>Fontes de Energia</i>	5
1.2.2 <i>Caminhos de Transmissão</i>	5
1.2.3 <i>Irradiadores Sonoros</i>	5
1.3. Objetivos.....	7
1.3.1 <i>Objetivo Geral</i>	7
1.3.2 <i>Objetivos Específicos</i>	7
1.4. Estrutura da Dissertação	7
CAPÍTULO 2 – Revisão Bibliográfica	9
2.1. Ruído em Compressores Alternativos	9
2.1.1 <i>Conferência de Purdue</i>	9
2.1.2 <i>Dissertações</i>	21
2.1.3 <i>Trabalhos Técnicos</i>	24
2.2. Algoritmos Genéticos	25
2.2.1 <i>Seleção Natural</i>	25
2.2.2 <i>Algoritmos Genéticos de Otimização</i>	26
CAPÍTULO 3 – Metodologia de Modelagem	29
3.1. Modelo Estrutural	29
3.2. Modelo Numérico	30
3.2.1 <i>Modelo 1-D</i>	32
3.2.2 <i>Modelo 2-D</i>	34
3.2.3 <i>Modelo 3-D</i>	36
3.2.4 <i>Validação Experimental e Comparação dos Modelos</i>	37
CAPÍTULO 4 – Metodologia de Otimização.....	40
4.1. Implementação dos AGs na Otimização da Serpentina	41
4.1.1 <i>Restrições de Otimização</i>	42

4.1.2 <i>Inicialização da População</i>	48
4.1.3 <i>Avaliação dos Indivíduos</i>	49
4.1.4 <i>Seleção</i>	51
4.1.5 <i>Cruzamento</i>	52
4.1.6 <i>Mutação</i>	53
4.1.7 <i>Atualização</i>	54
4.1.8 <i>Finalização</i>	54
4.2. Paralelização do Problema.....	54
4.3. Validação da Metodologia	56
4.3.1 <i>Definição do Problema de Otimização do Plano</i>	57
4.3.2 <i>Processos de Fabricação das Geometrias da Serpentina</i> ...	58
4.3.3 <i>Bancada de Testes para Validação</i>	60
CAPÍTULO 5 – Resultados e Análises	63
5.1. Validação e Comparação dos Modelos em Elementos Finitos.....	63
5.2. Validação da Metodologia – Problema Bidimensional.....	66
5.2.1 <i>Otimização</i>	66
5.2.2 <i>Fabricação das Geometrias</i>	68
5.2.3 <i>Testes Experimentais de Validação</i>	69
5.2.4 <i>Efeitos da Mola sobre a Serpentina</i>	71
5.3. Otimização – Problema Tridimensional	76
5.3.1 <i>Faixa de 6 a 6,5 kHz</i>	77
5.3.2 <i>Faixa de 6 a 7 kHz</i>	79
5.3.3 <i>Faixa de 6 a 8 kHz</i>	82
CAPÍTULO 6 – Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros	84
6.1. Conclusões.....	84
6.2. Sugestões para Trabalhos Futuros.....	88
REFERÊNCIAS BIBIOGRÁFICAS.....	89
ANEXO I.....	92

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

O século XVIII foi marcado por um grande avanço tecnológico principalmente no setor de transportes e maquinários, quando as máquinas a vapor e os gigantes teares revolucionaram os modos de produção. Por outro lado, a sociedade sofreu severas consequências dessa revolução, podendo destacar o crescimento desordenado das cidades, o êxodo rural e o grande aumento da poluição sonora. O homem começou a vivenciar novas experiências auditivas com o surgimento de máquinas rotativas velozes que produziam elevados níveis de ruído, os quais o ouvido ainda não estava acostumado.

Hoje, a poluição sonora está presente em nosso cotidiano quase que constantemente, podendo citar o ruído no ambiente de trabalho, nas vias das cidades e nas atividades de lazer, representando assim um importante problema de saúde pública.

A perda auditiva é a única patologia causada pelo ruído reconhecida pela legislação brasileira, porém podemos listar ainda outros efeitos nocivos do ruído sobre o corpo humano, como hipertensão arterial, transtornos durante o sono, perda de rendimento cognitivo, aumento da tensão muscular e estresse. Isso tem contribuído para colocar a poluição sonora como a terceira maior causa de poluição no mundo, perdendo apenas para a poluição do ar e da água (FIORINI, 1997). Tal problema tem feito com que órgãos governamentais intensificassem o rigor de políticas ambientais e de saúde, especialmente na questão do ruído.

Tendo em vista o cenário descrito acima, a partir do ano de 2012 o Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (INMETRO) e o Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA), passaram a classificar os eletrodomésticos conforme seus níveis de ruído emitidos, como parte de um programa geral para combater a poluição sonora no Brasil, chamado Programa Silêncio. Assim, surgiu o processo de etiquetagem do Selo Ruído, apresentado na Fig. 1.1, que objetiva orientar o

consumidor no momento da escolha de eletrodomésticos mais silenciosos e, também, estimular o fabricante a reduzir os níveis de ruído gerados por seus equipamentos.

A iniciativa é obrigatória, por enquanto, para liquidificadores, secadores de cabelo e aspiradores de pó, importados ou fabricados no País. Porém, o objetivo final do Programa Silêncio é a etiquetagem de toda fonte de ruído que possa, de alguma forma, causar incômodo ou problemas de saúde aos cidadãos. A ideia é fazer a classificação dos eletrodomésticos utilizando uma estratégia de identificação semelhante à de eficiência energética, hoje usada para classificar o consumo de eletricidade. Os aparelhos seriam classificados então de “A” a “E”, sendo “A” o mais silencioso e “E” o menos silencioso (INMETRO, 2013).



Figura 1.1 – Selo de classificação dos eletrodomésticos conforme seus níveis de ruído gerados.

Fonte: INMETRO (2013).

O Programa Silêncio torna-se justificável para a melhoria no cenário econômico atual no que diz respeito ao aumento da competitividade entre produtos que estão em conformidade com baixos níveis de ruído e aqueles que ainda não se atentaram para este propósito, pois o anúncio de um produto com baixo Nível de Potência Sonora (NWS) pode ser um fator determinante na decisão do consumidor sobre qual produto adquirir. Pensando nisso, fabricantes de eletrodomésticos e equipamentos relacionados, iniciaram programas de investimento em pesquisas na área de acústica e vibrações com a finalidade de reduzir os níveis de ruído gerados por seus produtos.

Os equipamentos de refrigeração, como geladeiras e freezers, também se enquadram na lista de eletrodomésticos que possivelmente terão que ser etiquetados pelo Selo Ruído. O ruído e vibrações emitidos por eles são provenientes principalmente do funcionamento do compressor, o qual desenvolve todo o trabalho necessário para o funcionamento do sistema de refrigeração.

1.1. Classificação dos Compressores

De maneira geral, o compressor é um equipamento mecânico projetado para aumentar a pressão de um fluido no estado gasoso. Conforme seu princípio de operação, podem ser classificados em dois tipos principais: compressores de deslocamento positivo, que são subdivididos em alternativos e rotativos; e compressores dinâmicos, subdivididos em centrífugos e axiais (COSTA, 1978).

Os compressores podem ser classificados também, segundo o tipo de selamento do invólucro metálico que os compõe, podendo citar os compressores herméticos, semi-herméticos e abertos. Os compressores de sistemas de refrigeração são classificados como herméticos alternativos, os quais serão dada especial atenção neste trabalho.

A função principal desses compressores no processo de refrigeração é fazer com que o gás refrigerante circule pelo sistema, levando-o de uma região de baixa para uma região de alta pressão. A compressão do gás é feita dentro de uma câmara de volume variável por um mecanismo de acionamento dado por um motor elétrico, os quais são montados sob um bloco de ferro fundido para assim formar o conjunto bloco-motor, chamado de *kit*, o qual é suspenso sobre quatro molas apoiadas ao invólucro do compressor. O gás comprimido é levado para o exterior do compressor através de um tubo metálico, que tem a função de minimizar as pulsações do fluido na descarga do sistema.

1.1.1 Compressores Herméticos

Os compressores são classificados como herméticos quando possuem o mecanismo de compressão do gás e o motor de acionamento integrados dentro de um invólucro metálico totalmente selado, chamado de carcaça. Nesses tipos de compressores, todo o sistema mecânico está envolvido pelo próprio gás refrigerante, assim, enquanto circula, ele retira o calor gerado nos mecanismos internos do compressor fazendo com que sua temperatura se eleve, limitando sua aplicação a sistemas de pequenas potências.

Por serem selados, sua abertura para possível manutenção é inviável, portanto em caso de avaria do compressor, a solução mais indicada é a substituição da unidade. Porém,

tais compressores possuem a vantagem de não haver risco de vazamentos do gás que circula no sistema.

1.1.2 Compressores Alternativos

Um compressor do tipo alternativo utiliza um pistão guiado por um mecanismo biela-manivela para elevar a pressão do gás dentro de um cilindro (Fig. 1.2). À medida que o pistão se move para baixo é criado dentro do cilindro um região de vácuo, fazendo com que a pressão exterior ao cilindro seja maior que a pressão interna, isto força a válvula de sucção a abrir e o gás refrigerante é succionado para o volume interno do cilindro. Ao atingir o ponto inferior de seu curso, o pistão começa a se mover no sentido ascendente. Nesse momento, a válvula de sucção se fecha, enclausurando o volume de refrigerante succionado. À medida que o pistão se move para cima, ele realiza a compressão do gás aumentando sua pressão através da redução de seu volume, até que a pressão exercida pelo gás refrigerante dentro do cilindro force a válvula de descarga a se abrir e o gás comprimido flui para fora do cilindro. Uma vez atingido o ponto superior do seu curso, o processo se encerra e um novo ciclo se inicia.

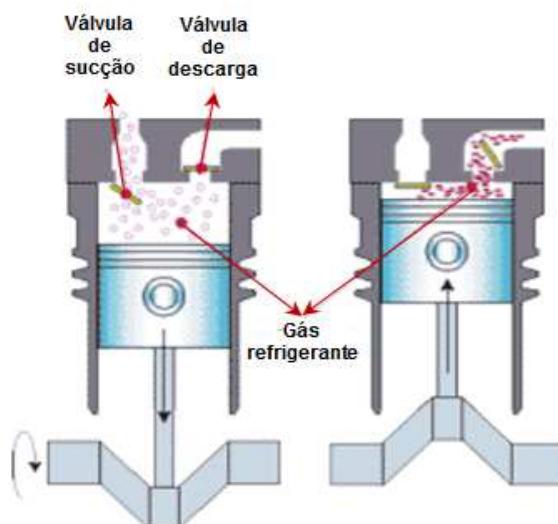


Figura 1.2 – Processo de compressão em um compressor alternativo.

Fonte: Adaptado de Duarte (2012).

1.2. Mecanismos Geradores de Ruído em Compressores Alternativos

São vários os mecanismos que geram ruído nos compressores alternativos. Soedel (1936) destaca como principais fontes de geração de ruído e vibrações desses

compressores o sistema de sucção e descarga, a pulsação do gás no interior da carcaça, as excitações dadas pela serpentina e pelas molas de suspensão, entre outros. A fim de facilitar o entendimento da geração de ruído dos compressores herméticos alternativos, seus componentes serão classificados segundo três categorias: fontes de energia, caminhos de transmissão e irradiadores sonoros. A seguir, serão feitas descrições de cada uma dessas categorias, destacando os mecanismos responsáveis por cada efeito.

1.2.1 *Fontes de Energia*

No processo termodinâmico geral realizado pelo mecanismo biela-manivela, o objetivo é transformar a energia cinética do movimento do pistão em energia potencial dada pela pressão do gás refrigerante. Porém, tal processo resulta também em efeitos indesejáveis que fazem com que seu rendimento seja reduzido. Esses efeitos são caracterizados pela geração de energia térmica e energias sonora e de vibração, sendo aqui vistas como resíduos da transformação principal de energia. Portanto, o mecanismo biela-manivela representa a principal fonte geradora de energias sonora e de vibração do compressor.

1.2.2 *Caminhos de Transmissão*

A dinâmica de movimento do sistema de sucção e descarga do gás refrigerante geram forças variantes no tempo que atuam no cilindro do compressor. Essas forças criam vibrações estruturais no *kit* que são transmitidas para a carcaça através de quatro caminhos principais: a serpentina, também chamada de tubo de descarga, as quatro molas de suspensão, o óleo lubrificante acumulado no cárter e o gás refrigerante que preenche todo o volume entre o *kit* e a carcaça, chamado de cavidade. Tais caminhos são mostrados na Fig. 1.3.

1.2.3 *Irradiadores Sonoros*

Envolvendo todo o compressor, tem-se a carcaça que sela hermeticamente o sistema. Do ponto de vista do campo de estudo em acústica, a carcaça funciona, a priori, como uma barreira que reduz a transmissão do ruído gerado no interior do compressor para o meio externo. Por outro lado, devido suas características geométricas e dinâmicas, a carcaça apresenta a consequência negativa de irradiar, sob forma de ruído, boa parte da energia de vibração que recebe. Assim observa-se na carcaça essa dualidade de características prós e contra a emissão de ruído do compressor.

A superfície do *kit* também pode ser vista como um irradiador sonoro do sistema, porém ela possui baixa eficiência de irradiação sonora, podendo ser desprezado seu efeito se

comparado ao ruído total gerado pelo compressor. Portanto, a carcaça representa o principal irradiador sonoro do sistema.

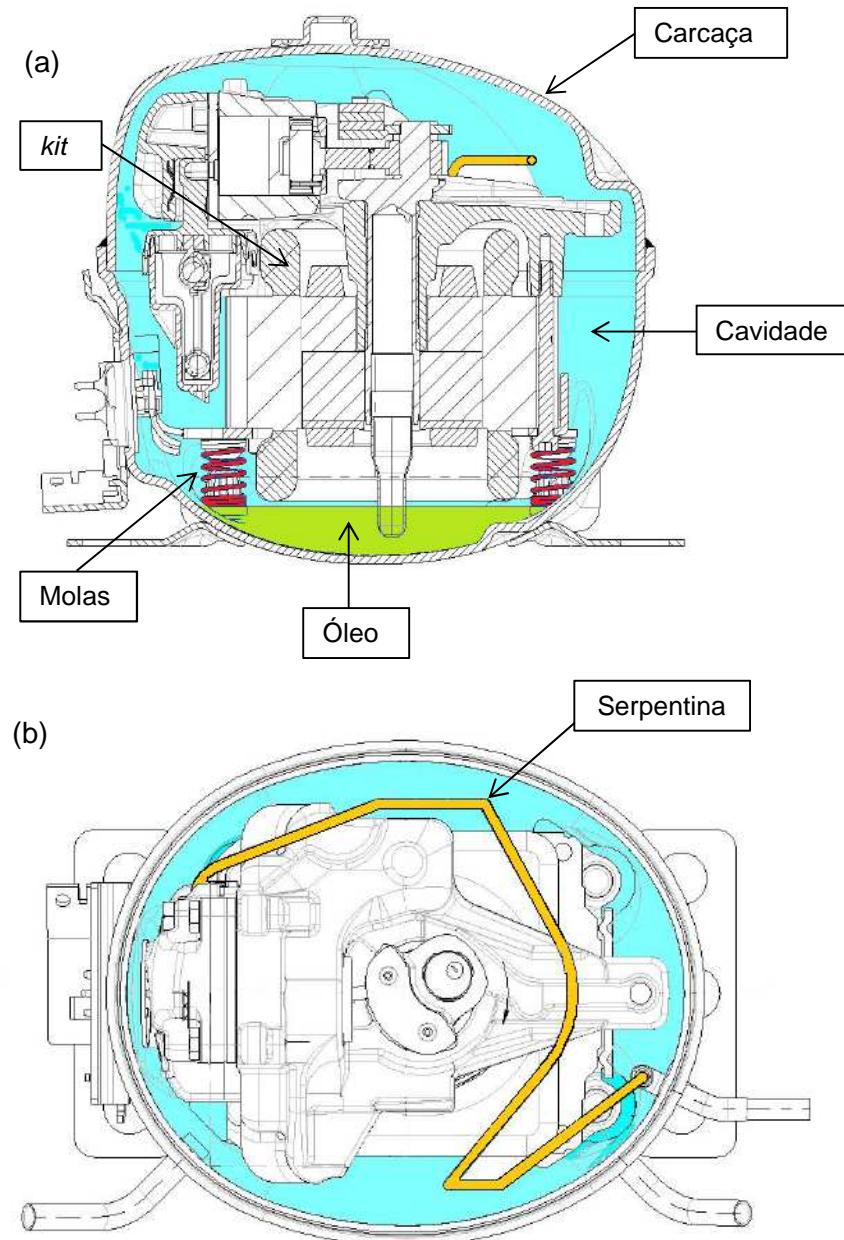


Figura 1.3 – Vista lateral (a) e vista superior (b) do compressor mostrando os principais componentes de um compressor alternativo.

Fonte: Adaptado de Silva (2004).

1.3. Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

Reducir os níveis de ruído gerados por compressores do tipo herméticos alternativos, os quais segundo Carmo (2001) se enquadram como a principal fonte de vibrações e ruído de *freezers* e geladeiras.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Desenvolver um modelo em elementos finitos que melhor representa a dinâmica de vibração da serpentina, e validá-lo;
- Desenvolver uma metodologia para realizar modificações geométricas na serpentina de forma a minimizar a energia de vibração transmitida por ela;
- Validar a eficácia da metodologia em termos práticos;
- Avaliar o efeito da mola que envolve parte do comprimento do tubo a jusante da mufla na dinâmica de vibração da serpentina;
- Otimizar a serpentina em faixas de frequência de diferentes larguras.

1.4. Estrutura da Dissertação

O presente trabalho está dividido em seis capítulos. O Capítulo II exibirá uma revisão bibliográfica sobre ruído em compressores alternativos, apresentando algumas dissertações relacionadas ao tema e trabalhos publicados na Conferência Internacional de Compressores e Engenharia, realizada na Universidade de Purdue, Estados Unidos. Uma descrição geral dos princípios do método de otimização por Algoritmos Genéticos é apresentada no final do capítulo.

O Capítulo III apresentará o processo de modelagem do sistema em estudo, especificando os modelos estrutural e numérico; descreve também um estudo comparativo de três formas de modelagem numérica por elementos finitos, utilizando elementos do tipo tubo, casca e sólido. Por fim, será apresentada a bancada e procedimentos experimentais para validação do modelo.

O Capítulo IV irá propor a metodologia de otimização da serpentina, descrevendo a aplicação dos Algoritmos Genéticos ao problema em estudo. Apresentar-se-ão também as restrições aplicadas no processo de otimização, a maneira como foram abordadas e os cálculos relacionados. A sistemática de operação da função objetivo também será detalhada nesse capítulo, apresentando a interação dos vários softwares utilizados, a maneira como

estão interligados e o procedimento de paralelização do problema de otimização. Ao final do capítulo, será apresentado o procedimento de validação da eficácia da metodologia, sendo esta feita por meio da definição de um novo problema de otimização, análogo ao original, que tem suas variáveis descritas no plano. Descrever-se-ão os processos de fabricação das geometrias dos tubos otimizado e não otimizado, para, em seguida, realizar os testes experimentais para comprovação do método.

O Capítulo V mostrará todos os resultados obtidos no desenvolvimento do trabalho, correlacionando-os a cada objetivo específico proposto.

Por fim, no Capítulo VI, serão descritas as conclusões acerca do trabalho e apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Ruído em Compressores Alternativos

Gerges (2000) comenta que o entendimento físico da dinâmica das máquinas e suas fontes geradoras de ruído, junto com as principais técnicas de controle, são as melhores ferramentas para especificação, projeto e solução do problema de ruído de máquinas. Assim, serão apresentados trabalhos desenvolvidos no assunto em estudo, destacando as principais soluções encontradas para reduzir o ruído em compressores alternativos.

2.1.1 *Trabalhos Apresentados na Conferência de Purdue*

Bianualmente, realiza-se na Universidade de Purdue, Estados Unidos, a Conferência Internacional de Engenharia de Compressores, que reúne trabalhos desenvolvidos nas áreas de termodinâmica, mecânica dos fluidos, vibrações e acústica aplicadas ao compressor. Na sequência deste capítulo, serão apresentados os principais trabalhos publicados nessa conferência relacionados ao assunto de controle de vibrações e ruído dos compressores alternativos.

- Conferência de Purdue, 1980

As duas regiões no espectro com maiores níveis de potência sonora irradiada (bandas de 500 Hz e 2.000 Hz) de compressores alternativos de refrigeração foram investigadas por Tojo et al. (1980).

Através de experimentos variando o tipo e a temperatura do gás refrigerante, os autores concluíram que as ressonâncias da cavidade proporcionam a principal fonte do ruído em torno de 500 Hz, gerada principalmente pela pulsação do gás na mufla de sucção e pela vibração do conjunto moto-compressor, que irradia ruído para a cavidade.

A irradiação de ruído na região de 2.000 Hz, considerada a mais importante do espectro desses compressores, foi estudado por Tojo et al (1980) através da medição da pressão do gás no cilindro e da vibração do conjunto moto-compressor, paralelamente à monitoração da abertura da válvula de descarga.

O trabalho concluiu que a abertura da válvula de descarga provoca variações bruscas de pressão no cilindro, resultando em forças que excitam mecanicamente o sistema, que por sua vez geram vibrações no conjunto moto-compressor, que chegam à carcaça através das molas e do tubo de descarga. Equipando o compressor com silenciadores na sucção e com mudanças na geometria da carcaça e do tubo de descarga, foi possível uma redução de 10 dB(A), aproximadamente, na potência sonora.

- Conferência de Purdue, 1992

Estudos relacionados à aplicação do controle ativo de ruído em compressores herméticos foram bastante desenvolvidos na década de 1990 por consequência da revisão do Protocolo de Montreal, que impunha a eliminação dos gases que afetam a camada de ozônio (CFC até o ano 2000 e HCFC até o ano 2020). Como os fluidos refrigerantes utilizados nessa época continham grande quantidade desses gases, novos fluidos começaram a surgir no mercado. Porém, apesar desses fluidos refrigerantes atenderem ao que o Protocolo impunha, eles eram incompatíveis com o sistema de suspensão que isolava o *kit* da carcaça, o qual era feito de peças de elastômeros, que degradam em contato com os novos gases refrigerantes. Assim, com os compressores sendo fabricados sem essas peças, a solução encontrada foi a introdução do controle ativo de ruído.

Smith et al. (1992), desenvolveram um trabalho de controle ativo de ruído aplicado a compressores herméticos. Analisando o espectro sonoro do compressor, percebeu-se que a energia sonora estava distribuída tanto nas baixas quanto nas altas frequências, portanto, a solução apresentou-se através da combinação de técnicas de controles passivo e ativo do ruído.

O procedimento adotado para obtenção de tal solução, foi dado pela construção uma clausura ao redor de todo o compressor onde aplicou-se um revestimento interno de espuma de absorção acústica, que fez o papel de controle passivo. Dentro da clausura foi posicionado um alto-falante para fazer o controle ativo. O sinal de referência foi captado por um acelerômetro fixado na carcaça do compressor e o sinal de erro adquirido por um microfone posicionado fora da clausura.

O trabalho obteve uma redução de 2 dB(A) no ruído global aplicando apenas o controle passivo, e 5 dB(A) utilizando a combinação do controle ativo e passivo. A Figura 2.1 apresenta os resultados obtidos.

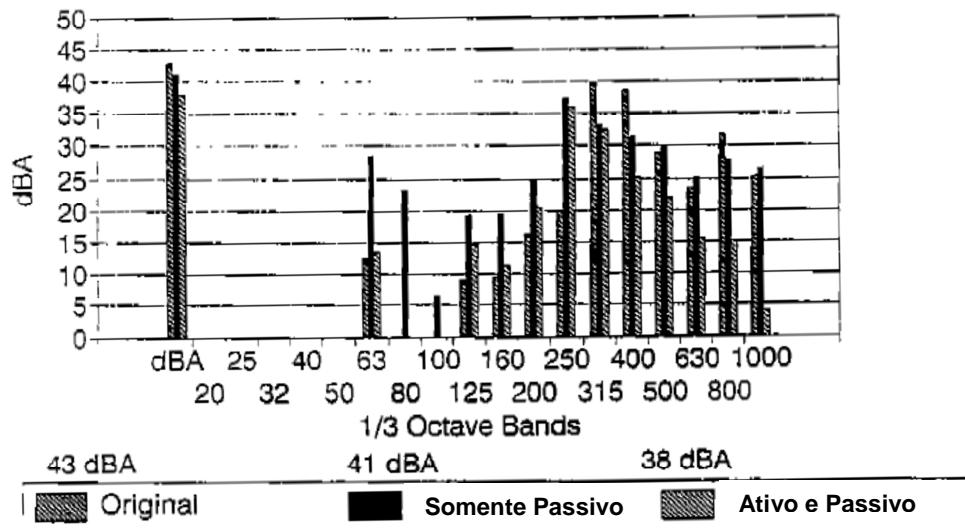


Figura 2.1 – Resultados obtidos com o controle passivo e ativo de ruído.

Fonte: Adaptado de Smith et al., 1992.

Masters; Kim; Jones (1992) trabalharam com o controle ativo através da utilização de atuadores piezelétricos. Para exemplificar a aplicação dessa técnica, selecionou-se a frequência de 412 Hz para a realização de seus estudos, essa frequência foi caracterizada por uma região de pico no espectro sonoro, que coincidia com uma região de ressonância da cavidade do compressor. O compressor foi então instrumentado com um atuador piezelétrico e um acelerômetro, fixados na carcaça, e um microfone posicionado próximo ao compressor para medir o sinal de erro.

Trabalhando com o acelerômetro para realizar a medição do erro, conseguiu-se uma redução de 18,0 dB na vibração medida em 412 Hz e uma atenuação de 13,3 dB no ruído emitido nesta frequência, que são apresentados na Fig. 2.2. Com a utilização do microfone como sinal de erro, obteve-se uma redução de 4,5 dB e 13,5 dB nos sinais de vibração e ruído, respectivamente, medidos também na frequência de 412 Hz, que são apresentados na Fig. 2.3.

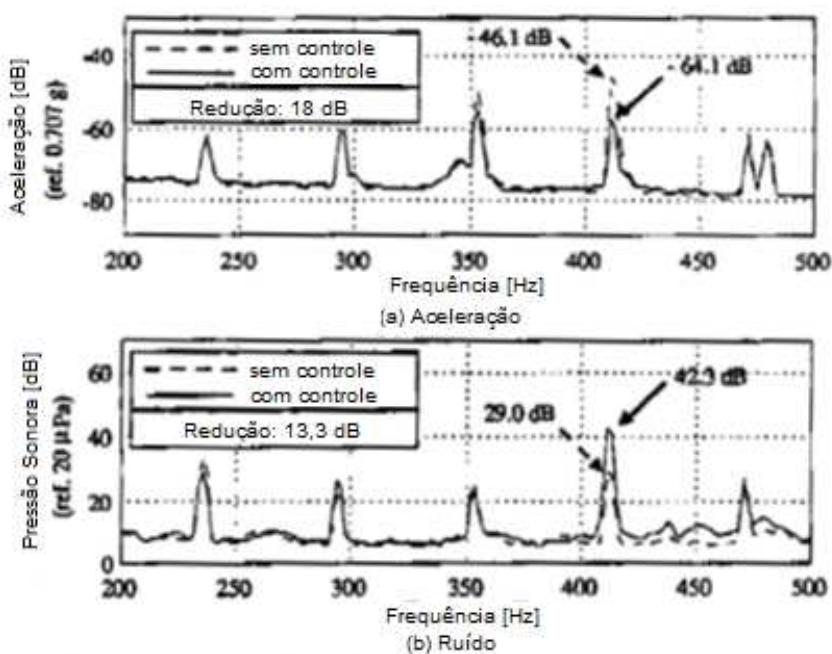


Figura 2.2 – Espectro de aceleração (a) e de ruído (b) apresentando os sinais com e sem o sistema de controle, utilizando o acelerômetro como sensor de erro.

Fonte: Adaptado de Masters; Kim; Jones (1992).

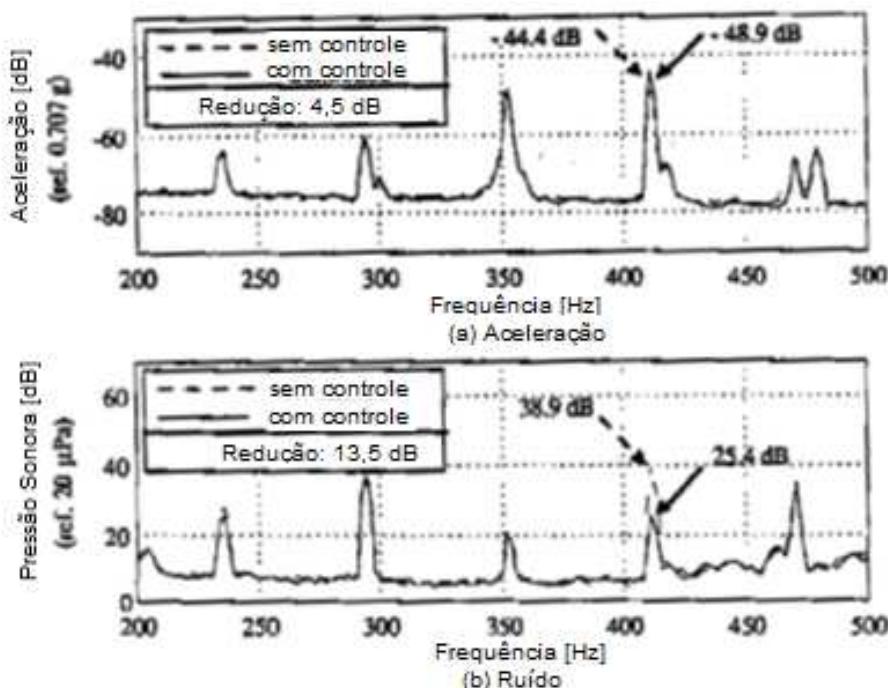


Figura 2.3 – Espectro de aceleração (a) e de ruído (b) apresentando os sinais com e sem o sistema de controle, utilizando o microfone como sensor de erro.

Fonte: Adaptado de Masters; Kim; Jones (1992).

- Conferência de Purdue, 1994

No ano de 1994, observa-se vários trabalhos relacionados ao projeto do sistema de sucção dos compressores alternativos, sendo que um deles foi desenvolvido por Alfano; Biscaldi; Rozza (1994), que fizeram, inicialmente, a comparação do nível de pressão sonora medido internamente à carcaça de um compressor com o sistema de sucção padrão (sucção da cavidade) e um compressor com sucção externa utilizando um tanque auxiliar. Com isso, conseguiu-se estimar as faixas de frequência que o sistema de sucção padrão excita a cavidade. Os resultados apontaram que a cavidade é responsável, principalmente, pelo ruído gerado na baixa frequência de 160 Hz a 400 Hz e na alta de 3000 Hz a 5500 Hz. Baseado nesses resultados fez-se a otimização da mufla.

O projeto da nova mufla foi estabelecida através das seguintes diretrizes: obter o número de câmaras de expansão que resultem na maior Perda de Transmissão (PT) sonora nas frequências de interesse; conseguir a maior razão de expansão das câmaras que seja compatível com a geometria interna do compressor; desenvolver um projeto que atenda as exigências de desempenho do escoamento fluido-dinâmico. Dessa forma, foram obtidos excelentes resultados, tal qual o aumento da PT em quase todo o espectro de frequência. Na Figura 2.4 é apresentado o espectro da PT da mufla não-otimizada e da mufla otimizada.

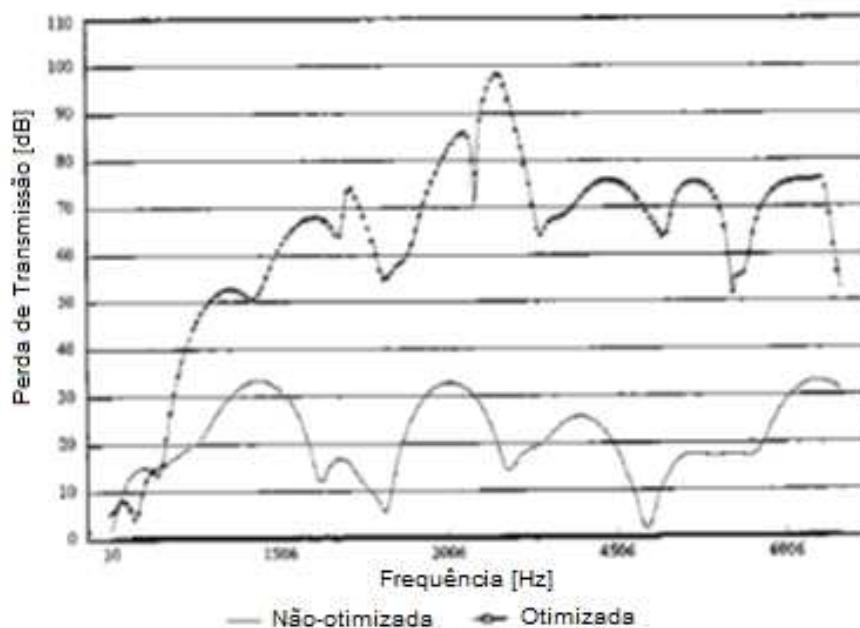


Figura 2.4 – Perda de Transmissão sonora das muflas otimizada e não otimizada.

Fonte: Adaptado de Alfano; Biscaldi; Rozza (1994).

- Conferência de Purdue, 1996

Lai e Soedel (1996) estudaram o comportamento da Função Transferência (FT) de muflas de descarga de compressores alternativos. As FT da mufla foram estimadas analiticamente considerando cada tipo de tubo de saída.

Assim, desenvolveu-se três modelos analíticos, que contemplam: o modelo da FT da mufla para um tubo com terminação infinita, que pode ser modelado como uma terminação anecóica; um tubo com terminação de comprimento finito; um tubo com terminação em formato de uma abertura exponencial.

Validados os modelos, foram realizadas simulações variando o comprimento da terminação, o amortecimento do tubo de saída e a razão exponencial da forma de abertura do tubo. Os resultados dessas simulações foram comparadas com a FT da mufla com terminação anecóica.

Na Figura 2.5, observa-se quatro gráficos de FT da mufla, variando o comprimento do tubo de saída nos valores (a) 1 m, (b) 10 m, (c) 100 m e (d) 1.000 m. Lai et al. (1996) notaram o aparecimento de vários picos de ressonância no gráfico da FT do tubo de 1m, diferentemente do gráfico do tubo com terminação anecóica. O surgimento desses picos ocorrem devido a ressonâncias do tubo finito, o qual reflete a onda acústica pela descontinuidade do escoamento do fluido. Observa-se que, à medida que o comprimento do tubo é aumentado, os picos começam a desaparecer e as duas curvas se sobreponem.

Na Figura 2.6, observa-se quatro gráficos de FT da mufla variando o fator de amortecimento (ξ) do tubo de saída nos valores de 0.0001, 0.001, 0.01 e 0.1. Novamente observa-se o aparecimento de vários picos de ressonância no gráfico para o tubo com amortecimento 0.0001. À medida que o fator de amortecimento do tubo é aumentado, nota-se que os picos começam a desaparecer e as duas curvas se sobreponem.

A Figura 2.7 apresenta quatro gráficos variando o coeficiente da exponencial que modela a forma do tubo de saída nos valores de 0, 1, 10 e 100. Com o fator da exponencial zero, novamente aparecem vários picos de ressonância e, à medida que o fator da exponencial da forma do tubo é aumentado o número de picos são reduzidos e as duas curvas se aproximam.

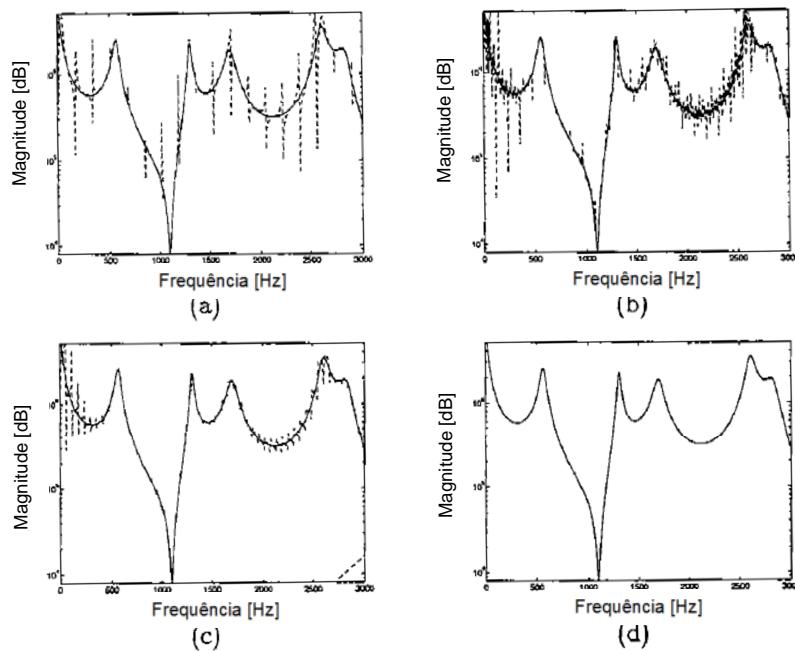


Figura 2.5 – Comparaçāo da função transferência da mufla conectada a uma terminaçāo anecóica (—) e um tubo de terminaçāo finita (---) para os seguintes comprimentos (a) 1 m, (b) 10 m, (c) 100 m e (d) 1.000 m.

Fonte: Adaptado de Lai e Soedel (1996).

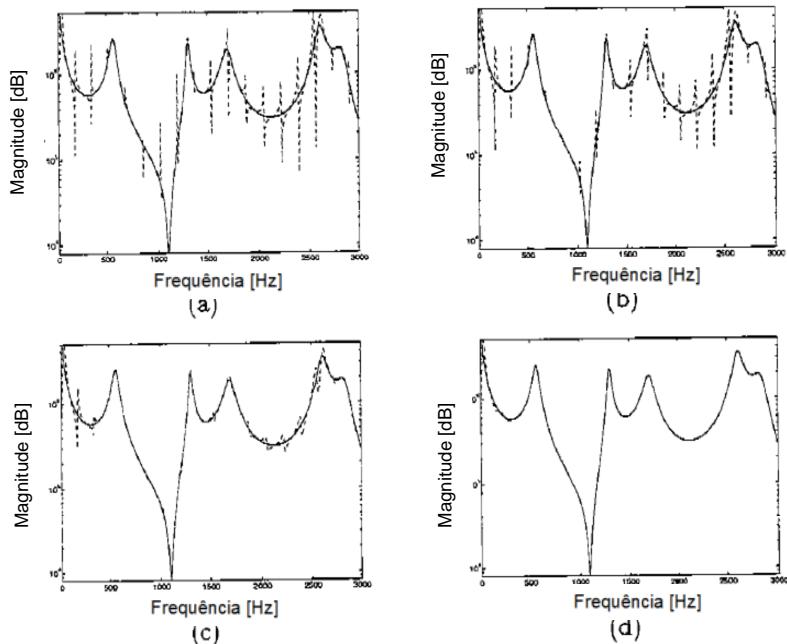


Figura 2.6 – Comparaçāo da função transferência da mufla conectada a uma terminaçāo anecóica (—) e um tubo de terminaçāo finita de 1m (---), para os seguintes fatores de amortecimento ξ (a) 0.0001, (b) 0.001, (c) 0.01 e (d) 0.1.

Fonte: Adaptado de Lai e Soedel (1996).

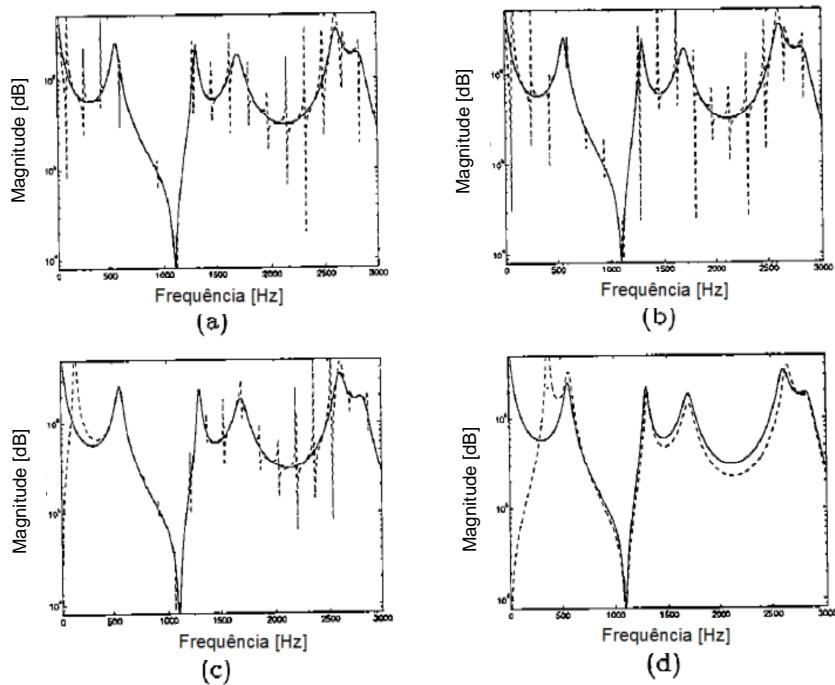


Figura 2.7 – Comparaçāo da função transferência da mufla conectada a uma terminaçāo anecóica (—) e um tubo de terminaçāo na forma de uma corneta (----), para os seguintes fatores da exponencial da forma (a) 0, (b) 1, (c) 10 e (d) 100.

Fonte: Adaptado de Lai e Soedel (1996).

- Conferência de Purdue, 2000

Kim; Joo; Oh (2000), fizeram um estudo das características de mecanismos de radiação de ruído de compressores alternativos, do qual denominou-se Ruído de Frequência Modulada (RFM). Esse tipo de ruído é caracterizado por um tom puro ou uma banda estreita de frequência que altera seu conteúdo espectral para altas e baixas frequências ao longo do tempo, característica esta que reduz bastante a qualidade sonora do compressor.

Trabalhando no domínio tempo-frequência, identificou-se inicialmente as fontes geradoras desse tipo de ruído. Kim; Joo; Oh (2000) constataram que a variação do volume da cavidade provocada pela constante alteração da altura da coluna de óleo na parte inferior do compressor, modificava as características dinâmicas do volume dentro da carcaça ao longo do tempo, ou seja, as ressonâncias de cavidade eram deslocadas ora para cima ora para baixo no espectro de frequência.

Para a comprovação desse fato, mediu-se o nível de pressão sonora na cavidade do compressor para três diferentes níveis de óleo no cárter. A Figura 2.8 apresenta as Funções Resposta em Frequência (FRFs) da pressão sonora, medida para à situação sem óleo (curva fina escura), com pouco óleo (curva clara) e com grande quantidade de óleo (curva

espessa escura). À partir da análise da figura, observou-se que a FRF foi modificada principalmente na banda de 2,2 kHz a 2,5 kHz, onde teve-se variações de 3 dB e 7 dB para as situações com pouco e com grande quantidade de óleo, respectivamente.

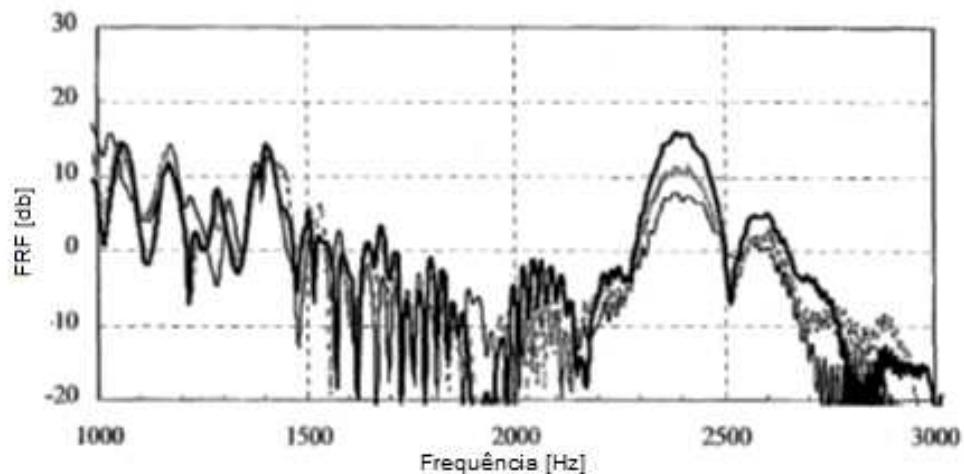


Figura 2.8 - Funções Resposta em Frequência (FRFs) da pressão sonora medida para o caso sem óleo (curva fina escura), com pouco óleo (curva clara) e com muito óleo (curva espessa escura).

Fonte: Adaptado de Kim; Joo; Oh (2000).

Em seguida, medindo a transmissão de vibração da bomba para o suporte inferior do compressor para três níveis diferentes de óleo, verificou-se forças de excitação sendo transmitidas também na banda de frequência 2.2kHz a 2.5kHz, o que fez os autores concluírem que caminho de transmissão do RFM era o filme de óleo presente no cárter do compressor.

Por fim, montou-se um compressor que a bomba e o filme de óleo não estão em contato direto e, dessa forma, conseguiu-se eliminar o RFM do compressor estudado.

- Conferência de Purdue, 2004

Wang et al. (2004) perceberam, inicialmente, que a vibração medida na carcaça de compressores alternativos estava relacionada com a geometria do tubo de descarga do compressor. O tubo de descarga é composto por duas partes, sendo elas um tubo onde o gás escoa logo após o processo de compressão e um tubo composto por uma mola enrolada sobre uma parte do seu comprimento. A utilização da mola tem como objetivo reduzir as vibrações transmitidas em alta frequência pelo tubo, como mostra a Fig. 2.9. No

entanto, sua utilização gera efeitos de não linearidade no sistema, dificultando o processo de modelagem numérica.

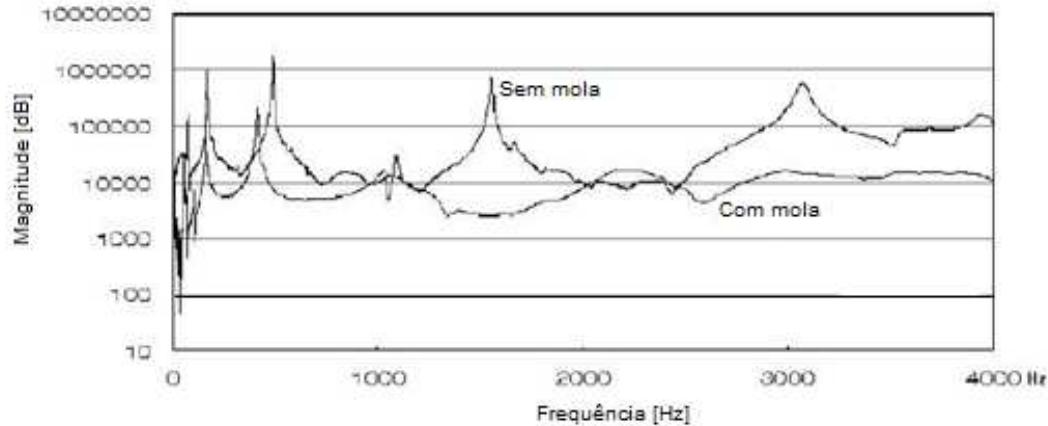


Figura 2.9 – Função Resposta em Frequência do tubo de descarga com e sem a mola que o envolve.

Fonte: Adaptado de Wang et al. (2004).

Assim, desenvolveu-se uma Superfície de Resposta (SR) experimental que modela a vibração transmitida para a carcaça em função de dois parâmetros geométricos do tubo de descarga, parâmetro “A” e “B”, como mostra a Fig. 2.10. Em seguida, calculou-se a Função Resposta em Frequência (FRF) para várias amostras de diferentes geometrias, aplicando uma excitação em uma das extremidades e medindo a vibração na outra. A função objetivo consiste na integração da FRF na faixa de frequência de interesse.

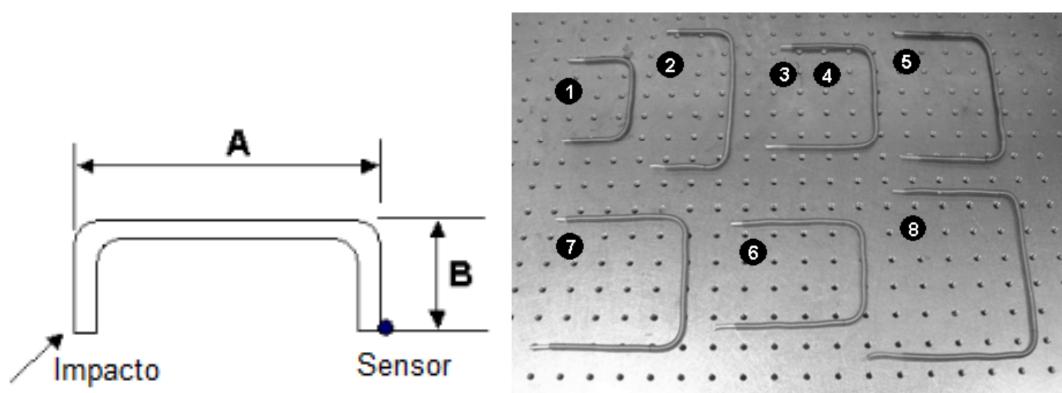


Figura 2.10 – Definição do problema e amostras utilizadas dos tubos.

Fonte: Adaptado de Wang et al. (2004).

Variando os parâmetros entre $50 \leq A \leq 100$ mm e $80 \leq B \leq 150$ mm, obteve-se a SR. Por fim, utilizando a superfície de resposta obtida, aplicou-se um processo de otimização para encontrar os valores de “A” e “B” que minimizam a energia transmitida pelo tubo. A SR obtida e o efeito da otimização são apresentados nas Figs. 2.11 e 2.12, respectivamente.

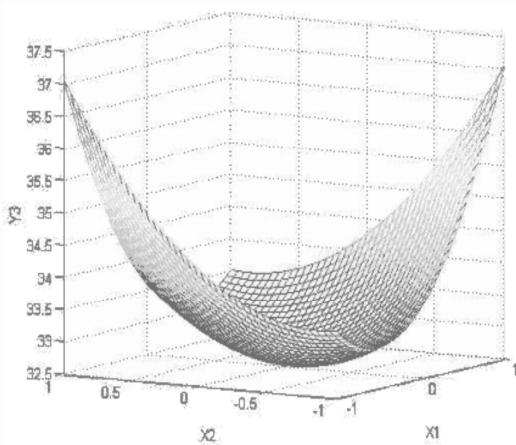


Figura 2.11 – Superfície de Resposta obtida.

Fonte: (Wang et al., 2004).

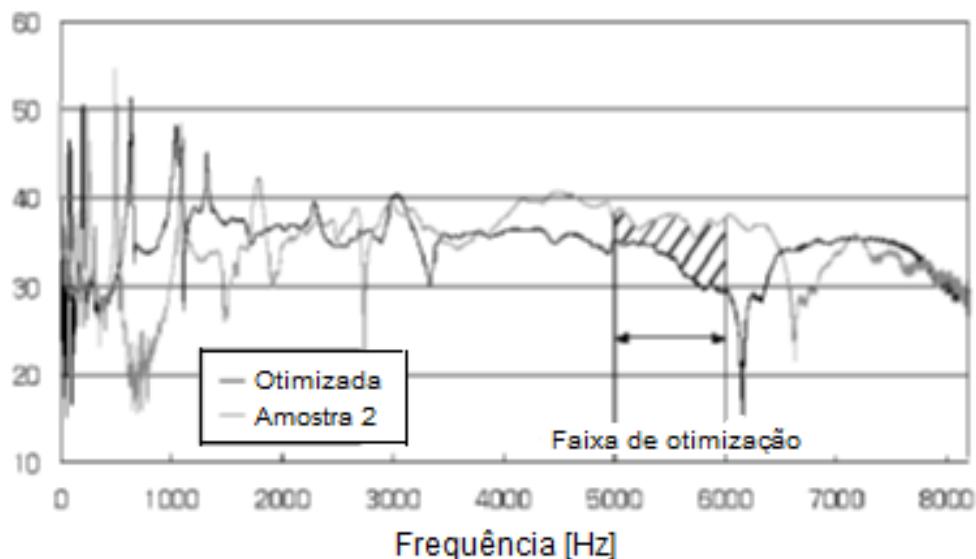


Figura 2.12 – Comparação da FRF do tubo antes e depois da otimização.

Fonte: Adaptado de Wang et al. (2004).

- Conferência de Purdue, 2010

Svendsen; Thomsen; Nielsen (2010), desenvolveram um trabalho que descreve a energia transmitida pelas molas de suspensão e pelo tubo de descarga de compressores herméticos. Segundo os autores, com o advento da otimização acústica dos sistemas de sucção desses compressores, que são comumente apontados como um caminho predominante de transmissão de ruído, outros caminhos podem ter se tornado dominantes. Svendsen; Thomsen; Nielsen (2010) citam as molas de suspensão e o tubo de descarga como os outros caminhos de transmissão mais óbvios. Para descrever a energia transmitida por eles, utilizou-se o parâmetro de Transferência Dinâmica de Rigidez (TDR).

O desenvolvimento sobre a teoria da TDR aplicada em estruturas de pequena espessura foi realizado com a finalidade de avaliar o comportamento das molas e do tubo de descarga. Dessa forma, observou-se resultados interessantes quando foi feito a comparação da TDR das molas com a TDR do tubo de descarga, apresentada na Fig. 2.13. Analisando esta figura, os autores concluíram que até 3 kHz as duas curvas possuem, aproximadamente, a mesma magnitude. À partir dessa frequência, a TDR do tubo de descarga torna-se dominante, indicando que a energia de vibração transmitida para a carcaça em altas frequências ocorre, principalmente, devido ao tubo de descarga.

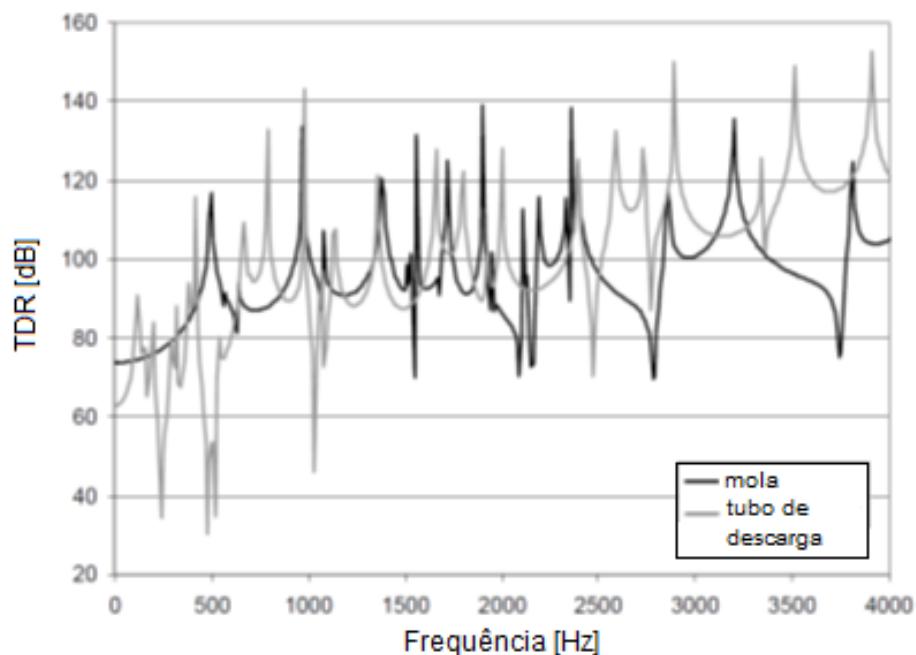


Figura 2.13 – Comparação entre a TDR da mola de suspensão e do tubo de descarga.

Fonte: Adaptado de Svendsen; Thomsen; Nielsen (2010).

2.1.2 Dissertações

Diesel (2000), em sua dissertação de mestrado, estudou o fluxo de energia sonora através da cavidade de compressores alternativos. Observou-se que a pulsação da mufla tem maior contribuição nas baixas frequências, até 500Hz, nas quais a irradiação das superfícies do *kit* torna-se mais acentuada.

Diesel (2000) observou também que a variação do tipo de gás utilizado no processo de compressão era fator de bastante influência no nível de pressão sonora medido na cavidade. Preenchendo a cavidade com um gás mais denso que o gás padrão utilizado, a resposta da carcaça nas ressonâncias resultou em 5,2 dB acima da situação empregando o gás padrão, e 6 dB fora das ressonâncias. Esses resultados foram explicados pela maior impedância que o gás mais denso proporciona. A velocidade do som no gás também é alterada com a mudança de sua densidade, provocando um deslocamento das ressonâncias da cavidade para outras regiões do espectro, podendo acoplar ou desacoplar modos dessa com os modos da carcaça.

Este autor indica que a parcela do ruído global referente às altas frequências, principalmente na faixa entre 6 kHz e 10 kHz, está correlacionada com a capacidade do tubo de descarga em transmitir a energia vibratória gerada no *kit* para a carcaça nessa faixa de frequência.

Silva (2004), trabalhou na minimização do fluxo de potência de energia do *kit* para a carcaça através do tubo de descarga. A ideia de se criar estruturas com capacidade de filtragem do fluxo de energia em faixas de frequência específicas surgiu à partir do estudo das estruturas periódicas, desenvolvida por Mead e Bardell (1987 citado por Silva, 2004). Estruturas com periodicidade geométrica comportam-se como filtros *band stop* em regiões do espectro onde não possuem frequências naturais, fazendo com que as ondas que se propagam nessa faixa de frequência sejam atenuadas por reflexão destrutiva. No entanto, quanto mais complexo for o tipo de filtragem desejada, ou seja, quanto maior o conteúdo harmônico da faixa que se deseja filtrar, mais complexa torna-se a periodicidade da estrutura.

As modificações geométricas atenuam o fluxo de potência de duas maneiras. Na primeira, pelo deslocamento das ressonâncias para fora da região de otimização e, na segunda, pela anulação das ressonâncias através do alinhamento dos modos.

Silva (2004) obteve ótimos resultados à partir da interação entre o Método de Elementos Finitos e o método de otimização por Algoritmos Genéticos. A Figura 2.14 apresenta o resultado da otimização feita na banda de frequência de 6 kHz a 8 kHz. Nessa banda conseguiu-se uma redução de 31,9 dB do fluxo de energia.

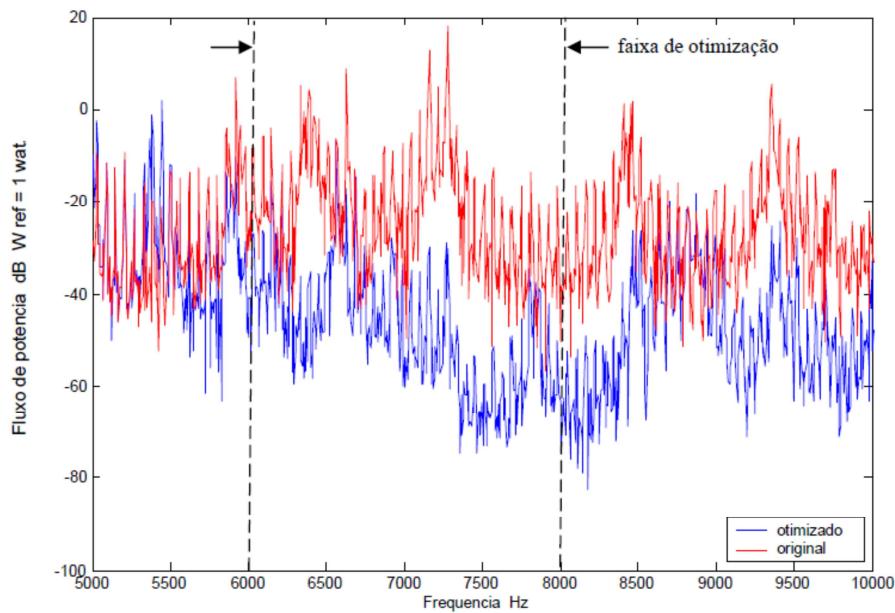


Figura 2.14 – Comparação entre o fluxo de potência da geometria original e da otimizada, na banda de 6 kHz a 8 kHz.

Fonte: (Silva, 2004).

Carmo (2001) apontou que o fator mais importante no modelamento da carcaça é o carregamento do óleo sobre o fundo do compressor, o qual altera seus modos de vibração por adição de massa, rigidez e amortecimento. Na Figura 2.15 é apresentada essa influência através da comparação das Funções Resposta em Frequência (FRFs) experimentais na tampa da carcaça, nas situações com e sem o óleo.

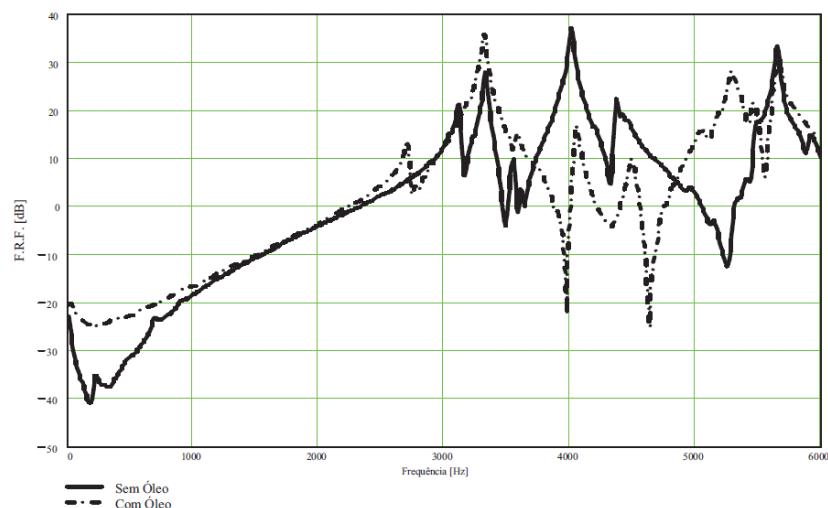


Figura 2.15 – Comparação de FRFs experimentais medidas na tampa com e sem óleo.

Fonte: (Carmo, 2001).

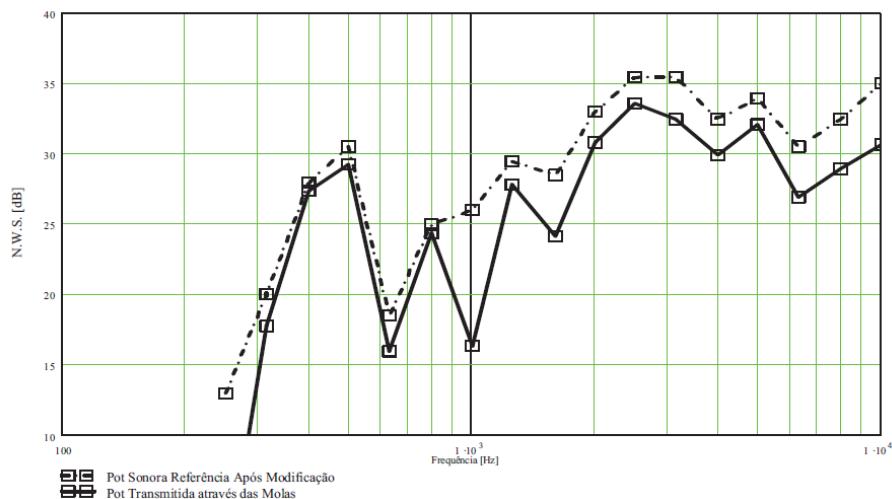


Figura 2.16 – Comparação dos Níveis de Potência Sonora de compressores padrão, com potência transmitida pelas molas.

Fonte: (Carmo, 2001).

Por subtração dos espectros de potência sonora de compressores com e sem as molas de suspensão, Carmo (2001) determinou a contribuição do fluxo através das molas, evidenciados na Fig. 2.16. Observa-se que as molas proporcionam fluxos consideráveis de energia, principalmente, nas faixas de 400, 500, 800 e 1250 Hz. A contribuição dada pelas molas no fluxo de energia é significativa na faixa de 2.000 Hz a 5.000 Hz, e tende a ser de menor importância acima de 5.000 Hz, devido, possivelmente, à contribuição proporcionada pela mufla de sucção.

Carmo (2001) realizou ainda um estudo do comportamento da velocidade média medida na carcaça com a variação de sua espessura. A Figura 2.17 apresenta os resultados obtidos para uma variação de -1mm, +0.5mm, +1mm e +1.5mm da espessura da carcaça.

As análises de variação de espessura da carcaça mostraram que a velocidade média espacial da carcaça é mais sensível nas regiões de baixa frequência, bandas de 100 até 250 Hz, e principalmente de altas frequências, bandas acima de 2,5 kHz. Nessas regiões, o aumento da espessura da carcaça pode não resultar em uma queda na velocidade média espacial e, dependendo do caso, pode ocorrer um aumento em sua magnitude. Esse aumento da velocidade é causado pelo acoplamento de modos da carcaça com ressonâncias das molas, resultando assim em um maior fluxo de potência para a carcaça através das molas.

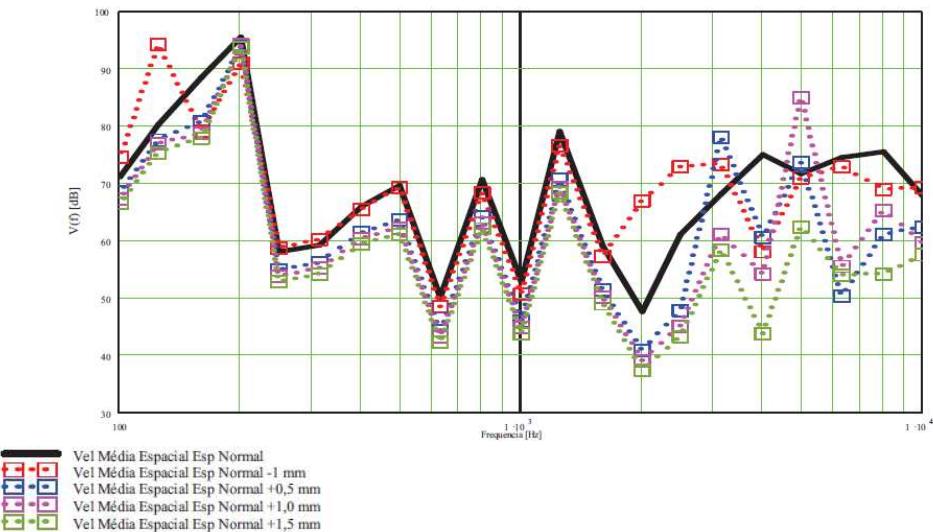


Figura 2.17 – Velocidade média espacial da carcaça para variações da espessura da carcaça.

Fonte: (Carmo, 2001).

2.1.3 Trabalhos Técnicos

No trabalho desenvolvido por Duarte et al. (2012), apresentou-se uma metodologia para quantificação das fontes de ruído de compressores herméticos. Utilizando técnicas vibro-acústicas, a metodologia propôs medir as forças dinâmicas aplicadas na carcaça por cada mola de suspensão, pelo tubo de descarga e pela pulsação da mufla de sucção.

Notou-se que uma das quatro molas de suspensão, denominada mola 2, transmitia forças de maiores níveis que as demais. A Figura 2.18 realiza a comparação, em bandas de 1/3 de oitava até 2 kHz, dos níveis de força transmitidos pela mola 2 (em azul), pelo tubo de descarga (em vermelho) e pela região de pulsação da mufla (em verde). Observa-se que os níveis de forças dinâmicas transmitidos pela mola 2 e pelo tubo de descarga se equiparam na maioria das bandas de frequência estudadas, sendo que as forças transmitidas pela pulsação apresentam níveis inferiores aos dois outros caminhos para todas as bandas até 2 kHz.

Tal estudo apontou o tubo de descarga como uma importante fonte de transmissão de forças dinâmicas para a carcaça na faixa do espectro entre 40 e 2000 Hz. Apesar disso, concluiu-se que o tubo de descarga tem baixa influência na vibração média espacial da carcaça, medida nessa banda. Esses resultados estão de acordo com os trabalhos de Diesel (2000) e Svendsen et al. (2010), que indicam que a grande contribuição da serpentina no ruído total gerado pelo compressor está localizado em bandas de frequência acima de 3000 Hz.

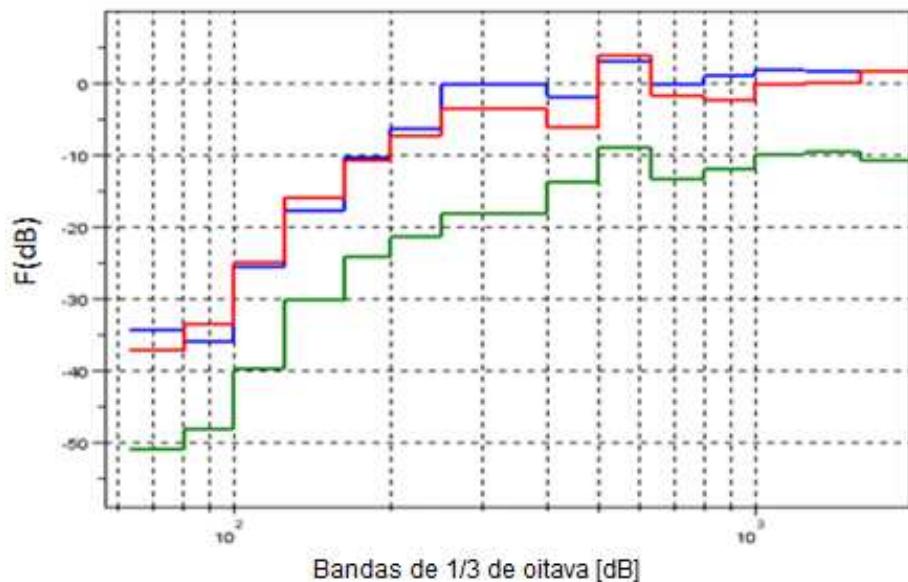


Figura 2.18 – Forças dinâmicas, em bandas de 1/3 de oitava, transmitidas pela mola 2 (em azul), pelo tubo de descarga (em vermelho) e pela região de pulsação da mufla (em verde).

Fonte: Adaptador de Duarte et al. (2012).

2.2. Algoritmos Genéticos

2.2.1 Seleção Natural

Poucas ideias causaram tanta repercussão quanto o conceito de seleção natural proposto por Charles Darwin, em 1858. Opondo-se à corrente de pensamento da época, a teoria darwinista se firmou como uma das mais importantes teorias científicas da modernidade (DAVIS, 1991).

Segundo o neodarwinismo, os preceitos básicos da seleção natural das espécies são:

- Indivíduos de espécies iguais ou diferentes disputam, a todo tempo, por limitados recursos presentes no meio ambiente;
- Diante da concorrência, alguns indivíduos possuem maior chance (probabilidade) de sobrevivência devido a certas características específicas;
- Indivíduos mais bem adaptados ao ambiente, possuem maior probabilidade de sobrevivência e de reprodução;
- Indivíduos que se reproduzem mais, tendem a propagar mais suas características nas gerações subsequentes;
- Ao longo das gerações, características mais desejáveis tendem a se propagar na espécie, aumentando seu grau de adaptação no meio ambiente;

- No decorrer dos anos, há a possibilidade de ocorrência do fenômeno de mutação genética nos indivíduos. Tal fenômeno se apresenta, na maior parte das vezes, prejudicial ao organismo, porém, em alguns casos, pode incorporar características favoráveis não contidas em gerações anteriores.

Dessa forma, segundo Darwin, as espécies são submetidas a uma constante seleção natural nos ambiente onde vivem, e esta é a energia motriz do processo de evolução natural, que ao longo do tempo tende a levar as populações dos seres vivos a patamares mais evoluídos.

2.2.2 Algoritmos Genéticos de Otimização

Em várias áreas da ciência, deve-se decidir sobre determinadas características de um sistema de forma a dele extrair o maior número possível de benefícios, como por exemplo a tomada de decisão de qual o melhor caminho a ser traçado para chegar mais rápido a um destino. Visto que muitos desses problemas podem ser expressos em termos matemáticos, foram desenvolvidas ferramentas que permitem a obtenção da solução de maneira numérica, surgindo assim os métodos de otimização. Tais métodos podem ser definidos como o processo pelo qual tenta-se melhorar aspectos relevantes à performance de um sistema através da minimização ou maximização de um objetivo.

A própria evolução das espécies, descrita no item anterior, pode ser vista como um processo de otimização, pois ao longo do tempo a seleção natural tende a maximizar o nível de adaptação dos seres vivos no ambiente onde vivem, por meio da modificação dos parâmetros genéticos dos indivíduos.

O método de otimização por Algoritmos Genéticos (AGs) utiliza conceitos provenientes do princípio de seleção natural para abordar uma ampla gama de problemas. Tal método apresenta características de robustez, generalidade e fácil adaptação a cada caso estudado, consistindo em uma ferramenta poderosa na obtenção de soluções nas mais diversas áreas.

Holland (1975) dividiu o funcionamento dos AGs em sete etapas, chamadas de operadores genéticos: Inicialização, Avaliação, Seleção, Cruzamento, Mutação, Atualização e Finalização. O fluxograma da Figura 2.19 mostra a sequência de aplicação dos operadores no processo de otimização.

Basicamente, um algoritmo genético cria uma população inicial de possíveis soluções para o problema tratado (**Inicialização**) para em seguida submetê-las ao processo de evolução, constituído pelas etapas subsequentes:

- **Avaliação:** avalia-se a aptidão das soluções (indivíduos da população), calculando o quanto bem estas respondem ao objetivo estabelecido;
- **Seleção:** indivíduos (pais) são selecionados para a reprodução, sendo que uma solução i tem probabilidade de seleção proporcional à sua aptidão;
- **Cruzamento:** características dos indivíduos escolhidos são recombinadas (troca de genes), gerando novas soluções candidatas;
- **Mutação:** características dos indivíduos resultantes da etapa de cruzamento são alteradas, acrescentando assim variedade à população;
- **Atualização:** dependendo da aptidão de cada indivíduo criado nessa geração (filhos), estes são ou não, inseridos na população;
- **Finalização:** verifica-se a condição de encerramento da evolução, finalizando a execução em caso positivo ou retornando para a etapa de avaliação em caso negativo, dando início a uma nova geração.



Figura 2.19 – Fluxograma de funcionamento dos AGs.

Fonte: Elaboração Própria.

Deve-se ressaltar que os processos de inicialização, seleção, cruzamento e mutação são feitos de maneira aleatória, tentando assim simular a natureza no seu atributo ocasional de acontecimento dos fatos. Ao contrário de outros métodos de busca de soluções ótimas, os AGs não apresentam um comportamento determinístico, no entanto, não seria correto

afirmar que tal busca se dá de forma completamente estocástica, pois os operadores genéticos que trabalham de maneira aleatória tem uma probabilidade de ocorrência no processo de otimização que podem ser estatisticamente previsíveis.

A principal desvantagem dos algoritmos genéticos consiste no fato de nunca poder afirmar que a verdadeira solução global de otimização foi encontrada. No entanto, em muitos casos reais, a obtenção de uma solução que melhora o desempenho de um sistema, mesmo que mínima, torna-se a utilização dos AGs justificável.

CAPÍTULO III

METODOLOGIA DE MODELAGEM

Com o objetivo de entender melhor o comportamento dinâmico de vibração da serpentina e adquirir um embasamento teórico sobre o problema estudado, realizou-se a modelagem considerando a formulação analítica para uma viga engastada-livre, apresentada no Anexo I.

Uma vez que para geometrias mais complexas o modelo analítico tem baixa representatividade, optou-se por uma modelagem numérica utilizando o método de elementos finitos, que consistiu na comparação de três formas de representar a estrutura da serpentina, sendo elas uni, bi e tridimensionais.

3.1. Modelo Estrutural

A modelagem estrutural da serpentina foi realizada a partir de desenhos provindos do CAD (*Computer Aided Design*). Sua forma geométrica inicial, que daqui em diante será chamada de geometria não-otimizada, é mostrada na Fig. 3.1.

Para facilitar a referência de cada componente da serpentina na sequência do trabalho, ela foi dividida em três partes:

- Tubo a montante da mufla: corresponde ao tubo, de menor comprimento, onde o gás escoa logo após sua compressão, que daqui em diante será denominado somente por tubo a montante;
- Mufla: corresponde ao componente da serpentina com função de minimizar as pulsações do gás na saída do compressor;
- Tubo a jusante da mufla: corresponde ao tubo, de maior comprimento, onde escoa o gás proveniente da mufla.

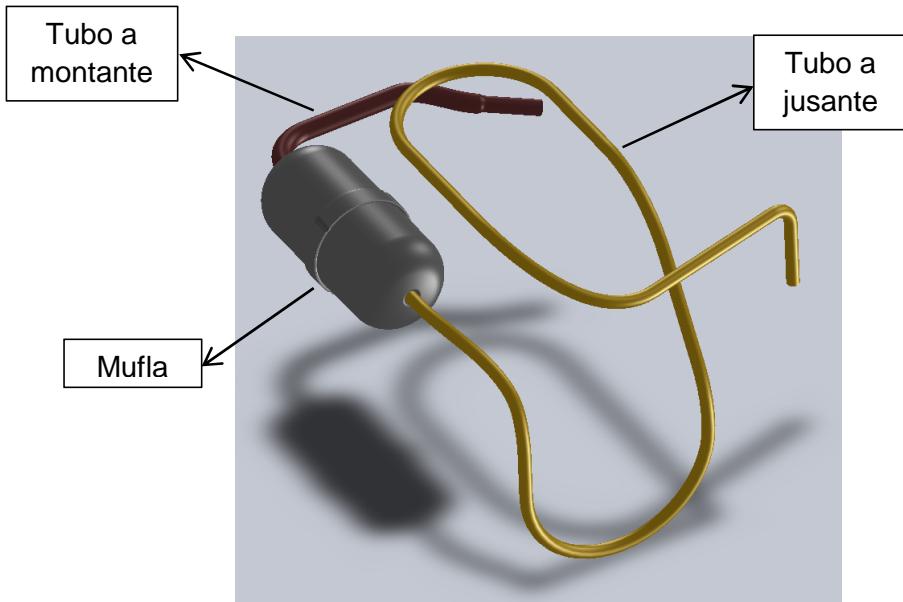


Figura 3.1 – Geometria não-otimizada da serpentina.

Fonte: Elaboração própria.

Com o objetivo de simplificar a metodologia, este trabalho realizará a otimização apenas no tubo a jusante, sendo conservado o projeto dos outros componentes da serpentina.

No projeto original do compressor, há uma mola que envolve parte do comprimento do tubo a jusante, a qual segundo Wang et al. (2004) tem a finalidade de suavizar os picos de ressonância da serpentina através da introdução de amortecimento, dado pelo atrito entre o tubo e a mola. Este fenômeno tem características não-lineares, que torna sua modelagem bastante dispendiosa. Assim o efeito desta mola na dinâmica da serpentina será desconsiderado no processo de modelagem.

3.2. Modelo Numérico

No processo de busca da melhor geometria da serpentina, o algoritmo de otimização deverá avaliar constantemente o nível de transmissibilidade de vibração das geometrias candidatas. Esta avaliação será feita através de uma representação numérica do problema estudado, dessa forma, desenvolveu-se um modelo em Elementos Finitos da serpentina do compressor.

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é uma técnica de análise numérica destinada à obtenção de soluções aproximadas de problemas regidos por equações diferenciais. Embora o método tenha sido originalmente desenvolvido para a análise estática de sistemas

estruturais, ele tem sido utilizado no estudo de uma grande variedade de problemas de Engenharia. Devido à sua eficiência e flexibilidade, além de sua adequação à implementação em computadores digitais, o MEF tem hoje uma grande difusão tanto no meio acadêmico como no industrial, estando disponível em grande número de códigos comerciais existentes no mercado (ANSYS®, NASTRAN®, ABAQUS®, SYSTUS®, COMSOL®, etc.). A principal motivação para o uso do MEF consiste no fato de que, devido à complexidade dos problemas práticos de Engenharia, soluções analíticas em forma fechada tornam-se inviáveis ou mesmo impossíveis. Assim, devemos recorrer a técnicas capazes de fornecer soluções numéricas aproximadas. O MEF é essencialmente um processo de discretização, que visa transformar um problema infinito-dimensional em um problema finito-dimensional, com número finito de incógnitas. O método consiste em dividir o domínio sobre o qual o problema é estudado em várias regiões interconectadas, denominadas *elementos*. Cada elemento dispõe de certos números de pontos (interiores e/ou limítrofes), denominados *nós*. O conjunto de elementos utilizados na discretização é denominado *malha* (RADE, 2011).

Utilizando o *software* comercial ANSYS®, realizou-se a modelagem da mufla através da utilização de elementos do tipo SOLID45, com um total de 29.943 elementos e 69.865 nós, números que atendem ao critério de 12 elementos por comprimento de onda de flexão (ZIENKIEWICZ, 1977), sendo possível a realização de simulações até 10 kHz, sem grandes erros numéricos. Mais informações sobre esse tipo de elemento são apresentadas no item 3.2.3.

Na serpentina real, a ligação dos tubos na mufla é feita pelo processo de Brasagem, que proporciona a junção dos elementos relacionados nesse processo através da adição de um metal em fusão. Essa ligação foi modelada considerando um vínculo rígido entre a mufla e os tubos. A biblioteca do ANSYS® disponibiliza o elemento MPC184 que, segundo seu manual, pode ser usado para modelar uma união rígida entre dois corpos deformáveis ou um componente rígido que faz a transmissão de forças e momentos entre dois corpos, sendo que a primeira característica se encaixa no que se pretende modelar.

A Figura 3.2 ilustra a geometria, a localização dos nós e o sistema de coordenadas para o elemento MPC184. Para defini-lo são necessários dois nós, sendo o eixo coordenado x , definido do nó i para o nó j . Tal elemento oferece algumas opções de união rígida que se deseja fazer, que são ajustadas por meio da chave de opções número 1 (KEYOPT(1)), na qual pode-se: escolher o número de graus de liberdade dos nós, transformar este elemento numa articulação, dentre outras possibilidades. Por padrão do ANSYS®, esta chave de opções é ajustada com o valor 0, que considera que os nós dos elementos tem apenas translações nos eixos em x , y e z . Assim, para modelar a ligação entre a mufla e os tubos,

ajustou-se o valor de KEYOPT(1) para 1, que considera que os dois nós de ligação do elemento possuem seis graus de liberdade, sendo translações em x , y e z e rotações em torno de x , y e z .

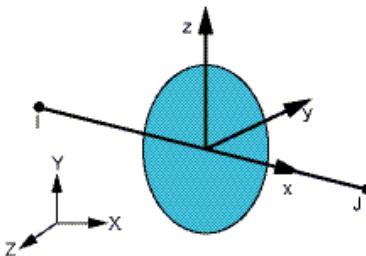


Figura 3.2 – Geometria do elemento MPC184.

Fonte: ANSYS (2012).

No processo de montagem do compressor, a extremidade final do tubo a jusante é soldada ao tubo passador, que por sua vez está conectado à carcaça. Do ponto de vista do processo de modelagem, a carcaça funciona como condição de contorno no modelo da serpentina, que depende dos modos de vibração da carcaça. Como este trabalho não tem a finalidade de ser completamente fiel ao sistema real, a carcaça foi modelada como uma massa concentrada. No ANSYS® isso é feito utilizando o elemento MASS21, que é definido como um único nó e tem como constantes reais os valores das massas nas três direções coordenadas. O elemento MASS21 foi então posicionado na extremidade final da serpentina e os valores da massa nas três direções foram ajustadas.

O trabalho contemplou ainda o estudo de três maneiras de modelagem dos tubos, sendo elas: modelagem por elementos do tipo viga, casca e sólido, que consistem numa representação uni, bi e tridimensional, respectivamente. Nos próximos itens desse capítulo serão detalhadas cada modelagem desenvolvida. Para simplificar os procedimentos de validações dos modelos, os tubos da serpentina foram colocados em linha reta.

3.2.1 Modelo 1-D

O elemento unidimensional escolhido para modelagem dos tubos da serpentina foi o tipo PIPE16 que, segundo Silva (2004), tem boa correlação com resultados obtidos de maneira analítica e experimental quando utilizado para modelar tubos de pequeno diâmetro. Esse tipo de elemento possui capacidades de tração, compressão, torção e flexão, tendo seis graus de liberdade por nó: três translações na direções x , y e z e três rotações em torno dos eixos x , y e z . Oferece também a possibilidade de aplicar um carregamento interno, como por exemplo a pressão que o fluido exerce sobre as paredes internas do tubo. Podem-

se ainda serem considerados fatores de flexibilidade e aumento da rigidez dado por pré-tensões, densidade interna do fluido e espessura de corrosão.

O elemento PIPE16 é uma derivação da teoria de elementos de viga 3-D (BEAM4), sendo incluídas simplificações devido à simetria geométrica do perfil de tubos. De acordo com a Figura 3.3, as funções de forma do elemento PIPE16 são dadas pelas Eqs. (3.1) a (3.4).

$$u = \frac{1}{2} [u_i(1-s) + u_j(1+s)] \quad (3.1)$$

$$v = \frac{1}{2} \left\{ v_i \left[1 - \frac{s}{2}(3-s^2) \right] + v_j \left[1 + \frac{s}{2}(3-s^2) \right] \right\} + \dots \\ + \frac{L}{8} [\theta_{z,i}(1-s^2)(1-s) - \theta_{z,j}(1-s^2)(1+s)] \quad (3.2)$$

$$w = \frac{1}{2} \left\{ w_i \left[1 - \frac{s}{2}(3-s^2) \right] + w_j \left[1 + \frac{s}{2}(3-s^2) \right] \right\} - \dots \\ - \frac{L}{8} [\theta_{y,i}(1-s^2)(1-s) - \theta_{y,j}(1-s^2)(1+s)] \quad (3.3)$$

$$\theta_x = \frac{1}{2} [\theta_{x,i}(1-s) + \theta_{x,j}(1+s)] \quad (3.4)$$

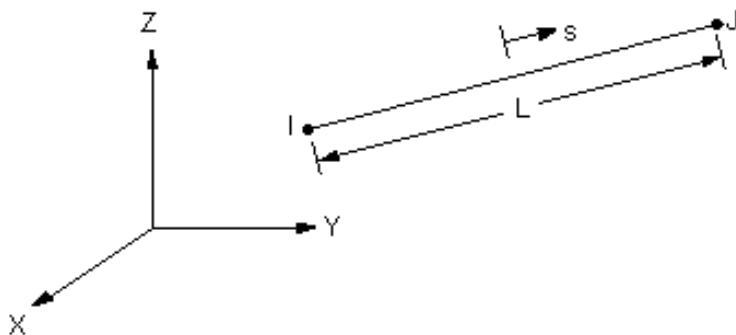


Figura 3.3 – Representação de um elemento de linha no espaço x, y, z .
Fonte: ANSYS (2012).

No modelo unidimensional dos tubos, foi utilizado um total de 1.121 elementos e consequentemente 1.123 nós. Assim, como no modelo da mufla, o tamanho dos elementos foi ajustado para permitir análises até 10 kHz. Como o elemento PIPE16 conta com seis graus de liberdade por nó, o número total de graus de liberdade do modelo dos tubos é 6.738. A Figura 3.4 apresenta alguns detalhes sobre a referida malha, destacando os

elementos da mufla (SOLID45), os elementos da ligação rígida (MPC184) e os elementos dos tubos (PIPE16). Observa-se também que os elementos que o modelam este último tratam-se de linhas.

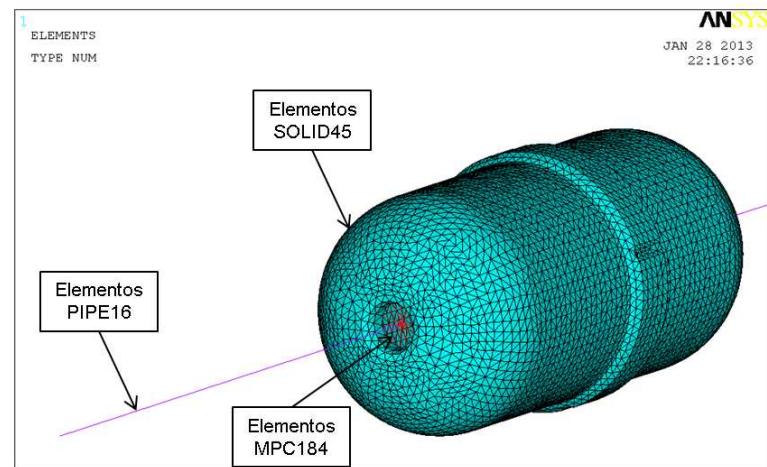


Figura 3.4 – Malha do modelo unidimensional dos tubos da serpentina.
Fonte: Elaboração própria.

3.2.2 Modelo 2-D

O modelo de elementos finitos dos tubos da serpentina, construído a partir de elementos bidimensionais do tipo casca, pode ser visualizado na Figura 3.6. Na biblioteca de tipos de elementos do ANSYS® ele é denominado SHELL63, o qual tem capacidades de modelar tanto efeitos de deflexão quanto efeitos devido a deslocamentos de membrana, sendo permitido a aplicação de carregamentos no plano do elemento ou normal a ele. Assim como o elemento descrito no item anterior, o elemento SHELL63 também possui seis graus de liberdade por nó, sendo três translações na direções x , y e z e três rotações em torno dos eixos x , y e z . Pode-se considerar ainda capacidades de aumento de rigidez dado por pré-tensões e grandes deflexões.

O elemento SHELL63 é definido por quatro nós que formam um plano, e por quatro espessuras diferentes (uma em cada nó). No desenvolvimento da sua teoria, caso haja variação de espessura na área do elemento, considera-se que ela seja pequena. Assim, recomenda-se sua utilização para modelar estruturas que possuem a terceira dimensão muito menor que a respectiva área. De acordo com a Figura 3.5, as funções de forma do elemento SHELL63 são dadas por:

$$u = \frac{1}{4} [u_i(1-s)(1-t) + u_j(1+s)(1-t) + u_k(1+s)(1+t) + u_l(1-s)(1+t)] \quad (3.5)$$

$$v = \frac{1}{4} [v_i(1-s)(1-t) + v_j(1+s)(1-t) + v_k(1+s)(1+t) + v_l(1-s)(1+t)] \quad (3.6)$$

a função w desse elemento não pode ser escrita explicitamente, sendo definida por quatro triângulos sobrepostos, de acordo com (ANSYS, 2012).

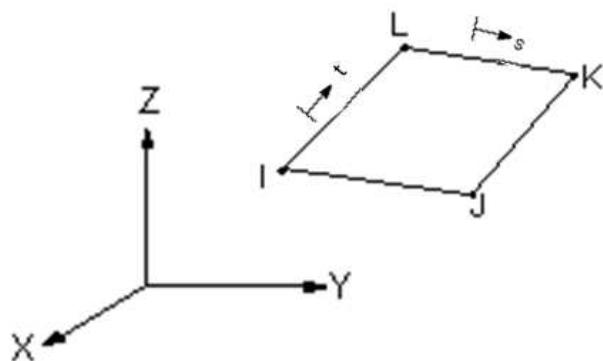


Figura 3.5 – Representação de um elemento de casca no espaço x, y, z .

Fonte: ANSYS (2012).

No modelo bidimensional, a malha dos tubos utilizou um total de 20.196 elementos e 20.232 nós. Novamente o tamanho dos elementos foi ajustado para permitir análises até 10 kHz. Considerando os seis graus de liberdade por nó do elemento utilizado, o número total de graus de liberdade do modelo dos tubos é 121.392, quase 19 vezes maior que o número de graus de liberdade do modelo unidimensional. Na Figura 3.6, observam-se as malhas dos tubos e da mufla e, em detalhe, que os elementos tipo SHELL63 tratam-se de planos que formam toda circunferência do tubo.

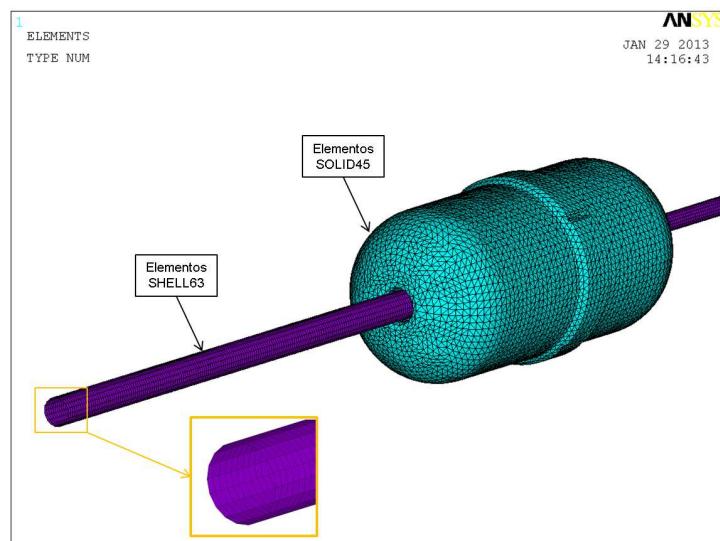


Figura 3.6 – Malha do modelo bidimensional dos tubos da serpentina.

Fonte: Elaboração própria.

3.2.3 Modelo 3-D

Os elementos tipo sólido são utilizados quando as três dimensões do sistema modelado são relevantes ao problema em estudo, não sendo possível que nenhuma delas sejam desconsideradas. Esses elementos são largamente aplicados para realizar análises estruturais de sistemas mecânicos.

Recorrendo à biblioteca do ANSYS®, encontra-se o elemento SOLID45, que é definido por oito nós, tendo cada um três graus de liberdade, que correspondem às três direções de translação x , y e z . A geometria básica desse elemento tem a forma de um hexaedro, mas também pode-se utilizar a forma de um prisma ou um tetraedro, embora esta última não seja recomendado pelo próprio manual do software por conta de falta de acurácia dos resultados.

O elemento SOLID45 é capaz de modelar efeitos de plasticidade, fluênciça, dilatação e aumento de rigidez do material. Suas funções de forma são dadas pelas seguintes expressões, considerando a Figura 3.7:

$$u = \frac{1}{8} [u_i(1-s)(1-t)(1-r) + u_j(1+s)(1-t)(1-r) + u_k(1+s)(1+t)(1-r) + u_l(1-s)(1+t)(1-r) + u_m(1-s)(1-t)(1+r) + u_n(1+s)(1-t)(1+r) + u_o(1+s)(1+t)(1+r) + u_p(1-s)(1+t)(1+r)] + u_1(1-s^2) + u_2(1-t^2) + u_3(1-r^2) \quad (3.7)$$

$$v = \frac{1}{8} [v_i(1-s) \dots \text{(análogo a } u\text{)} \quad (3.8)$$

$$w = \frac{1}{8} [w_i(1-s) \dots \text{(análogo a } u\text{)} \quad (3.9)$$

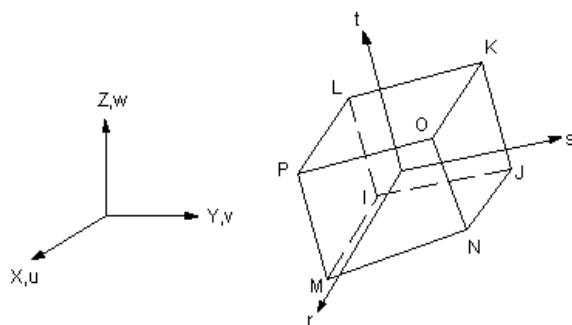


Figura 3.7 – Representação de um elemento sólido no espaço x, y, z .
Fonte: ANSYS (2012).

Foi utilizado um total de 23.847 elementos e 40.464 nós na malha dos tubos e, mais uma vez, o tamanho dos elementos foi ajustado para permitir análises até 10 kHz. Como

nessa forma de modelagem o elemento SOLID45 conta com três graus de liberdade por nó, o número de graus de liberdade desse modelo totalizou 121.392. Devido à espessura, a qual foi considerada pelo modelo 3-D, observa-se que o número de nós utilizados nessa malha é o dobro dos utilizados no modelo com SHELL63, entretanto o número de graus de liberdade é o mesmo. Na Figura 3.8 é apresentado o modelo de elementos finitos da serpentina, construído à partir dos elementos tridimensionais para modelagem dos tubos, destacando que os elementos SOLID45 tratam-se de pequenos sólidos que formam a circunferência dos tubos.

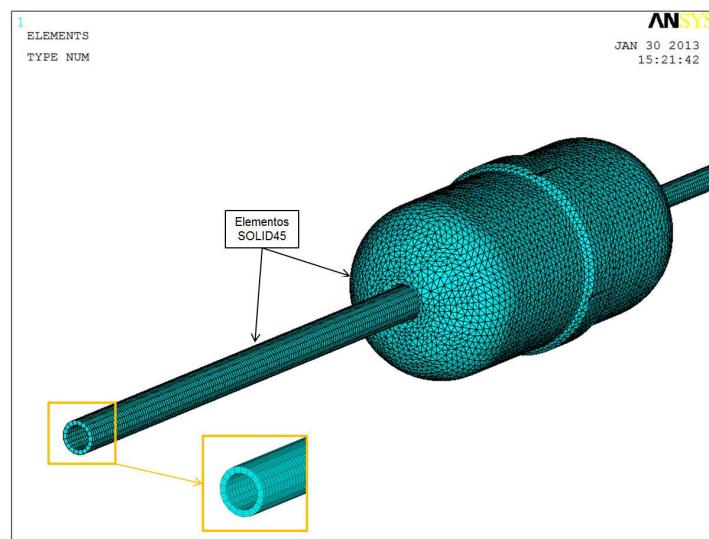


Figura 3.8 – Malha do modelo tridimensional dos tubos da serpentina.
Fonte: Elaboração própria.

3.2.4 Validação Experimental e Comparação dos Modelos

A escolha do tipo de modelo a ser utilizado no processo de otimização foi baseado nos resultados do teste que comparou as curvas de Função Resposta em Frequência (FRF) dos três modelos numéricos descritos nas seções anteriores, com resultados experimentais obtidos em laboratório.

Para determinação da FRF experimental foi construída uma bancada, como representado na Figura 3.9, na qual em uma das extremidades da serpentina criou-se um engaste e a outra apresentou-se livre de restrições. Por meio de um excitador eletrodinâmico (*shaker*), *B&K* 4808, aplicou-se uma perturbação de banda larga tipo ruído branco, de 2 a 20.000 Hz na direção Y, e através de uma célula de carga, *B&K* 8180, capitou-se o sinal de força. O deslocamento do sistema foi medido em um ponto na mesma linha vertical da aplicação da força utilizando um acelerômetro. As análises foram feitas até a frequência de 8.192 Hz.

Para a obtenção das FRF numéricas dos modelos, foram reproduzidas as mesmas condições empregadas durante o experimento. Utilizando a ferramenta de análise harmônica do ANSYS®, aplicou-se uma força unitária que variou de subpassos de 0,5 Hz, dentro da faixa de 0 a 8.192 kHz. O deslocamento foi extraído no nó correspondente à posição de medição e na mesma direção de aplicação da força. Os efeitos de massa concentrada referentes à célula de carga e o acelerômetro foram considerados nos modelos numéricos através da adição de massas pontuais nas respectivas posições. Foi considerado que o amortecimento presente na estrutura da serpentina é pequeno o bastante podendo ser desconsiderado.

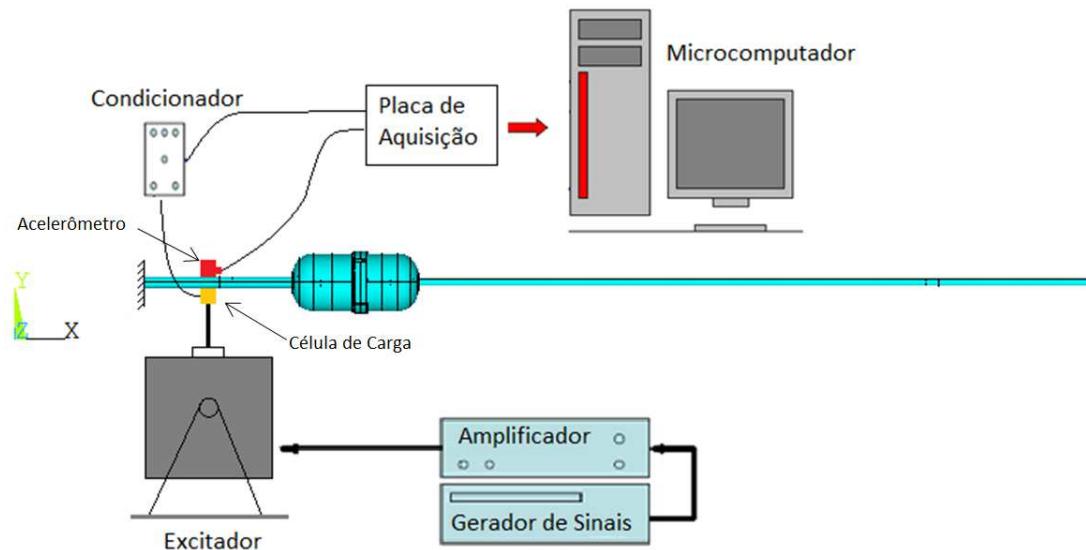


Figura 3.9 – Bancada experimental para a determinação da função resposta em frequência da serpentina.

Fonte: Elaboração própria.

Para decidir qual dos três modelos é o mais viável para ser utilizado nas otimizações, realizou-se uma análise modal nos modelos estudados para estimar os valores das frequências naturais dos modos de flexão em torno de z, os quais foram medidos no experimento. Nesta análise são construídas a matriz de massa $[M]$, e a matriz de rigidez $[K]$ do sistema, baseadas no modelo previamente construído. Em seguida é resolvido o problema de autovalores, análogo ao problema apresentado no Anexo I, representado pela seguinte equação:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (3.10)$$

onde $\{u\}$ representa o vetor de deslocamentos e $\{\ddot{u}\}$ o vetor de acelerações, sendo que o amortecimento da estrutura novamente é considerado nulo.

O software ANSYS® disponibiliza vários métodos para solução do problema de autovalores, sendo que neste caso foi utilizado o método de Bloco de Lanczos (ANSYS, 2012).

Os valores das frequências naturais da serpentina real foram calculados por meio da técnica de ajuste de curvas, que através de um algoritmo de otimização tenta ajustar um modelo teórico de um ou mais graus de liberdade aos resultados experimentais (EWINS, 1984), ao final do processo tem-se os parâmetros de massa, rigidez, amortecimento e as frequências naturais.

Capítulo IV

METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO

No presente capítulo procurou-se descrever passo a passo todas as etapas da metodologia desenvolvida, tendo como foco as melhores maneiras e métodos a serem utilizados que permitam obter, de forma simples, a solução do problema.

A metodologia propõe modificar a forma geométrica da serpentina de tal maneira que ela passe a funcionar como filtro mecânico corta banda, capaz de reduzir a transmissão de energia deslocando as frequências naturais desse componente para faixas do espectro onde não há excitação do *kit* ou a eficiência de irradiação sonora da carcaça é baixa.

Para esse fim, um programa de otimização foi desenvolvido, partindo inicialmente da forma não-otimizada da serpentina e, através de um processo iterativo, mudanças na geometria inicial do componente foram realizadas afim de minimizar a transmissão de energia de vibração em uma faixa de frequência de interesse. As novas geometrias criadas devem satisfazer certas restrições geométricas de projeto, definidas como: restrição de comprimento da serpentina, para que não haja modificações no seu custo de produção; restrição de limites máximos de espaço que a forma geométrica possa assumir dentro do compressor, para que não haja interferência no momento da montagem; e restrições de curvatura de dobramento, para que sua secção circunferencial não seja danificada durante o processo de dobramento do tubo.

O procedimento de otimização da serpentina foi conduzido por um método evolutivo conhecido como Algoritmos Genéticos (AGs), que utiliza as ideias da teoria evolucionista de Darwin para encontrar a solução ótima para um problema. Ele foi escolhido devido à infinidade de soluções do problema proposto e pela grande quantidade de mínimos locais (SILVA, 2004).

4.1. Implementação dos AGs na Otimização da Serpentina

O método dos Algoritmos Genéticos foi programado pelo autor em ambiente MATLAB®, sendo que algumas adaptações foram feitas em seus operadores genéticos originais para permitir a otimização da geometria da serpentina.

O programa MATLAB® implementa a linguagem de programação MATLAB® que, juntamente com uma grande biblioteca de funções predefinidas, tornam as tarefas de programação bastante fáceis e flexíveis. Apesar de suas inúmeras vantagens, a programação MATLAB® tem um ponto desfavorável no que diz respeito ao tempo computacional requerido para executar uma tarefa. Por ser uma linguagem interpretada, a execução dos programas desenvolvidos em seu ambiente pode ser mais lenta que linguagens convencionais de programação, que são compiladas. No entanto, essa perda de velocidade de processamento será mais que compensada pelo processo de paralelização do problema, que consiste na divisão do problema geral em subproblemas, os quais são resolvidos de maneira simultânea.

A implementação do AG na resolução do problema de otimização da serpentina consistiu na programação dos sete operadores genéticos descritos anteriormente. A metodologia se limitou na modificação da geometria do tubo a jusante.

Uma geometria do tubo a jusante é definida com a localização de 26 pontos no espaço cartesiano x, y, z , que aqui são chamados de Pontos de Controle (PCs), apresentados na Figura 4.1. Os PCs 1 e 26, correspondem às conexões do tubo à mufla e à carcaça, respectivamente, portanto suas posições serão mantidas constantes. O ponto 25 corresponde à entrada da serpentina no tubo passador, assim sua posição também será conservada para que a mesma possa ser montada sem interferências. Os PCs foram distribuídos uniformemente ao longo de todo o comprimento do tubo a jusante.

Como há 23 pontos de controle livres e cada um é definido por três coordenadas x, y, z , tem-se um total de 69 variáveis. Assim, o problema de otimização consiste na obtenção dos valores dessas variáveis, dentro do espaço de busca, que torne mínima a transmissão de vibração pela serpentina.

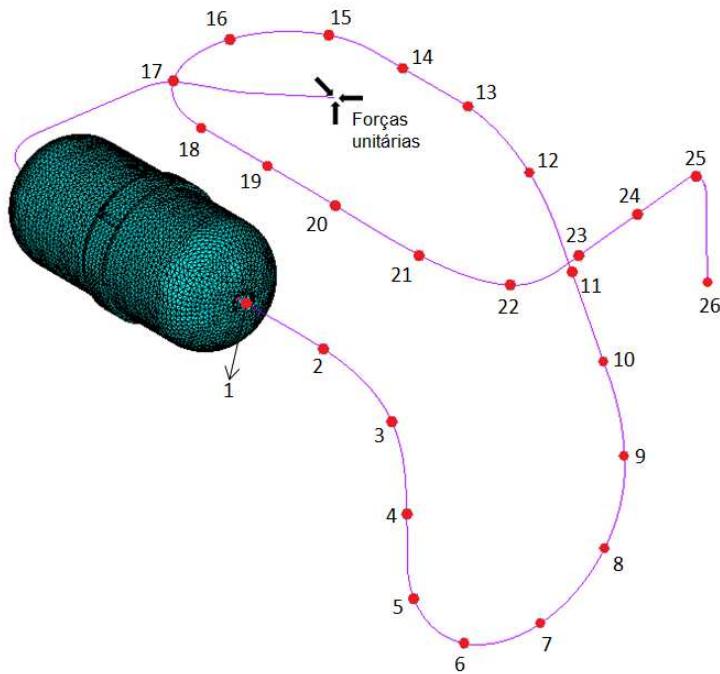


Figura 4.1 – Distribuição dos pontos de controle ao longo do tubo.

Fonte: Elaboração própria.

Nesse ponto, faz-se necessário a correspondência dos termos utilizados na descrição do método geral dos AGs com o sistema em estudo, sendo que os indivíduos representam as diversas geometrias que o tubo a jusante pode assumir, a população representa uma amostra de geometrias candidatas a solução ótima dentro do espaço de busca global e os genes são as 69 variáveis do problema.

Para tornar geral a aplicação dessa metodologia, permitindo grandes modificações na geometria do tubo, fez-se a consideração de algumas restrições no processo de otimização, descritas a seguir.

4.1.1 Restrições de Otimização

Neste trabalho, as restrições são definidas com relação aos limites máximos geométricos que a serpentina pode assumir, assim, o método de otimização avalia a cada iteração a viabilidade da nova geometria construída, de acordo com as seguintes condições:

- A geometria otimizada da serpentina deve ser praticável, ou seja, deve-se existir um processo de manufatura capaz de fabricar a forma otimizada;
- O comprimento do tubo a jusante pode variar obedecendo a certa tolerância em relação ao seu comprimento total;
- A curvatura de dobramento do tubo não pode ser muito acentuada;

- A geometria do tubo deve ter dimensões compatíveis com o espaço disponível dentro do compressor, não podendo existir interferência mecânica do tubo com algum outro componente do compressor.

A seguir, serão apresentadas as metodologias desenvolvidas para o cálculo das restrições de comprimento, forma e verificação de interferência mecânica.

A) Restrição de Comprimento do Tubo

No projeto atual do compressor estudado, o comprimento (L) do tubo a jusante da mufla é de 456 mm. Com o objetivo de não haver alterações no custo de fabricação da serpentina, seu comprimento foi mantido, apresentando certa tolerância fixada em 1% do valor de (L), tendo assim uma variação máxima de $\pm 4,56$ mm. A tolerância é dada para que o algoritmo de otimização trabalhe com um conjunto de possíveis valores para a variável, e não somente o valor nominal, aumentando a estabilidade do método.

O cálculo do comprimento da geometria é feito pela integral numérica da curva de interpolação sobre os Pontos de Controle. Para uma curva paramétrica, onde as coordenadas cartesianas são dadas por $x = X(t)$, $y = Y(t)$ e $z = Z(t)$, o comprimento s entre $t = a$ e $t = b$ é definido como:

$$s = \int_a^b \sqrt{[X'(t)]^2 + [Y'(t)]^2 + [Z'(t)]^2} dt \quad (4.1)$$

Nesse ponto, depara-se com um problema inverso, definido como: deve-se escolher os valores das coordenadas x, y, z dos pontos de controle de tal maneira que o comprimento da curva de interpolação resulte num valor dentro da tolerância pré-fixada. Tal situação sugere a aplicação de um novo procedimento de otimização, e dessa vez o objetivo é encontrar os vários conjuntos de trios ordenados x_i, y_i, z_i que leva a Eq. (4.1) a resultados s_i toleráveis, isto é:

$$|s - L| \leq 0.01 \times L \quad (4.2)$$

Como esse caso trata-se de um processo de busca mais simples e sem restrições, optou-se pela utilização da própria função de otimização já disponível da caixa de ferramentas de otimização do MATLAB®, denominada de “*fminsearch*”. Esta função encontra

o mínimo de funções multivariáveis sem restrições, iniciando o processo em um ponto inicial e em seguida convergindo para o ponto de mínimo até que o número de iterações ou a tolerância estabelecida seja alcançada.

Assim, essa nova otimização foi implementada em ambiente MATLAB, sendo que a função objetivo tem como entradas os valores de x, y, z , objetivo da otimização dado pelas Eqs. (4.1) e (4.2), e critério de parada dado pela própria tolerância de 1%. Utilizou-se esta metodologia para realizar as etapas de Inicialização e Mutação, que serão relatadas ainda neste capítulo.

B) Verificação de Interferência

Após constatar que a nova geometria gerada atende às tolerâncias de variação de comprimento, deve-se verificar se existe interferência entre esta e os outros componentes do compressor.

Inicialmente, optou-se pela verificação de interferência considerando a geometria do tubo como sendo formada por pequenas retas e todos os outros componentes do compressor como sendo formados por pequenos planos. Tal procedimento foi realizado através da obtenção da malha de elementos finitos por elementos de viga e de casca.

A ideia consistia no cálculo sistemático das equações das retas e dos planos que formam todo o compressor, utilizando da teoria de Geometria Analítica, e em seguida verificar se há alguma reta que intercepta os planos. Dessa forma, é possível determinar se existe algum ponto do tubo interferindo na carcaça ou na bomba do compressor. Porém, essa metodologia se apresentou impraticável do ponto de vista de complexidade e também com alto custo computacional, inviabilizando sua utilização junto ao algoritmo de otimização.

Diante de tal impasse, a melhor saída encontrada apresentou-se com a utilização do código computacional SolidWorks® para realizar essa tarefa. SolidWorks® é um software de CAD (*Computer Aided Design*), como o PRO-Engineer, AutoCad e outros, baseado em computação paramétrica que possui como uma de suas ferramentas a verificação de interferência entre peças de uma montagem. Esse software fornece ainda uma interface de programação de aplicativo que permite automatizar e personalizar grande parte das ações que são feitas na interface gráfica do usuário. A interface de programação possui várias funções que podem ser chamadas utilizando as linguagem de programação do Visual Basic (VB), Visual Basic for Applications (VBA), VB.NET, C++6.0, C++.NET e C#.NET. Essas funções fornecem acesso direto ao ambiente do SolidWorks®, permitindo realizar o desenho de peças, montagem e outras operações através da linha de comando. Por questões de

familiaridade com a linguagem, optou-se neste trabalho por realizar toda a programação em Visual Basic.

A verificação de interferência utilizando a interface de programação do SolidWorks® consiste nas seguintes etapas:

- 1^a – Criação do sólido que representa a geometria da serpentina;
- 2^a – Montagem da serpentina no compressor;
- 3^a – Verificação de interferência da montagem.

Cada etapa é descrita a seguir, detalhando os comandos da programação que foram utilizados.

Etapa 1: Criação do Tubo de Descarga

Essa etapa consiste na obtenção da geometria tridimensional do tubo a jusante correspondente aos pontos de controle.

O algoritmo desenvolvido para tal fim inicia-se com a leitura do arquivo que contém as coordenadas dos pontos de controle. Em seguida, gera-se a curva que interpola esses pontos utilizando a ferramenta “Spline”, do SolidWorks®. Perpendicular à curva, e no início dela, desenha-se uma circunferência de dimensão igual ao diâmetro externo do tubo. Por fim, utiliza-se a ferramenta de recurso “Ressalto Base Verrido” para construir o sólido. Esse recurso faz a extrusão do perfil dado pela circunferência ao longo do caminho dado pela curva de interpolação. Caso a curvatura de interpolação seja bastante acentuada, o recurso retorna um sinal de erro, relatando que não é possível gerar o sólido. O algoritmo interpreta esse erro como uma geometria que não pode ser fabricada pelo processo de dobramento sem que a secção circunferencial seja danificada, excluindo-a da otimização.

Na Figura 4.2 é apresentado o resultado do recurso descrito para a geometria não-otimizada da serpentina, destacando em verde a circunferência (Perfil) e em vermelho a curva interpolada (Caminho).

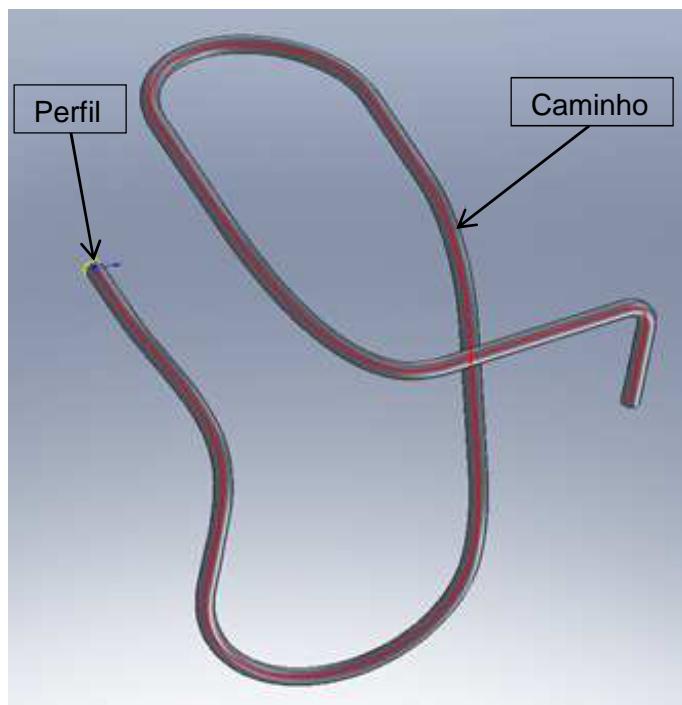


Figura 4.2 – Recurso sólido representando a geometria do tubo de descarga.

Fonte: Elaboração própria.

Etapa 2: Montagem do Tubo no Compressor

Nessa etapa é feito o posicionamento da serpentina na sua devida localização dentro do compressor. Inicialmente, o algoritmo carrega para o ambiente de montagem do SolidWorks® o modelo do compressor, o qual está gravado em disco, e o recurso sólido de representação do tubo, o qual foi gerado na etapa 1. Utilizando as ferramentas de posicionamento disponíveis no software, é feita a montagem do tubo no compressor, respeitando duas relações que unem os dois sólidos.

A primeira relação refere-se ao perfil circunferencial do início do tubo, que deve ser concêntrico ao furo de menor diâmetro da mufla. A segunda relação refere-se ao perfil circunferencial do final da serpentina, que deve ser concêntrico ao tubo passador.

Na Figura 4.3 são apresentados os componentes do compressor e a serpentina utilizados para definir as relações. Nela destaca-se o perfil circunferencial do início e no final do tubo, o furo da mufla e o tubo passador.

Impondo essas duas relações entre a serpentina e o compressor, todos os graus de liberdade que existem entre os dois corpos são eliminados e assim, a montagem fica totalmente definida.

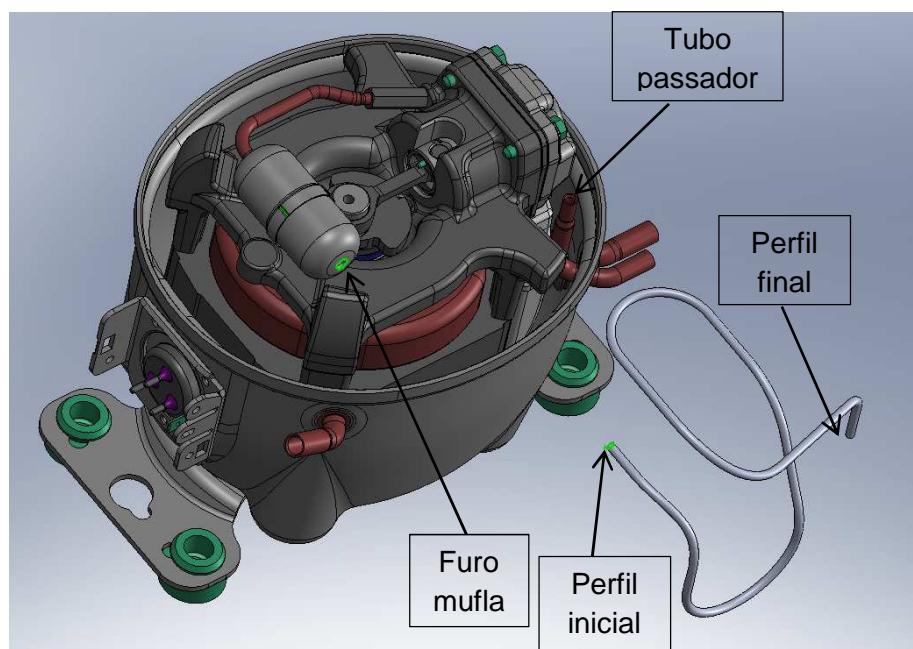


Figura 4.3 – Relação de concentricidade entre o furo da mufla e o perfil inicial do tubo.

Fonte: Elaboração própria.

Etapa 3: Verificação de Interferência

Nessa terceira e última etapa é feita a verificação de possíveis pontos de interferência entre a serpentina e os outros componentes do compressor.

O cálculo da interferência é feito utilizando a função chamada “ToolsCheckInterference2”, que verifica a montagem selecionada em busca de alguma interferência entre as peças inseridas, ou mesmo a auto interferência do perfil da serpentina. O argumento de saída da função é um vetor nulo se a montagem estiver livre de interferências, ou um vetor que contém as partes que se interferem.

Um exemplo da verificação de interferência descrita é mostrado na Figura 4.4. Nesta, observa-se que a geometria do tubo interfere com a carcaça do compressor em uma região do espaço.

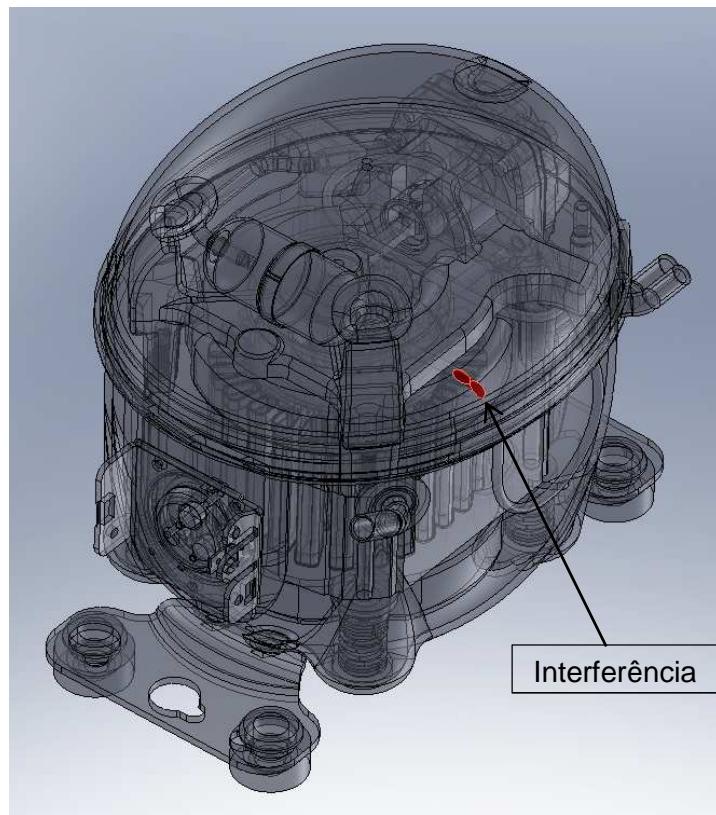


Figura 4.4 – Exemplo de detecção de interferência.
Fonte: Elaboração própria.

Nos itens a seguir serão detalhadas as implementações de cada um dos sete operadores genéticos, descrevendo suas funcionalidades no caso estudado.

4.1.2 Inicialização da População

A restrição de variação do comprimento da serpentina foi considerada logo na inicialização da população. Sendo assim, todos os indivíduos gerados para compor a população inicial tem variação de comprimento dentro dos limites estabelecidos. Para tal fim, empregou-se a função de otimização do MATLAB® “*fminsearch*”, descrita anteriormente.

O processo de otimização é realizado partindo de um estado inicial das variáveis (coordenadas x, y, z dos pontos de controle), para em seguida obter as coordenadas otimizadas, referentes a um comprimento s tolerável. Deve-se ter em mente que existem várias combinações das coordenadas x, y, z que resultam em um comprimento s aceitável, portanto para encontrar algumas dessas combinações deve-se impor a partida do algoritmo sempre de um estado diferente, que esteja dentro do espaço de busca.

O espaço de busca foi definido tendo por base a geometria não otimizada da serpentina, dessa forma, para gerar um novo indivíduo, a otimização parte do estado dado pela soma de um número aleatório contínuo no intervalo de -10 a 10 mm às coordenadas

dos pontos de controle da geometria não otimizada. O processo é repetido até que sejam geradas N geometrias distintas, as quais compõem a população inicial de possíveis soluções da otimização.

O uso de números aleatórios no processo de otimização tem papel fundamental para garantir uma boa abrangência do espaço de busca e uma maior diversidade de possíveis soluções. Esse procedimento foi desempenhado pela função *rand* do MATLAB®, que gera uma sequência de números aleatórios uniformemente distribuídos dentro de um intervalo.

4.1.3 Avaliação dos Indivíduos

Nesta etapa, cada geometria da população é avaliada através da função objetivo para que seja determinado o seu nível de transmissão de energia vibratória, que corresponde ao grau de aptidão do indivíduo. Porém, este cálculo somente será feito se a geometria estiver de acordo com as restrições geométricas de interferência e curvatura.

Nos procedimentos de cálculo desenvolvidos pela função objetivo, tem-se a interação de três códigos computacionais: MATLAB®, SolidWorks® e ANSYS®, sendo o primeiro visto como o gerenciador das atividades dos outros programas, comandando a execução, enviando e buscando dados. Na Figura 4.5 é apresentada a sistemática de operação da função objetivo.

A avaliação dos indivíduos se inicia, em ambiente MATLAB®, na chamada da função objetivo pelo programa principal de otimização, tendo como argumento de entrada a população atual de geometrias. Em seguida, a população é enviada para o ambiente SolidWorks® para submeter os indivíduos aos procedimentos de cálculo de interferência e de curvatura acentuada do tubo. Caso seja detectada a violação de alguma restrição, a geometria correspondente é eliminada da população. Por fim, a população resultante desses testes é enviada para o ambiente ANSYS®, onde é feito o cálculo da transmissibilidade da serpentina por meio da utilização do modelo de elementos finitos desenvolvido, e os resultados desse processo são então retornados para o MATLAB®. A função objetivo tem como argumentos de saída a população resultante após os testes de restrição e os respectivos níveis de transmissão de energia vibratória das geometrias.

A simulação dos níveis de transmissão das geometrias é feita usando um algoritmo programado na linguagem disponível no ANSYS®, conhecida como APDL (*Ansyst Parametric Design Language*).

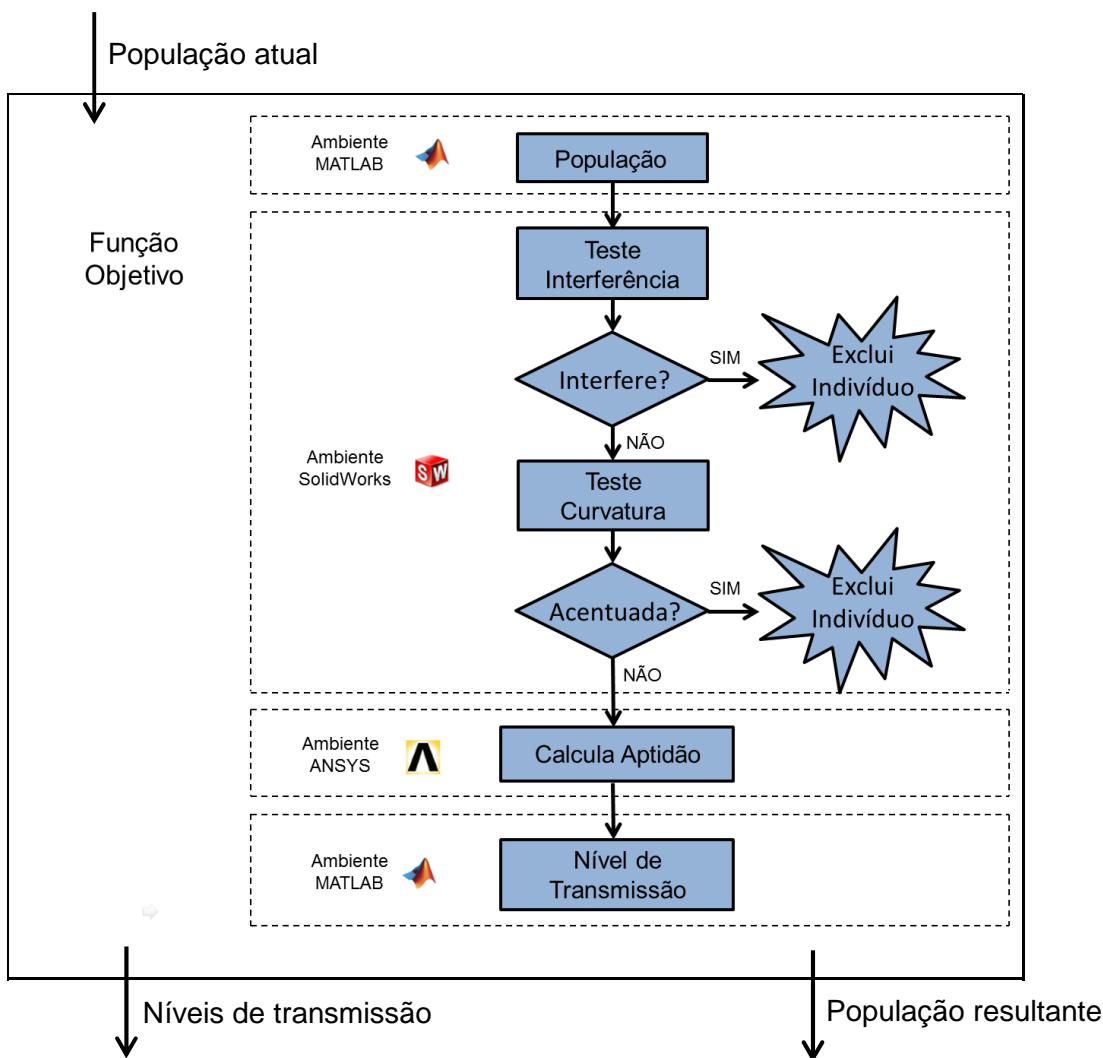


Figura 4.5 – Sistemática de operação da função objetivo.

Fonte: Elaboração própria.

Para tanto, o modelo de elementos finitos da serpentina foi dividido em duas partes: a primeira corresponde aos componentes que não sofrem alteração em sua geometria (mufla e tubo a montante), os quais foram salvos em um arquivo *.db do ANSYS®; a segunda parte corresponde ao tubo que passa pelo processo de otimização (tubo a jusante), o qual terá a cada simulação uma geometria diferente.

No bloco de comandos de pré-processamento (/PREP7), o algoritmo APDL recebe do MATLAB® as coordenadas x, y, z dos pontos de controle da geometria a ser simulada, em seguida faz-se o carregamento do arquivo *.db, contendo a mufla e o tubo a montante, para o ambiente de trabalho do ANSYS®. Através desses pontos é aplicado uma interpolação do tipo *b-spline* para criar a linha base de formação da nova geometria do tubo. Após a geração da malha da linha, é feita sua ligação com o restante do modelo através da criação de um elemento que conecta os nós que estão nas extremidades das duas partes que compõem o modelo de elementos finitos da serpentina.

No bloco de solução (/SOL), faz-se a aplicação de três forças de valor unitário no nó correspondente à extremidade da serpentina fixada no *kit*, segundo as três direções cartesianas. A seguir, é feita uma sequência de Análises Harmônicas (ANTYPE 3) dentro de um *loop*, ajustando a cada iteração o valor da correspondente frequência a ser simulada.

Por fim, no bloco de comandos de pós-processamento (/POST1) realiza-se a leitura dos resultados de amplitude de deslocamento do nó correspondente ao ponto de fixação da serpentina na carcaça. Essa leitura ocorre dentro de um laço, logo após o cálculo da Análise Harmônica, sendo então o vetor de respostas enviado de volta para ambiente MATLAB®. O parâmetro *obj*, calculado à partir da Eq. (4.3), corresponde ao nível de transmissão de energia da geometria. Ele leva em consideração a soma da velocidade quadrática medida na faixa de frequência simulada.

$$obj = 10 \times \log_{10} \left(\sum_{i=1}^n v_i^2 \right) \quad (4.3)$$

O parâmetro *obj* corresponde, portanto ao nível de aptidão de cada geometria simulada.

4.1.4 Seleção

O operador genético de seleção é o responsável pela perpetuação de boas características da população ao longo das gerações, nessa etapa os indivíduos reprodutores são escolhidos para posterior cruzamento e mutação. O processo de seleção se dá fazendo o uso do grau de aptidão (*obj*) das geometrias, sendo efetuado um sorteio onde os mais aptos possuem maior probabilidade de serem escolhidos.

Inicialmente, a escolha do método de seleção a ser utilizado na otimização ficou entre o método por giro da roleta e o método *ranking*. O primeiro consiste na realização da simulação do giro de uma roleta que tem cada um de seus setores correspondente a uma geometria, e tamanho definido pelo grau de aptidão calculado na etapa anterior, e quanto mais apto, maior o tamanho do setor, dessa forma geometrias com maior aptidão tem maior probabilidade de serem selecionadas. No entanto, segundo Davis (1991) a utilização desse método pode resultar na convergência prematura do processo evolutivo, que ocorre quando a população se estabiliza com média de baixa adaptação, devido a pouca diversidade de seus indivíduos. Esse fenômeno ocorre, geralmente, com o surgimento de um indivíduo de nível de aptidão bastante superior que o restante da população, chamado de super-indivíduo. Ele domina o processo de seleção transmitindo suas características para a população, e assim, após algumas gerações os indivíduos têm as mesmas características

do super-indivíduo, e sendo incapaz de gerar indivíduos melhores, o processo de otimização é estagnado.

Com a tentativa de evitar o surgimento dos super-indivíduos, utilizou-se o método de seleção por *ranking*, que consiste em ordenar os indivíduos da população de acordo com seus valores de aptidão e então a probabilidade de escolha de cada um é atribuída conforme a posição que ocupa. Considerando uma população contendo N indivíduos (i), o cálculo da probabilidade ($Prob$) é feito pela Eq. (4.4).

$$Prob(i) = \frac{\sum_{i=0}^{i+1} i - \sum_{i=0}^i i}{\sum_{i=0}^N i} \quad (4.4)$$

Assim, os indivíduos são ordenados de forma que o menos apto ocupe a primeira posição e o mais apto a última. Uma ilustração da distribuição de probabilidade para uma população de 10 indivíduos é apresentada na Figura 4.6. Observa-se que a probabilidade de escolha aumenta linearmente ao longo das posições ocupadas.

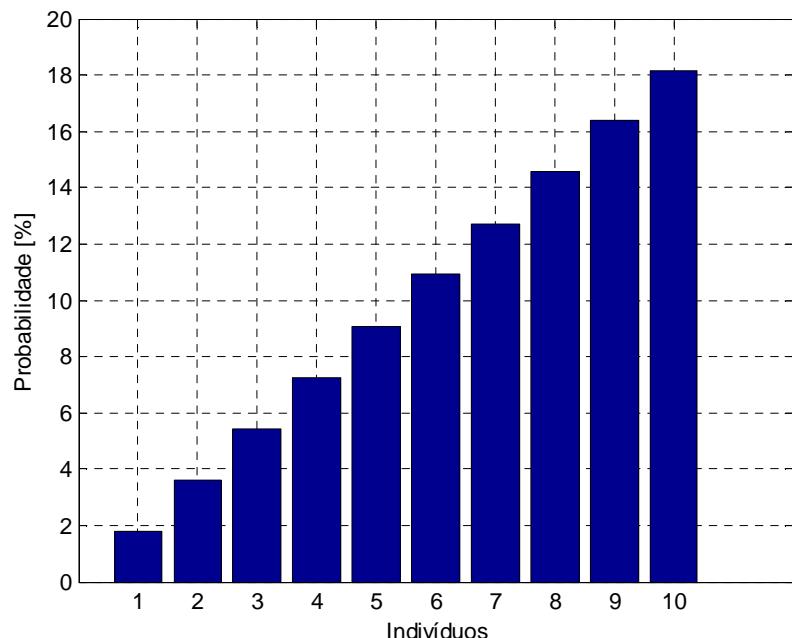


Figura 4.6 – Probabilidade de seleção para uma população de 10 indivíduos (método ranking).

Fonte: Elaboração própria.

4.1.5 Cruzamento

Uma vez selecionados os indivíduos, estes passam pelo processo de cruzamento, no qual partes dos genes dos pais são combinados para gerar os filhos, em que genes diz respeito, aqui, ao conjunto de pontos de controle que define uma geometria.

A ideia desse operador consiste no fato de que, se dois indivíduos possuem características que resultam em altos níveis de aptidão, a combinação dos genes desses indivíduos pode gerar soluções ainda melhores. Seu funcionamento é representado como uma seleção por máscara, a qual é definida por um vetor de valores binários de comprimento igual ao número de variáveis.

Utilizou-se o método de cruzamento multiponto, que gera os filhos pela combinação dos genes dos pais em vários pontos dos indivíduos, sorteados de acordo com a probabilidade de cruzamento ajustada. Assim, dado dois conjuntos de Pontos de Controle a serem cruzados, o vetor da máscara de cruzamento é uma sequência aleatória de zero e um. Se a posição i for 0, o Filho_1 recebe o gene da posição i do Pai_1, caso contrário o Filho_1 recebe o gene i do Pai_2. Por fim, o Filho_2 recebe os genes inversos do Filho_1, a Figura 4.7 ilustra esse processo.

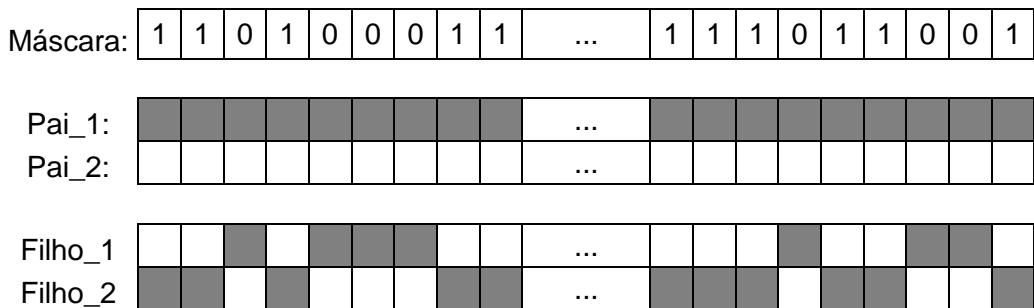


Figura 4.7 – Operador de cruzamento multiponto.

Fonte: Elaboração própria.

Ao final de cada operação têm-se duas novas geometrias formadas à partir da combinação das posições dos PC das geometrias cruzadas.

4.1.6 Mutação

A mutação opera sobre as geometrias resultantes do processo de cruzamento, e com uma probabilidade pré-determinada, efetua uma modificação em suas estruturas. A importância desse operador consiste no fato de garantir que o espaço de busca da otimização seja bem explorado, mantendo assim um nível mínimo de abrangência dos pontos de controle.

Novamente depara-se com um problema inverso. Definido como: deve-se alterar a posição de alguns Pontos de Controle da geometria sem que o comprimento do tubo saia fora dos limites de tolerância estabelecidos. Para resolvê-lo deve-se novamente utilizar a função do MATLAB® “*fminsearch*”.

Considerando os tipos de variáveis envolvidas no problema de otimização estudado, escolheu-se o método *creep* para realizar as mutações dos indivíduos. Esse método consiste em somar ou subtrair um valor aleatório aos Pontos de Controle dentro dos limites de busca da otimização. Assim, inicialmente é feita uma escolha aleatória da quantidade e de quais pontos de controle sofrerão mutação, em seguida a função “*fminsearch*” opera sobre esses pontos até que suas posições correspondam a um comprimento do tubo tolerável.

4.1.7 Atualização

As geometrias resultantes do processo de mutação são avaliadas pela função objetivo para obter seus níveis de transmissão de energia. Em seguida, deve-se fazer a atualização da população com essas novas geometrias. No entanto, a geometria só será inserida na população se possuir nível de transmissão inferior ao menor nível encontrado na população, ou seja, ela entra na população apenas para aumentar a média de evolução atual.

Feito a operação de atualização, os indivíduos são reordenados, segundo a ordem de nível de aptidão de cada um.

4.1.8 Finalização

A finalização não envolve o uso de nenhum tipo de operador genético. Simplesmente é feito um teste se o processo evolutivo deve ser interrompido ou não, e essa decisão pode ser pautada em vários parâmetros, sendo eles o número máximo de gerações, o nível máximo de aptidão, proximidade dos valores de avaliação de cada indivíduo da população, diversidade dos indivíduos, dentre outros. Como a otimização é um processo bastante dispendioso em termos computacionais, optou-se pelo critério de número máximo de gerações que serão realizadas, possibilitando assim o controle do tempo computacional total de otimização.

4.2. Paralelização do Problema

O processo de otimização da geometria da serpentina exige elevado custo computacional, principalmente no que diz respeito à avaliação dos indivíduos pela função objetivo. Portanto, com a finalidade de reduzir a demanda de tempo computacional necessário para realizar as otimizações, realizou-se a paralelização da etapa de avaliação do nível de transmissão de energia de vibração.

O processamento em paralelo é uma forma de computação que realiza o cálculo de tarefas de maneira simultânea. Esse tipo de computação parte do princípio de que grandes problemas, muitas vezes, podem ser divididos em partes menores, que são resolvidos simultaneamente (em paralelo). O paralelismo de tarefas começou a ser utilizado há muitos anos, principalmente em áreas que exigem computação de alto desempenho, mas ultimamente o interesse de sua utilização tem crescido devido às limitações físicas de voltagem e geração de calor dos processadores, que impedem a ampliação da velocidade de processamento (ciclos por segundo).

Nesse cenário surgiram os processadores *multicores*, que consistem em dois ou mais núcleos de processamento (*cores*) dentro de um único chip, capazes de dividir as tarefas do sistema operacional ou de programas específicos, em seus vários núcleos.

O código MATLAB® disponibiliza em sua biblioteca de funções uma Caixa de Ferramentas de Computação em Paralelo (*Parallel Computing Toolbox™*), que permite a resolução computacional de problemas utilizando processadores *multicores*, unidades de processamento gráfico ou computadores tipo *clusters*. No momento da escrita deste trabalho, a versão mais atual do *software* oferece suporte ao uso de, no máximo, vinte núcleos de processamento.

No processo de avaliação do nível de transmissão de energia de vibração da serpentina, teve-se duas opções de paralelização do problema:

- Opção 1: Diz respeito a paralelização do cálculo de inversão da matriz global do modelo de elementos finitos durante a análise harmônica no ANSYS®. Nesse caso, todo o algoritmo AG seria escrito dentro desse *software* para que o processo de otimização e as análises em elementos finitos sejam executadas em um único ambiente, minimizando o tempo computacional.
- Opção 2: Paralelizar no MATLAB® o cálculo da análise harmônica na faixa de frequência de otimização, dividindo esta em faixas menores, que são avaliadas em paralelo.

Realizou-se uma comparação para decidir qual das duas maneiras têm menor tempo computacional requerido e, nesse caso, a opção 1 se mostrou menos eficiente que a opção 2, pois a dimensão do modelo de elementos finitos da serpentina é pequena para requerer alto nível de paralelização, dessa forma vários núcleos de processamento do computador utilizado ficam ociosos durante a simulação.

Na Figura 4.8 é apresentado um esquema do processo de paralelização da otimização que consiste na divisão, dentro da função objetivo, da faixa de frequência que a geometria candidata deve ser avaliada em sub-faixas menores. A divisão das tarefas no MATLAB® se dá segundo uma hierarquia de distribuição de processos, sendo o MATLAB® Cliente (*client*) responsável por enviar as ordens de execução de tarefas para os MATLAB® Trabalhadores (*workers*). Cada *worker* recebe a ordem para chamar o ANSYS® em modo *batch*, e este executa a avaliação da geometria na sub-faixa de frequência definida. Os resultados nas sub-faixas são então retornados para o *client*, onde faz-se a concatenação dos vetores para formar o resultado completo.

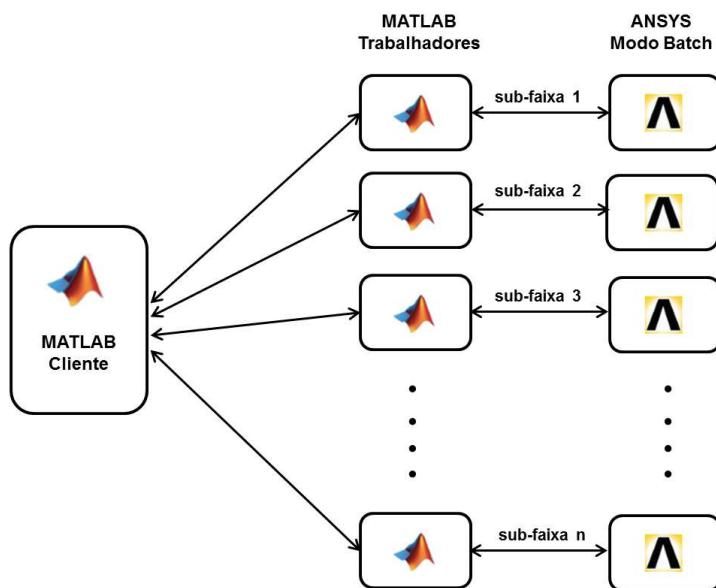


Figura 4.8 – Paralelização do processo de avaliação das geometrias.

Fonte: Elaboração própria.

4.3. Validação da Metodologia

No decorrer do desenvolvimento deste projeto percebeu-se a necessidade de validar não somente o modelo de elementos finitos do sistema, mas também a eficácia da metodologia proposta. A grande dificuldade inicialmente encontrada ocorreu no processo de dobramento da serpentina para a obtenção da geometria otimizada, já que esta tem forma definida no espaço tridimensional. A solução foi adotar um novo problema de otimização, definido no plano, que seja análogo ao problema original. Sendo assim, considera-se que se a validação do problema de otimização definido no plano for obtida, esta se estenderá para o problema tridimensional.

4.3.1 Definição do Problema de Otimização do Plano

O modelo estrutural da serpentina para o novo problema de otimização tem geometria formada por dobras dos tubos totalmente descritas sobre o plano x, y , sendo o tubo a montante definido por uma linha reta ao longo de x e o tubo a jusante definido em formato de “S”. O carregamento aplicado no sistema também deixará de ser tridimensional para ser unidimensional, dessa forma definiu-se uma força F na direção de y positivo, de valor unitário, localizada na extremidade livre do tubo a montante. Neste caso, foi desconsiderado o modelo de massa concentrada da carcaça.

Uma nova região geométrica de otimização, representando o espaço disponível dentro do compressor onde a serpentina pode ser modificada, também foi redefinida. A região, neste caso, é simulada por uma área ao redor do modelo que delimita os limites máximos, no plano, que a geometria do tubo pode atingir, sendo eles verificados pelo algoritmo de cálculo de interferência. O novo modelo estrutural da serpentina e a região geométrica de otimização podem ser observados na Figura 4.9.

As restrições de variação de comprimento e curvatura do tubo também foram consideradas, sendo feito apenas alguns ajustes nas rotinas de cálculo para que o processo seja desenvolvido considerando apenas duas coordenadas.

A geometria do tubo a jusante é então definida pelos 26 Pontos de Controle no plano cartesiano, sendo os pontos número 1 e 26 correspondentes às conexões do tubo à mufla e à carcaça, respectivamente, assim novamente suas posições não serão alteradas. Há portanto, 24 PCs livres, cada um definido por duas coordenadas, resultando num total de 48 variáveis.

Partindo desse estado, são efetuadas modificações geométricas sob o comando do método dos Algoritmos Genéticos, para obtenção da forma otimizada da serpentina em uma faixa de frequência de interesse.

Portanto, o novo problema apresentado consiste em obter os valores das 48 coordenadas dos PCs, que torne mínimo o valor do parâmetro obj (Eq. 4.3), sendo respeitadas as restrições impostas.

O problema de otimização assim definido, facilitará o processo de validação da metodologia, simplificando a fabricação da geometria otimizada e a experimentação para medir a transmissão de energia.

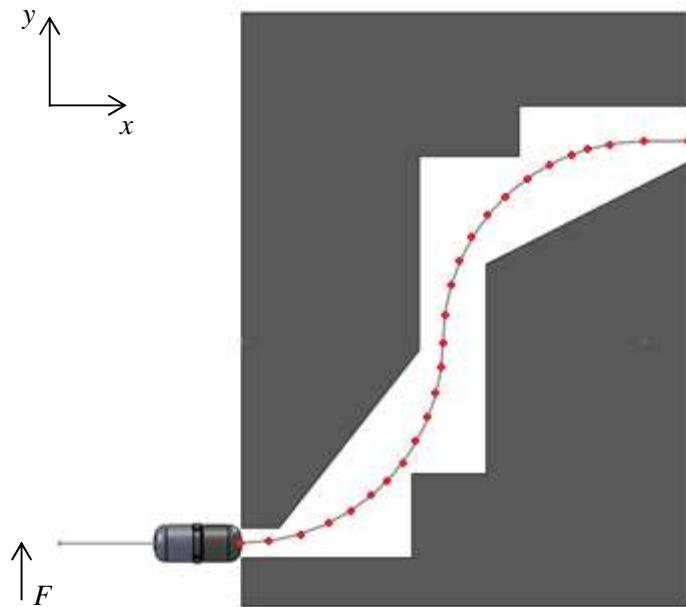


Figura 4.9 – Problema de otimização análogo ao original.

Fonte: Elaboração própria.

4.3.2 Processos de Fabricação das Geometrias da Serpentina

Após obter numericamente a geometria da serpentina otimizada, passa-se para o processo de manufatura, que consiste em fabricar as dobras das formas não-otimizada e otimizada do tubo a jusante, para, em seguida, realizar os testes de comprovação da eficácia da otimização. O processo foi dividido em duas etapas, sendo elas a fabricação dos gabaritos e o dobramento dos tubos. Tais processos serão descritos a seguir:

Etapa 1 – Fabricação do Gabarito

O objetivo final dessa etapa é a obtenção dos gabaritos das geometrias não-otimizada e otimizada, fabricados por meio da criação de um rasgo em uma chapa, onde o tubo será dobrado. Para tal fim, utilizou-se duas chapas de aço SAE 1020 com $\frac{1}{2}$ " de espessura e dimensões 350x350mm, compatíveis com as geometrias a serem desenhadas.

A fabricação do gabarito foi feita em um centro de usinagem da ROMI®, modelo Discovery 760, dotado de capacidades para realizar processos de fresamento, furação, aplainamento, dentre outros. O controlador CNC (Computer Numeric Control) instalado na máquina, permite programar movimentos do cabeçote rotativo nas três direções coordenadas x, y, z com alta precisão.

Os rasgos nas chapas foram feitos pelo processo de fresamento utilizando uma ferramenta inteiriça com diâmetro idêntico ao do tubo a jusante (1/8’’), com o intuito de reduzir possíveis tolerâncias de fabricação.

Por meio da utilização o sistema de linguagem ISO comandado pelo código computacional da SIEMENS Sinumerik 810d, fez-se a programação da máquina CNC para que ela possa movimentar o cabeçote de maneira a gerar as geometrias de interesse. Inicialmente foi feito um aplainamento na superfície da chapa para eliminar possíveis irregularidades geométricas da mesma, em seguida procedeu-se com o zeramento do sistema de coordenadas da máquina, fixando a origem no vértice inferior esquerdo da chapa.

Dessa maneira, o caminho traçado pela ferramenta para gerar a geometria não-otimizada foi definido no programa como dois arcos de círculo de 90º, de raio igual a 135,6 mm, sendo um feito no sentido anti-horário partindo do ponto $(x, y) = (0 ; 30)$ mm, e o outro feito no sentido horário partindo do ponto $(x, y) = (135,6 ; 165,6)$ mm, para formar um “S”. Ao final, utiliza-se o comando de movimento em x para gerar um seguimento de reta de 30 mm de comprimento, onde o sensor de vibração será instalado. O desenho do projeto desta geometria dentro das dimensões da chapa utilizada é mostrado na Figura 4.10.

Pelo fato de não haver funções de interpolação polinomial na biblioteca do software Sinumerik 810, os comando para a geração do caminho da geometria otimizada tiveram que ser baseados na discretização da curva que define a mesma. Assim, utilizou-se uma discretização de 94 pontos, espaçados de 5 mm, que através deles aplicou-se comandos de interpolação linear, ponto a ponto, para formar a geometria.

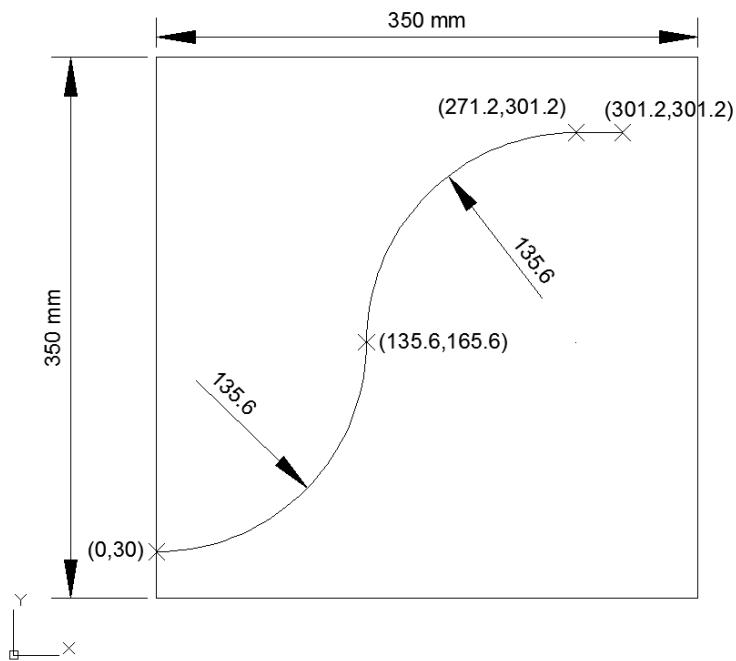


Figura 4.10 – Projeto da forma da geometria não-otimizada.

Fonte: Elaboração própria.

Etapa 2 – Dobramento do Tubo

Fabricado o gabarito, passa-se para a etapa de dobramento dos tubos no formato dado pelos sulcos abertos nas chapas. Partindo de duas serpentinas com tubos totalmente retos, fez-se o processo manual de dobramento, encaixando os tubos no interior dos rasgos.

4.3.3 Bancada de Testes para Validação

Com as formas otimizada e não-otimizada da serpentina em mãos, inicia-se a fase de testes para medir os níveis de transmissão de energia de vibração através de cada uma das formas. Para tal fim, foi construída uma bancada experimental composta por:

- Uma mesa inercial;
- Um amplificador de potência;
- Um gerador de sinais B&K;
- Um excitador eletrodinâmico (*shaker*) B&K 4808;
- Dois acelerômetros PCB, modelos 353C33 e 352A24;
- Uma placa de aquisição da *National Instruments* USB 9162
- Um computador portátil.

O primeiro passo foi instalar a extremidade livre do tubo a montante no excitador eletrodinâmico, utilizando um elemento de fixação construído para tal finalidade. Em seguida, fixou-se o acelerômetro, modelo 353C33, no ponto de excitação do *shaker*, e o acelerômetro, modelo 352A24, na outra extremidade da serpentina, conforme mostrado na Fig. 4.11. Considera-se que o peso de 8 gramas do acelerômetro 352A24 não tem influência relevante na resposta dinâmica da serpentina. Por fim, o procedimento de medição consistiu em:

- Ajustar o gerador de sinais de forma a produzir um ruído branco na banda de 2 Hz a 20 kHz;
- Regular o amplificador de potência até que gere um nível de amplitude suficiente para atingir a faixa de sensibilidade dos acelerômetros;
- Medir simultaneamente os sinais dos dois acelerômetros;

O parâmetro de transmissão de energia foi medido através do cálculo da Função Transferência (FT) entre as velocidades medidas na posição de excitação do *shaker* e na extremidade do tubo a jusante, que correspondem aos pontos de aplicação da força e medição da velocidade no modelo, respectivamente.

Avaliou-se também, a influência da mola que envolve parte da serpentina no projeto original. Esse teste tem por objetivo medir em que regiões do espectro sua influência é preponderante, comparando os resultados do comportamento dinâmico para diferentes posições da mola ao longo do tubo a jusante. Ao final dos testes, os dados de medição foram arquivados no microcomputador para posteriores análises.

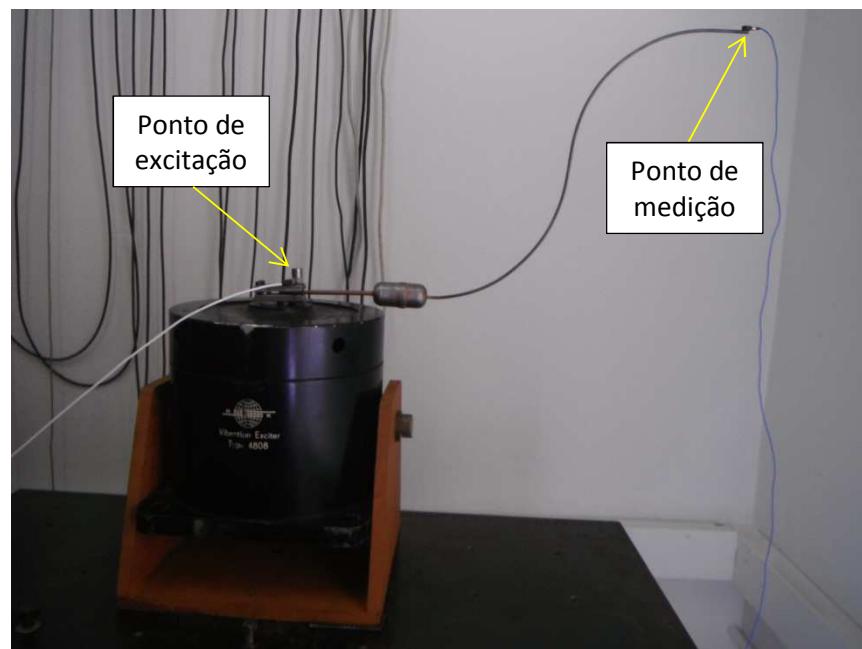


Figura 4.11 – Bancada para determinação da transmissão de energia vibratória pela serpentina.

Fonte: Elaboração própria.

CAPÍTULO V

RESULTADOS E ANÁLISES

5.1. Validação e Comparação dos Modelos em Elementos Finitos

A seguir será feita a análise das curvas das Funções Resposta em Frequência (FRFs) dos três modelos em elementos finitos com os resultados experimentais. Os resultados obtidos para o modelo 1-D em comparação com a FRF experimental são apresentados na Fig. 5.1. Percebe-se uma boa correlação entre os resultados no que diz respeito à previsão de regiões de ressonância da serpentina. Acima de 3 kHz observa-se um distanciamento entre a magnitude das duas curvas, que deve-se, provavelmente, às ressonâncias do próprio sistema de fixação da serpentina no shaker, sendo esse fato considerado sem relevância nos resultados. Nota-se também que alguns modos de vibração previstos no modelo numérico não foram encontrados nos resultados experimentais. Tendo em vista que esse modelo será aplicado em um processo de otimização, sua resposta foi considerada satisfatória para a representação da dinâmica da serpentina.

A comparação dos resultados experimentais com o modelo 2-D pode ser visualizada na Fig. 5.2. Após sua análise, percebe-se um comportamento semelhante ao modelo 1-D com relação à previsão das regiões de ressonância da serpentina. Dessa forma, também é possível considerar sua resposta como satisfatória para a representação da serpentina.

A FRF do modelo tridimensional em comparação com os resultados experimentais pode ser observada na Fig. 5.3. Nota-se a falta de correlação entre as duas curvas na maior parte do espectro de frequência analisado. O modelo 3-D previu um número muito maior de modos de vibração, principalmente em baixa frequência, que não são observados nos resultados experimentais. Isso foi justificado devido a não simetria da ligação da mufla com os tubos pelos elementos MPC184 que, dependendo da direção e do número de nós que

são ligados por esse tipo de elemento, o modelo ganha ou perde alguns modos adicionais. Assim, esse modelo foi desconsiderado para análises futuras.

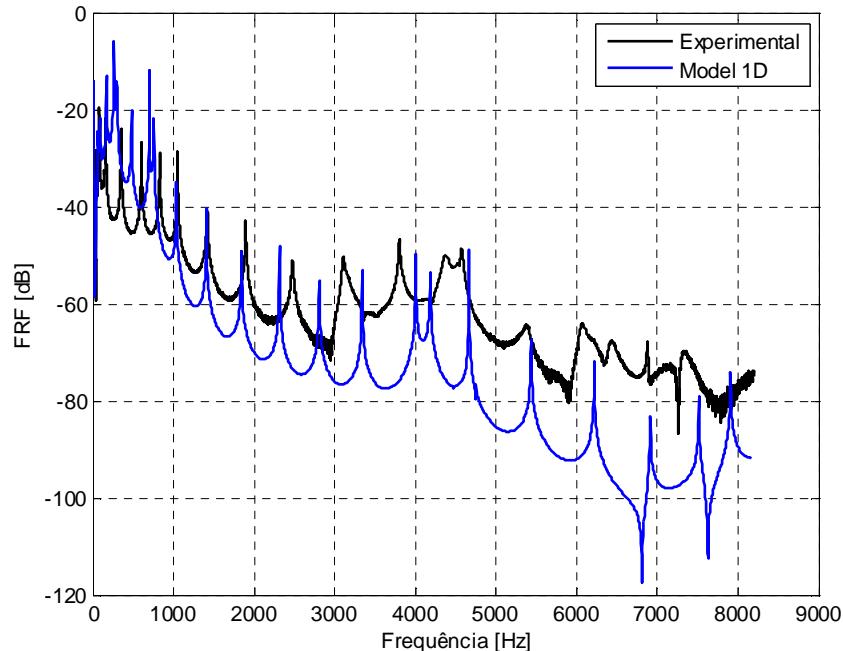


Figura 5.1 – Comparação da FRF do modelo 1-D com os resultados experimentais.

Fonte: Elaboração própria.

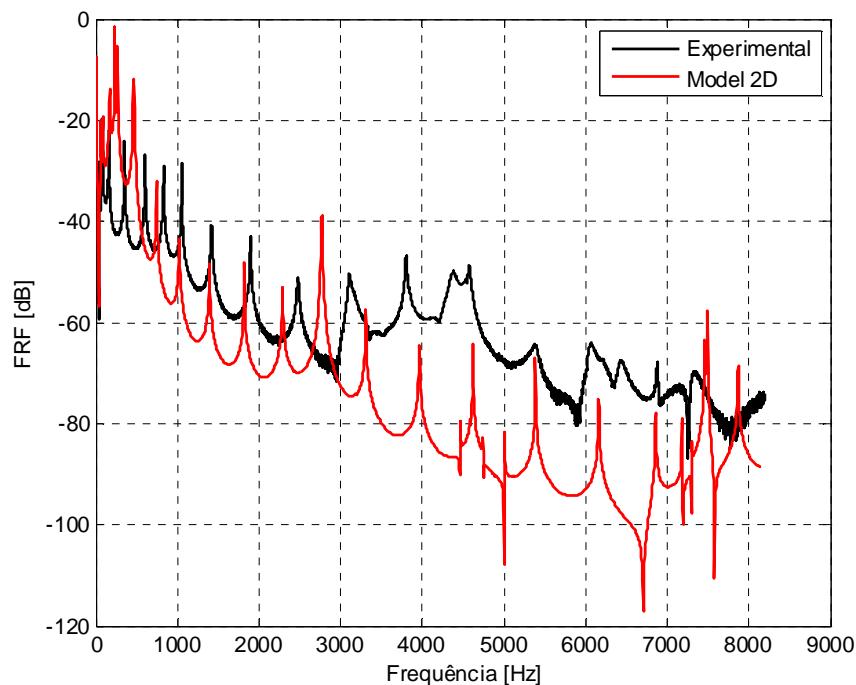


Figura 5.2 – Comparação da FRF do modelo 2-D com os resultados experimentais.

Fonte: Elaboração própria.

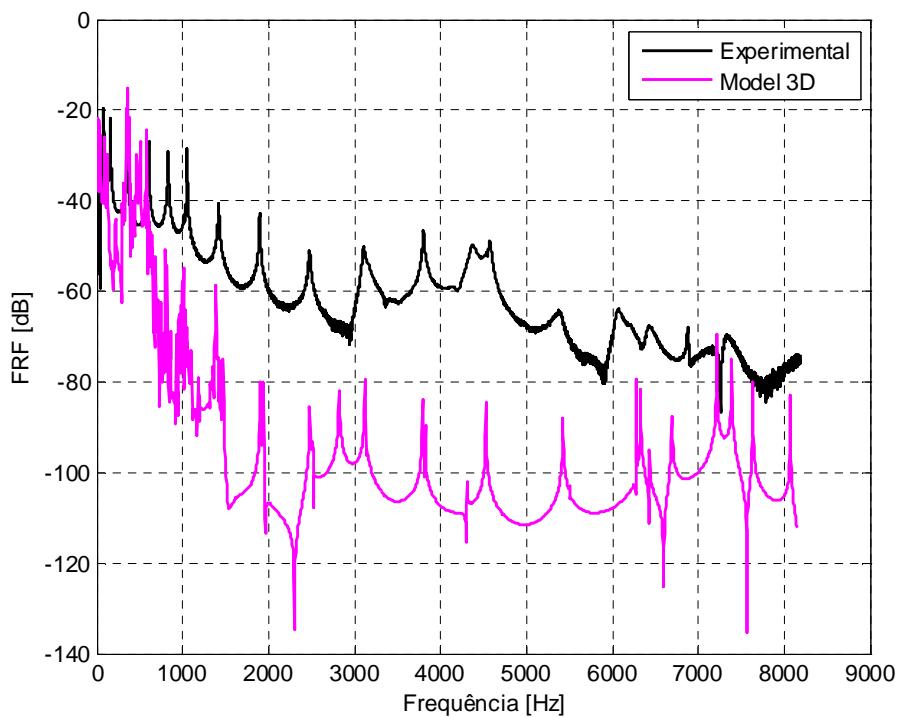


Figura 5.3 – Comparação da FRF do modelo 3-D com os resultados experimentais.

Fonte: Elaboração própria.

A Tabela 5.1 apresenta os resultados da análise modal para determinação das frequências naturais dos modelos 1-D e 2-D, e dos dados experimentais. Após sua análise, observa-se que na região do espectro abaixo de 3 kHz o modelo 1-D resultou em frequências naturais mais próximas do experimental que o modelo 2-D, por outro lado, acima dessa frequência, o modelo 2-D apresenta melhores resultados. Calculando o desvio médio em relação aos resultados experimentais para toda a faixa de frequência analisada, obtém-se 5,0% e 6,4% para os casos 1-D e 2-D, respectivamente. Observa-se ainda que o quinto, décimo terceiro e vigésimo segundo modos de vibração não puderam ser observados experimentalmente.

Diante dos resultados apresentados nas Figs. 5.1, 5.2 e 5.3, Tab. 5.1 e ainda considerando que o modelo 1-D tem vantagens em relação ao 2-D no que diz respeito à facilidade de criação da malha durante o processo de otimização, pelo fato dos tubos serem representados apenas por linhas, e por consequência baixo custo computacional, o que agiliza a obtenção dos resultados, pode-se concluir que a melhor maneira de representar a dinâmica da serpentina é através do modelo unidimensional.

Tabela 5.1 – Frequências naturais dos modelos 1-D e 2-D em comparação com os resultados experimentais.

Modo	Frequências Naturais [Hz]		
	Modelo 1-D	Modelo 2-D	Experimental
1	11	10,7	11,5
2	49	55,3	48,5
3	83,2	85,1	82
4	168,3	170,5	159
5	260	230	-
6	295	270	351,5
7	480	465	603,5
8	755	745	830
9	1035	1020	1052
10	1410	1390	1419
11	1840	1820	1895
12	2315	2285	2477
13	2810	2770	-
14	3340	3305	3108
15	4005	3965	3803
16	4185	4465	4375
17	4664	4620	4575
18	5435	5385	5390
19	6215	6160	6072
20	6915	6860	6877
21	7515	7180	7327
22	7910	7870	-

5.2. Validação da Metodologia - Problema Bidimensional

5.2.1 Otimização

A serpentina foi otimizada, no caso do problema bidimensional, na faixa de frequência de 500 a 1.000 Hz, utilizando uma resolução de 5 Hz. O tamanho da população inicial foi ajustado para 50 indivíduos sendo o processo de evolução interrompido ao final de 20 gerações. A solução ótima para a geometria foi escolhida como a de menor valor da função objetivo. Um total de 1.000 geometrias diferentes foram avaliadas pela função objetivo, o que requereu um tempo computacional de 6 horas e 34 minutos, utilizando um computador com processador Intel® Core™ i7 3.2 GHz com 12 núcleos de processamento e memória RAM de 16 Gb, o que permitiu dividir a faixa de frequência de otimização em doze sub faixas menores. A Figura 5.4 apresenta a comparação entre a Função Resposta em Frequência (FRF) de velocidade das geometrias otimizada e não-otimizada. Na faixa de frequência de otimização foi observada um redução média de 19,3 dB.

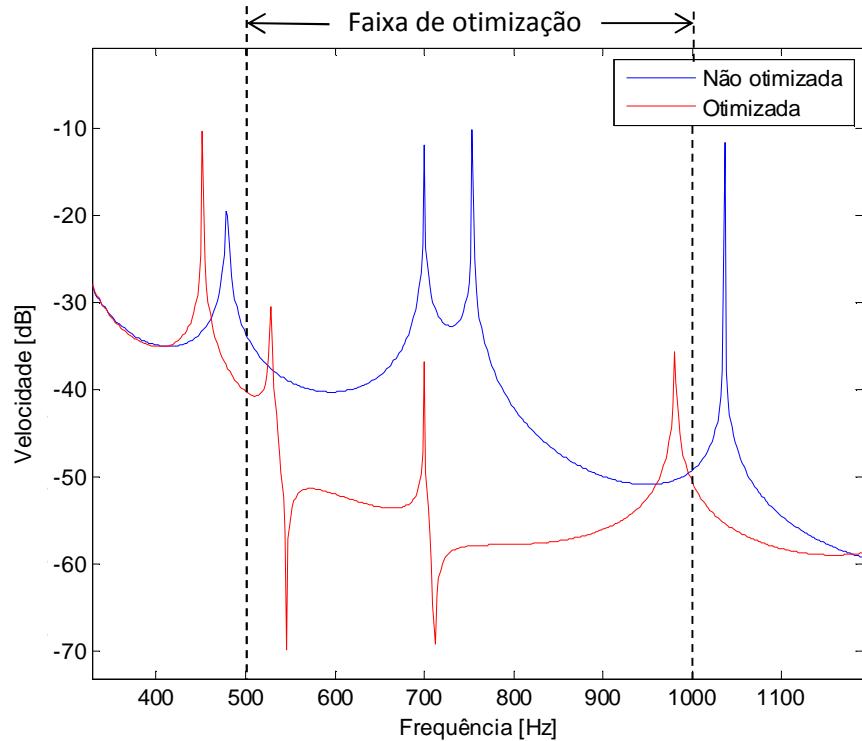


Figura 5.4 – FRF de velocidade das geometrias otimizada e não-otimizada.

Fonte: Elaboração própria.

A Figura 5.5 apresenta o histórico de menor valor de saída da função objetivo ao longo das gerações, sendo que o processo partiu -46,1 dB, valor este que corresponde à geometria não-otimizada, reduzindo para -65,4 dB na oitava geração. A partir de então não houve mais alteração no valor da função objetivo.

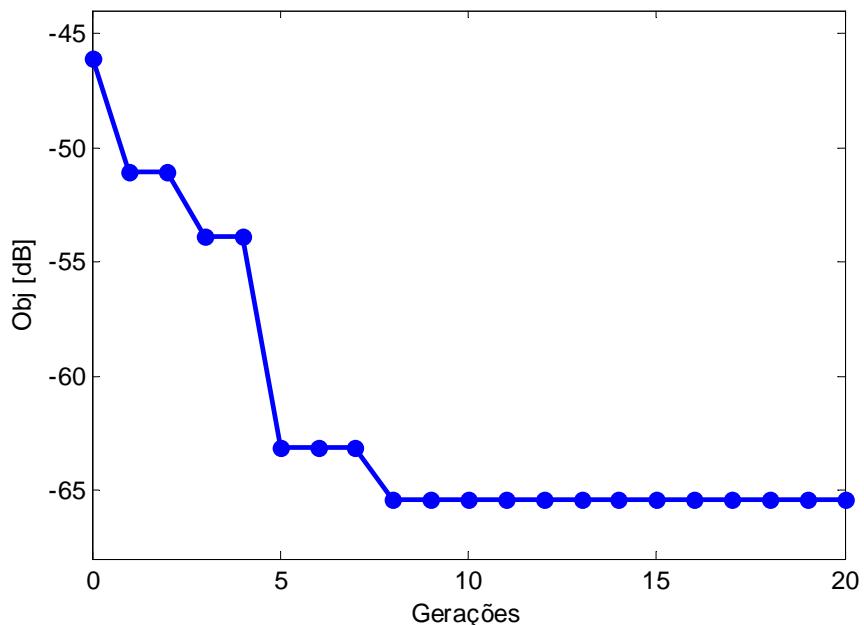


Figura 5.5 – Histórico de valores da função objetivo ao longo das gerações.

Fonte: Elaboração própria.

Na Figura 5.6 pode ser visualizado a forma da geometria otimizada, a qual obedeceu aos limites máximos delimitados pela região de otimização.

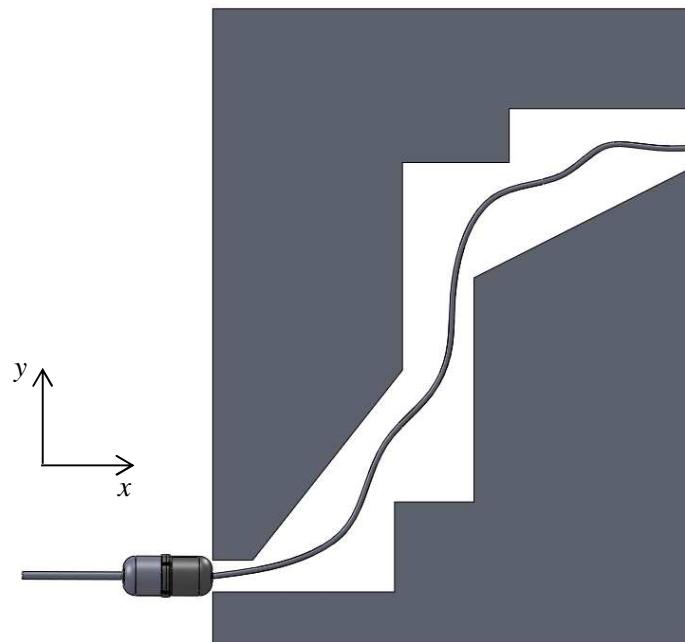


Figura 5.6 – Geometria otimizada na faixa de 500 a 1.000 Hz.

Fonte: Elaboração própria.

5.2.2 Fabricação das Geometrias

Foram realizadas três tentativas de usinagem para obter os desenhos geométricos nos moldes. Por consequência do pequeno diâmetro da ferramenta e das severas condições de usinagem que foram empregadas durante o processo de fresamento, nas duas primeiras tentativas houve a quebra da haste da fresa, impossibilitando sua utilização. Na terceira tentativa, as condições de corte foram reduzidas, sendo feito três passos para a obtenção da profundidade de corte de 3,2 mm, o que possibilitou a obtenção dos moldes.

Após fabricação dos moldes, foi realizado, inicialmente, o dobramento a frio dos tubos da serpentina no interior dos rasgos fabricados nas chapas, porém ao serem retiradas dos moldes, percebeu-se que o material dos tubos apresentava alto grau de recuperação elástica, fazendo com que a geometria voltasse para um estado de menor deformação elástica. Com o intuito de evitar esse efeito, realizou-se o aquecimento dos tubos enquanto os mesmos ainda se encontravam dentro dos moldes, o que resultou no alívio das tensões presentes no material. O sistema esfriou pela ação natural do ambiente e em seguida foi desenformado. Na Figura 5.7 apresenta-se os resultados finais obtidos.

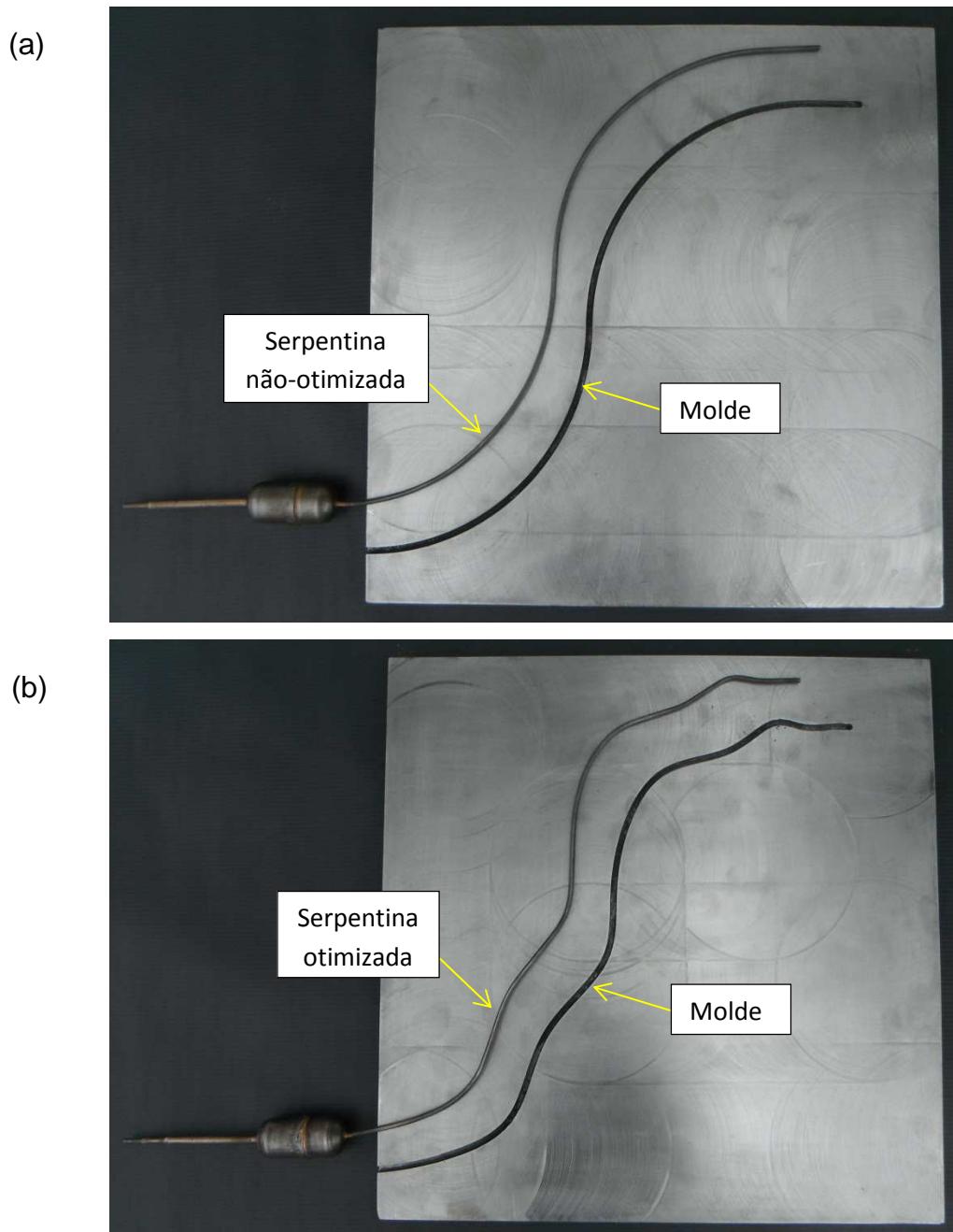


Figura 5.7 – Serpentinhas e moldes das geometrias (a) não-otimizada e (b) otimizada.

Fonte: Elaboração própria.

5.2.3 Testes Experimentais de Validação

Os sinais dos acelerômetros foram adquiridos simultaneamente com frequência de aquisição de 16.384 Hz, realizando 500 médias de 8.192 pontos de medição. Ajustou-se ainda a aplicação de uma janela *Hanning* com superposição de 25%.

O processamento dos dados adquiridos nos testes experimentais, resultou no gráfico apresentado na Fig. 5.8, na qual observa-se as curvas de Função Transferência (FT) de velocidade das geometrias não-otimizada (em azul) e otimizada (em vermelho),

destacando a faixa de frequência de otimização. Nesta faixa, a velocidade média quadrática passou de -18,0 dB na geometria não-otimizada para -10,6 dB na otimizada, que equivale a uma redução de 7,4 dB. Dessa forma, considerou-se a metodologia validada.

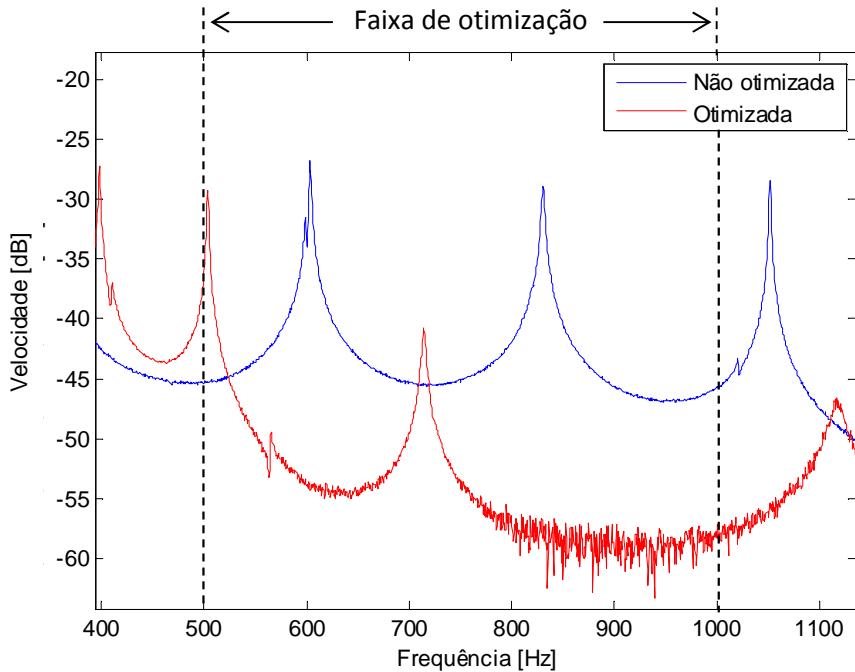


Figura 5.8 – Comparaçāo dos níveis de velocidade experimentais transmitidos pelas geometrias não-otimizada e otimizada.

Fonte: Elaboração própria.

Na Figura 5.9 é apresentada a mesma comparação da figura anterior, porém os valores de amplitude foram colocados em bandas de 1/3 de oitava centradas de 40 a 6.300 Hz. Observa-se que a redução dos níveis de velocidade transmitidos atingida pela geometria otimizada se estende a uma região do espectro acima da faixa de otimização.

Percebe-se também que, embora uma redução significativa tenha sido observada na faixa de otimização, há regiões do espectro onde ocorreu o efeito contrário, como por exemplo nas bandas de 63 a 250 Hz, nas quais observa-se níveis de amplitude mais elevados para a geometria otimizada.

Do cálculo da velocidade média quadrática para a região do espectro de 2 a 8.000 Hz, resulta em -3,4 dB e -3,5 dB para as curvas em azul e vermelho, respectivamente, indicando que a energia de vibração transmitida pela serpentina é mantida constante nessa faixa de frequência. Esse fato evidencia que a metodologia de modificação da forma da serpentina trabalha no deslocamento das frequências naturais da faixa de otimização para outras regiões do espectro.

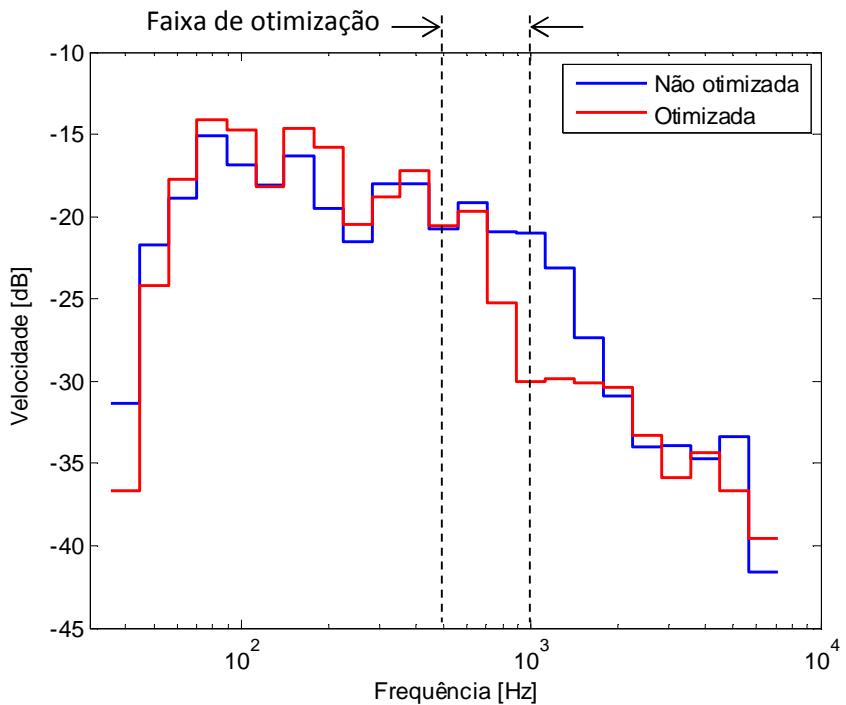


Figura 5.9 – Comparação dos resultados das geometrias testadas em bandas de 1/3 de oitava centradas de 40 a 6.300 Hz.

Fonte: Elaboração própria.

5.2.4 Efeitos da Mola sobre a Serpentina

Os resultados foram analisados comparando os efeitos da mola sobre a dinâmica das serpentinas de geometrias otimizada e não-otimizada, sendo que em cada uma delas, a mola foi posicionada no início e no final do tubo a jusante da mufla.

Apresenta-se na Figura 5.10 o gráfico da FT dos níveis de velocidade da geometria não-otimizada com a mola ausente, em comparação com a mola presente no início e no final no tubo, e na Fig. 5.11 é feita a mesma comparação, porém em bandas de 1/3 de oitava. Analisando a primeira figura, observa-se na região do espectro abaixo de 400 Hz, que as ressonâncias sofreram um deslocamento horizontal na presença da mola, devido, possivelmente, à adição de massa no sistema. Nas regiões de média e alta frequência, observa-se que vários picos de ressonância da curva referente à geometria sem a mola, são suavizados após a inserção da mola no tubo, o que sugere um aumento do amortecimento do sistema. Pode ser visualizado também, o surgimento de antirressonâncias nas regiões do espectro próximas à 4.000 e 5.500 Hz.

A Figura 5.11 indica que a presença da mola teve como efeito principal a redução da energia transmitida na maioria das bandas analisadas, sendo a redução máxima no caso da mola posicionada no final do tubo.

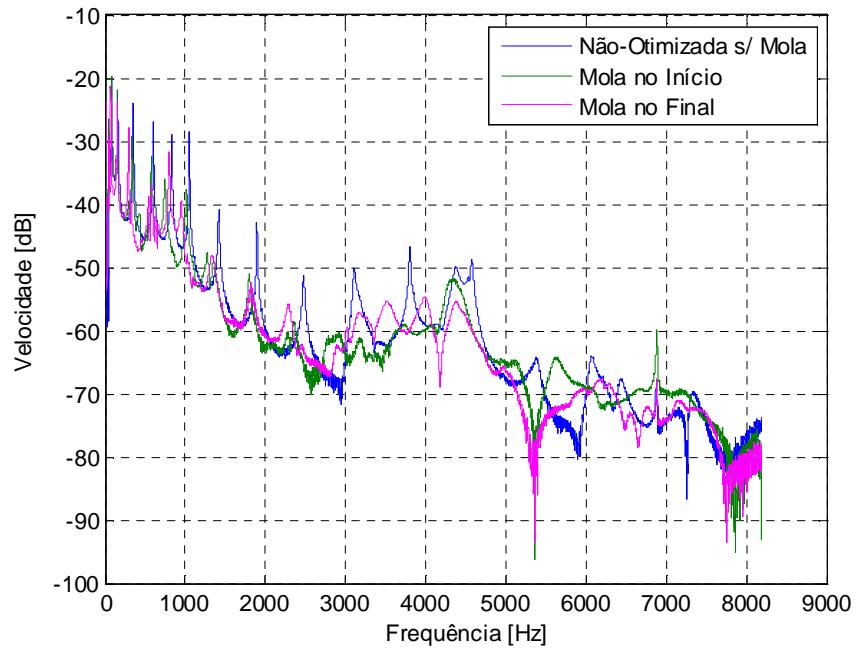


Figura 5.10 – Níveis de velocidade da geometria não-otimizada com a mola ausente e presente, no início e no final no tubo.

Fonte: Elaboração própria.

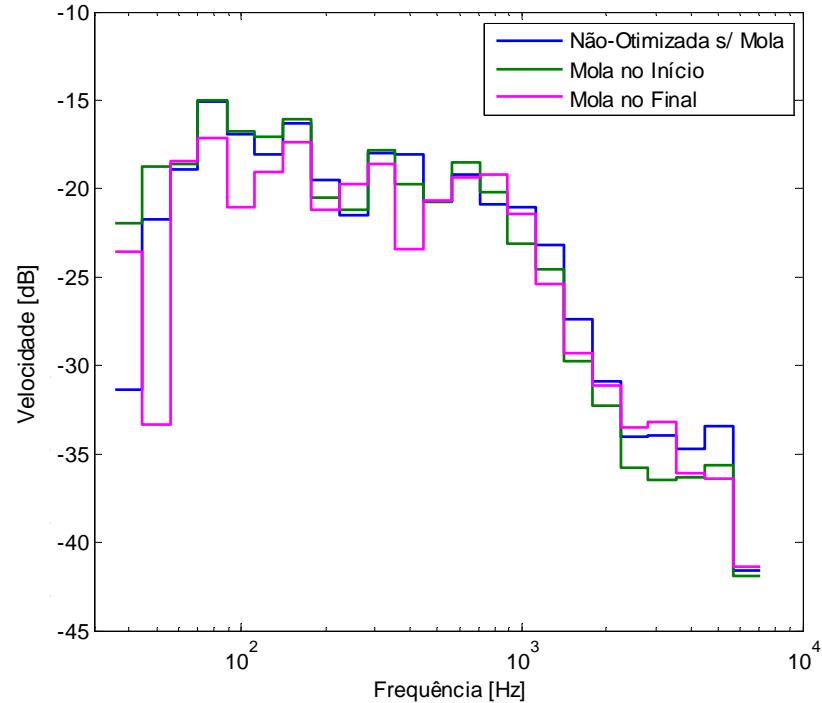


Figura 5.11 – Níveis de velocidade em bandas de 1/3 de oitava da geometria não-otimizada com a mola ausente e presente, no início e no final no tubo.

Fonte: Elaboração própria.

A Figura 5.12 mostra a FT dos níveis de velocidade da geometria otimizada com a mola ausente, em comparação com a mola presente no início e no final do tubo otimizado, e na Fig. 5.13 é feita a mesma comparação em bandas de 1/3 de oitava. Nota-se o mesmo comportamento de deslocamento das ressonâncias em baixa frequência e, além disso, nas médias e altas frequências observa-se uma suavização dos picos de ressonância ainda maior que no caso da geometria não-otimizada, sendo que em algumas regiões, 5,5 kHz por exemplo, os picos foram anulados. Isso leva à conclusão de que o efeito da mola sobre a dinâmica de vibração da serpentina depende da própria geometria do tubo, e inclusive da posição ao longo do tubo onde a mola é fixada.

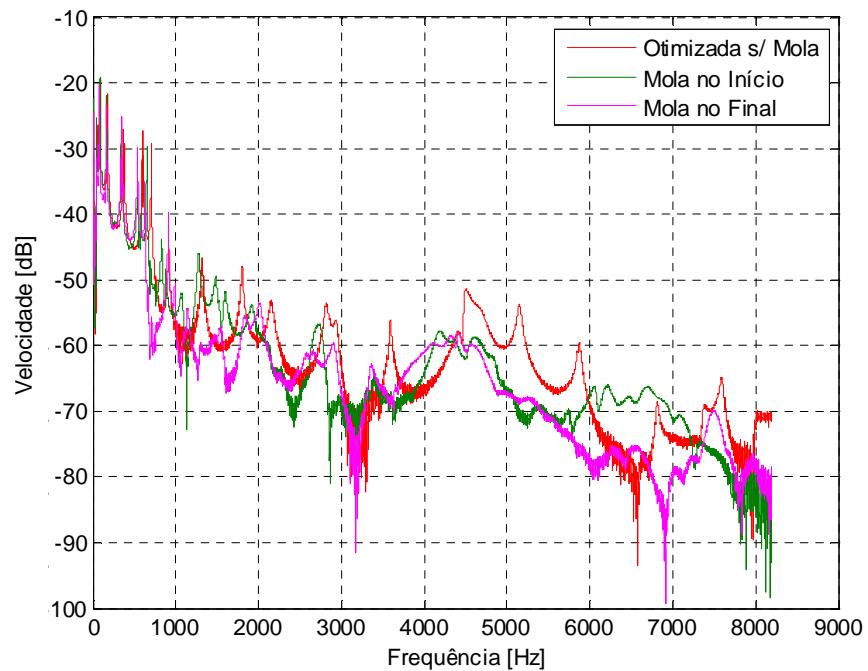


Figura 5.12 – Níveis de velocidade da geometria otimizada com a mola ausente e presente, no início e no final no tubo.

Fonte: Elaboração própria.

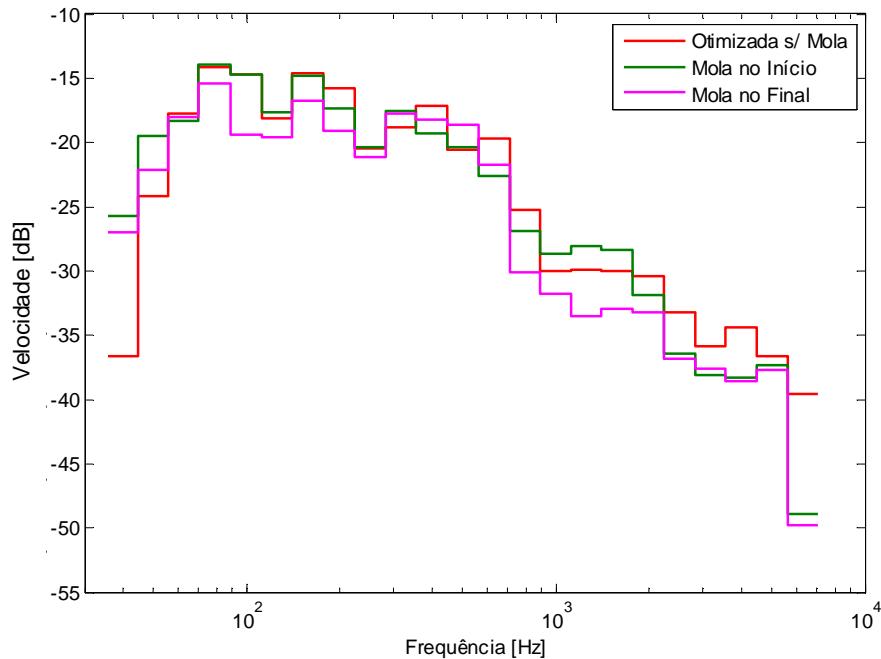


Figura 5.13 – Níveis de velocidade em bandas de 1/3 de oitava da geometria otimizada com a mola ausente e presente, no início e no final no tubo.

Fonte: Elaboração própria.

Por fim, calculou-se a velocidade média quadrática em toda a faixa de frequência de 2 a 8.000 Hz para as seis situações analisadas, sendo os resultados visualizados na Tab. 5.2. Os valores apontam uma redução dos níveis de amplitude da velocidade ao inserir a mola tanto no início quanto no final do tubo, o que indica que sua presença gera uma dissipação maior de energia pelo sistema.

Tabela 5.2 – Velocidade média quadrática de 2 a 8.000 Hz para as seis situações analisadas.

	Velocidade Quadrática [dB]	
	Geometria não-otimizada	Geometria otimizada
Sem Mola	-3,4	-3,5
Mola no início	-3,8	-3,7
Mola no final	-4,9	-5,2

Realizou-se uma última análise comparando as geometrias não-otimizada e otimizada na presença da mola, objetivando avaliar a eficácia da otimização nessas

condições. Os resultados para a faixa de frequência de otimização são apresentados na Fig. 5.14, na qual se observa que os níveis de vibração transmitidos pela geometria otimizada continuam menores que os níveis transmitidos pela não-otimizada. Além disso, de forma surpreendente, a redução encontrada foi de 11,7 dB, maior ainda que na situação sem a mola.

A Figura 5.15 apresenta essa mesma comparação em bandas de 1/3 de oitava, sendo observado que a geometria otimizada possui menores níveis de velocidade transmitida para quase todas as bandas acima de 500 Hz, reforçando a ideia que o efeito da mola apresentou-se de maneira mais significante na geometria otimizada.

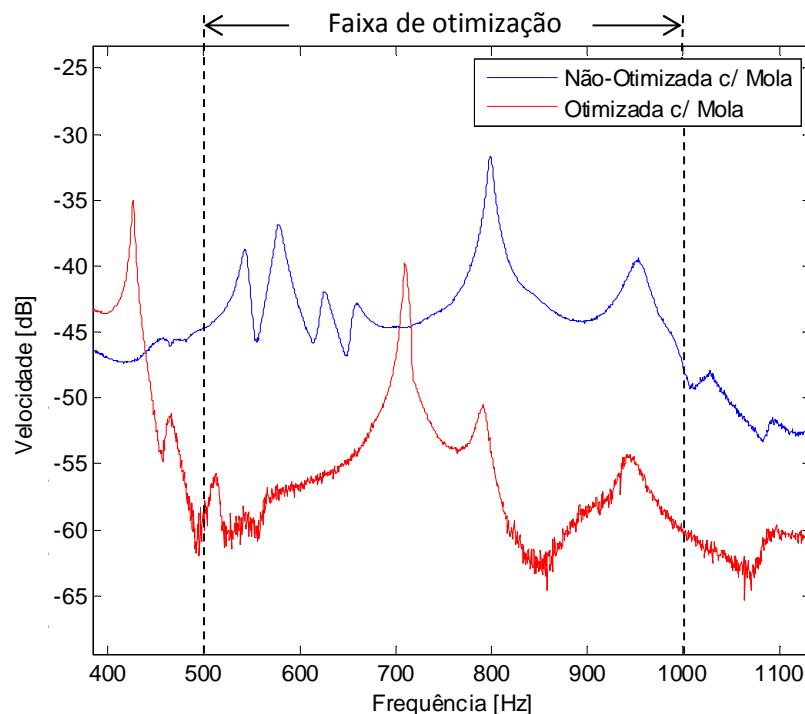


Figura 5.14 – Comparação dos níveis de velocidade transmitidos pelas geometrias não-otimizada e otimizada na presença da mola.

Fonte: Elaboração própria.

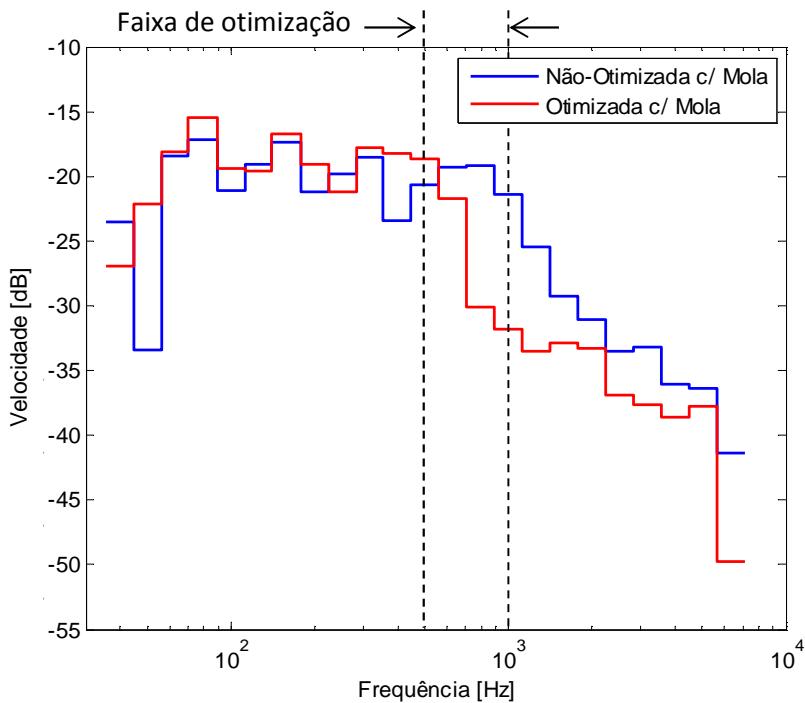


Figura 5.15 – Comparação dos níveis de velocidade transmitidos pelas geometrias não-otimizada e otimizada na presença da mola em bandas de 1/3 de oitava.

Fonte: Elaboração própria.

5.3. Otimização - Problema Tridimensional

Após a validação da metodologia para o problema bidimensional, iniciou-se as otimizações da serpentina original do compressor. Ajustou-se o tamanho da população inicial para 50 indivíduos, sendo o processo de evolução interrompido ao final de 20 gerações, e a solução ótima para a geometria escolhida como a de menor valor da função objetivo. Para cada faixa de otimização, um total de 1.000 geometrias diferentes foram avaliadas pela função objetivo, que teve seu processamento dado pelo computador Intel® Core™ i7 3.2 GHz com 12 núcleos de processamento e memória RAM de 16 Gb, o que permitiu dividir a faixa de frequência de otimização em doze sub faixas menores.

A metodologia de otimização foi aplicada para três diferentes faixas de frequência, sendo elas de 6 a 6,5 kHz, 6 a 7 kHz e 6 a 8 kHz, as quais resultaram em uma redução média da velocidade média quadrática de 59,4 dB, 44,2 dB e 30,4 dB, respectivamente. As formas geométricas otimizadas em cada faixa de frequência não apresentaram grandes variações em relação à forma inicial, indicando uma alta sensibilidade do nível de transmissão de energia pela serpentina em cada banda em relação variação da sua geometria.

Portanto, pode-se concluir que, à medida que se aumenta a largura da faixa de frequência que se deseja otimizar, dois fenômenos ocorrem no sistema, sendo eles a diminuição na redução da transmissão de energia e o aumento do tempo computacional solicitado. A primeira ocorre devido a um deslocamento de um número maior de ressonâncias para outras regiões do espectro e, por fim, a segunda acontece, pois a avaliação da função objetivo deve ser feita para um número maior de frequências.

5.3.1 Faixa de 6 a 6,5 kHz

A Figura 5.16 apresenta a comparação entre as Funções Resposta em Frequência (FRFs) de velocidade das geometrias otimizada e não-otimizada na faixa de frequência de 6 a 6,5 kHz. Observa-se o surgimento de uma antirressonância próximo a 6.300 Hz após o processo de otimização, a qual levou a energia transmitida nessa faixa para níveis bastante baixos.

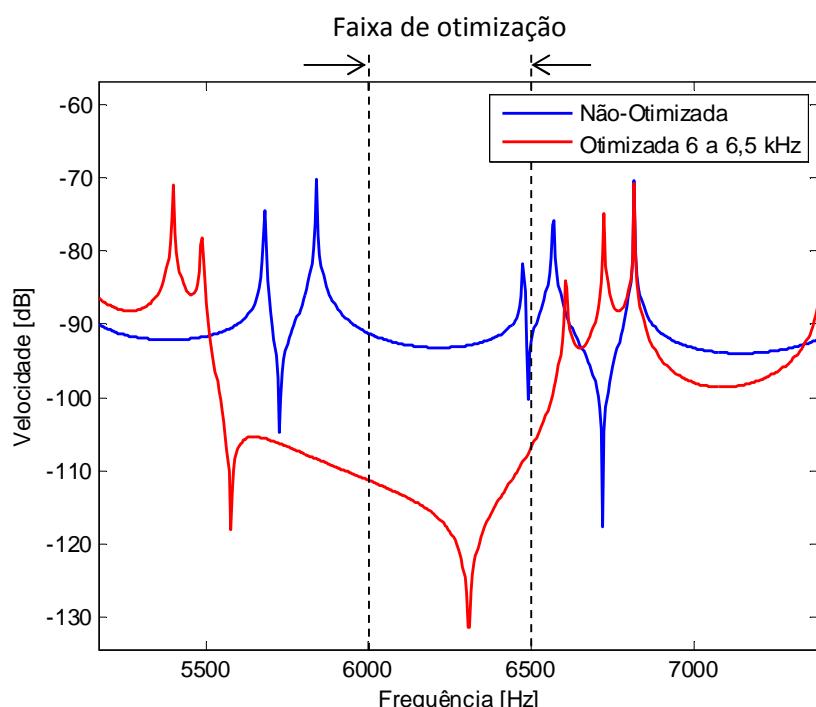


Figura 5.16 – FRF de velocidade das geometrias não-otimizada e otimizada na faixa de 6 a 6,5 kHz.

Fonte: Elaboração própria.

Na Figura 5.17, é mostrado o histórico do menor valor de saída da função objetivo ao longo das gerações, e observa-se que após a primeira geração houve um decaimento quase que linear até a vigésima geração. O processo de otimização partiu de -140,0 dB (geometria não-otimizada), diminuindo para -199,4 dB, o que corresponde a uma redução de

59,4 dB da velocidade média quadrática na faixa otimizada. Nota-se que, após 20 gerações do algoritmo genético, a otimização não apresentou estabilização dos resultados. Portanto melhores resultados seriam alcançados, possivelmente, se o número de gerações fosse maior. O tempo computacional requerido para essa otimização totalizou 6 horas e 50 minutos. Na Figura 5.18 pode-se visualizar o formato resultante da geometria otimizada na faixa de 6 a 6,5 kHz (em roxo) em comparação com a geometria não-otimizada (em azul).

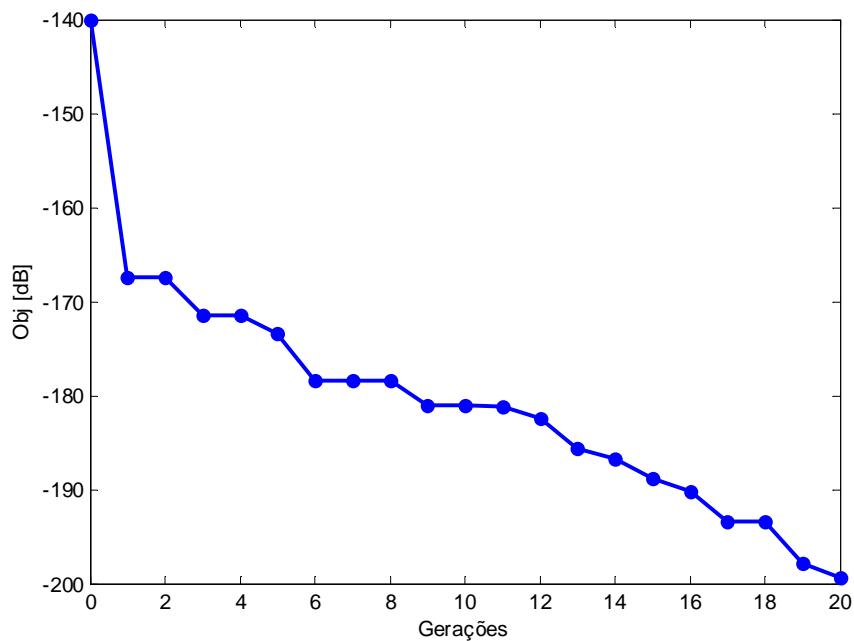


Figura 5.17 – Histórico de valores da função objetivo ao longo das gerações na otimização de 6 a 6,5 kHz.

Fonte: Elaboração própria.

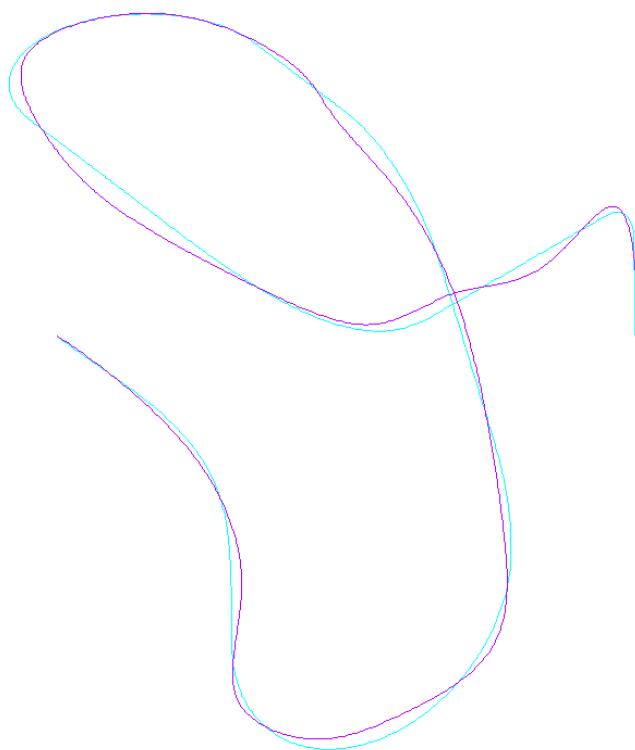


Figura 5.18 – Geometria otimizada na faixa de 6 a 6,5 kHz (em roxo) e geometria não-otimizada (em azul).

Fonte: Elaboração própria.

5.3.2 Faixa de 6 a 7 kHz

A Figura 5.19 apresenta a comparação entre as FRFs de velocidade das geometrias otimizada e não-otimizada na faixa de frequência de 6 a 7 kHz. Observa-se que, na curva referente à geometria não-otimizada, há três picos de ressonância que transmitem grande parte da energia de vibração nessa faixa de frequência. Após a otimização, esses modos foram deslocados para outras regiões do espectro, dando lugar a uma antirressonância e uma ressonância próxima a 6.800 Hz, com níveis reduzidos em relação à curva da geometria não-otimizada.

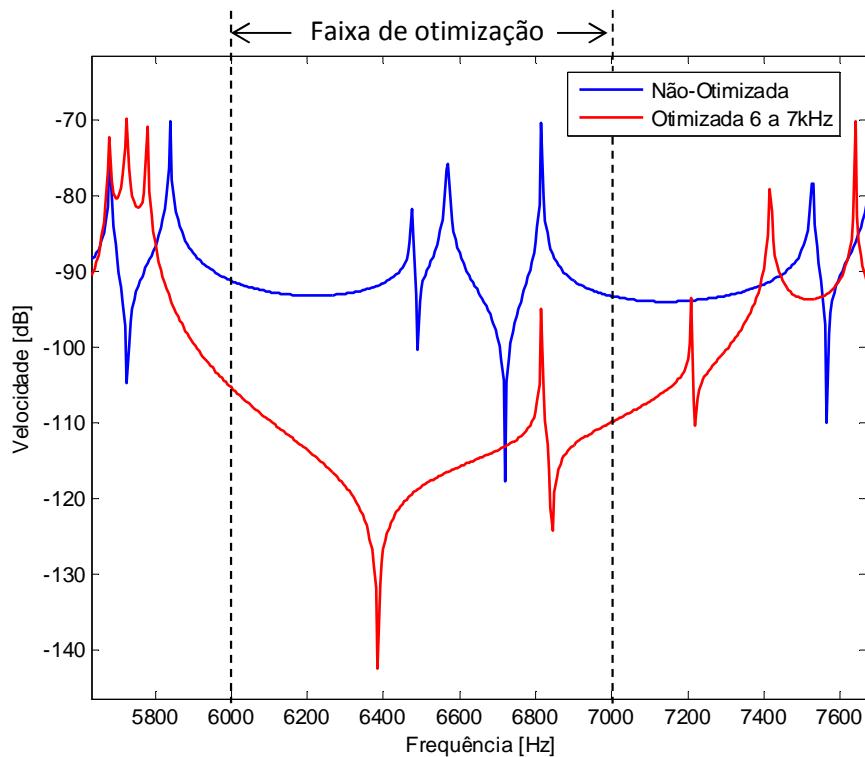


Figura 5.19 – FRF de velocidade das geometrias não-otimizada e otimizada na faixa de 6 a 7 kHz.

Fonte: Elaboração própria.

O histórico dos valores de saída da função objetivo para cada geração é mostrado na Fig. 5.20. Nela observa-se que a otimização partiu de -140,0 dB para encontrar -184,2 dB na vigésima geração, apresentando uma redução de 44,2 dB da velocidade quadrática na faixa de otimização de interesse. Percebe-se que, após 20 gerações do algoritmo genético, a otimização também não apresentou estabilização dos resultados. O tempo computacional requerido para essa faixa de frequência de otimização totalizou 15 horas e 12 minutos. A Figura 5.21 apresenta a forma da geometria final após a otimização na faixa de frequência 6 a 7 kHz (em roxo) em comparação com a geometria não-otimizada (em azul).

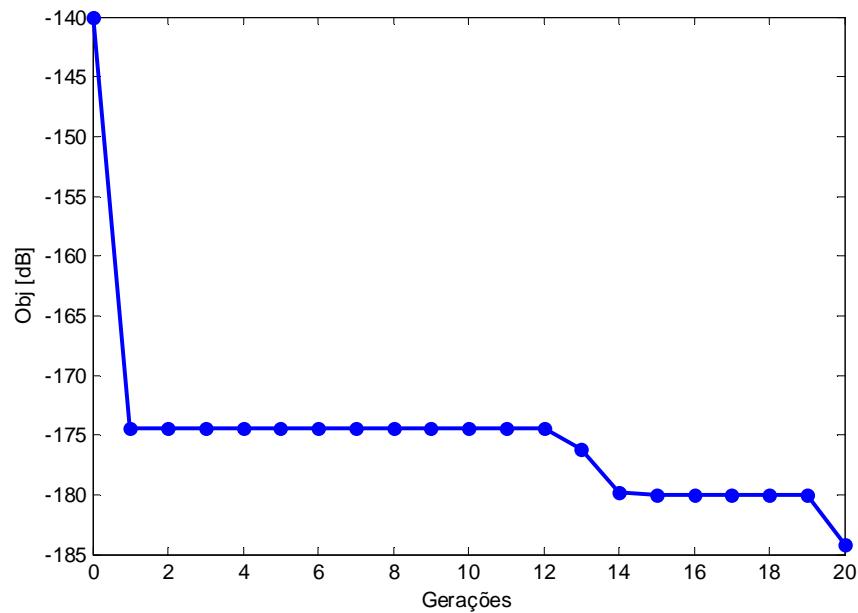


Figura 5.20 – Histórico de valores da função objetivo ao longo das gerações na otimização de 6 a 7 kHz.

Fonte: Elaboração própria.

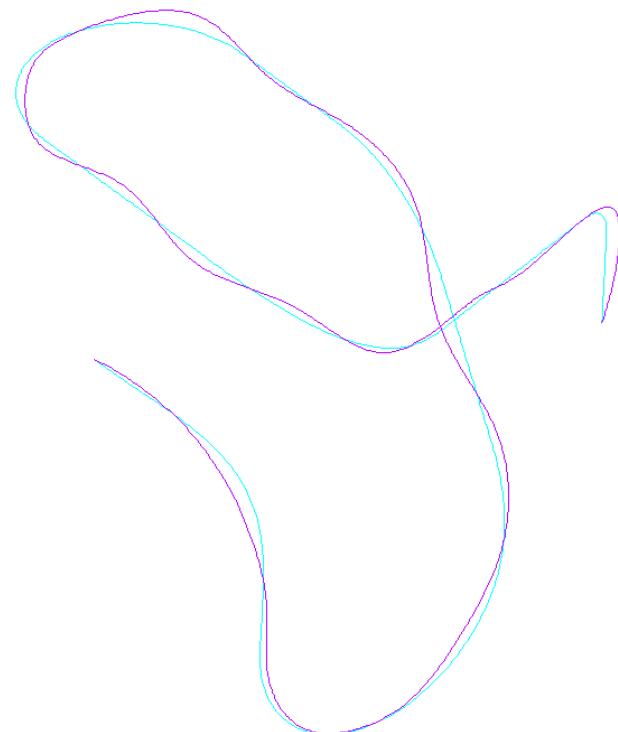


Figura 5.21 – Geometria otimizada na faixa de 6 a 7 kHz (em roxo) e geometria não-otimizada (em azul).

Fonte: Elaboração própria.

5.3.3 Faixa de 6 a 8 kHz

As FRFs de velocidade das geometrias otimizada e não-otimizada na faixa de 6 a 8 kHz é mostrada na Fig. 5.22. Observa-se, da comparação das duas curvas, que novamente as ressonâncias presentes nessa faixa foram deslocadas para outras regiões do espectro, restando um menor número de picos de níveis reduzidos em relação à geometria não-otimizada.

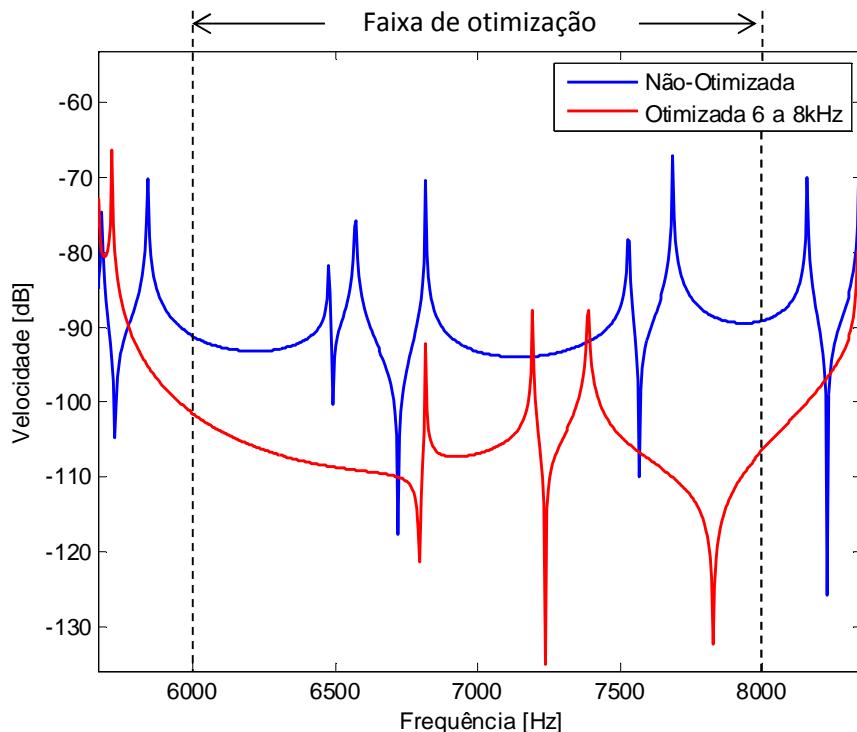


Figura 5.22 – FRF de velocidade das geometrias não-otimizada e otimizada na faixa de 6 a 8 kHz.

Fonte: Elaboração própria.

O histórico dos valores de saída da função objetivo para cada geração é mostrado na Fig. 5.23. Nela observa-se que a otimização partiu de -140,0 dB para encontrar -170,4 dB após vinte gerações, uma redução de 30,4 dB da velocidade quadrática na faixa de otimização estudada. O tempo computacional requerido para essa faixa de frequência de otimização totalizou 24 horas e 50 minutos. Pode-se visualizar na Fig. 5.24, a forma da geometria final após a otimização na faixa de frequência de 6 a 8 kHz (em roxo) em comparação com a geometria não-otimizada (em azul).

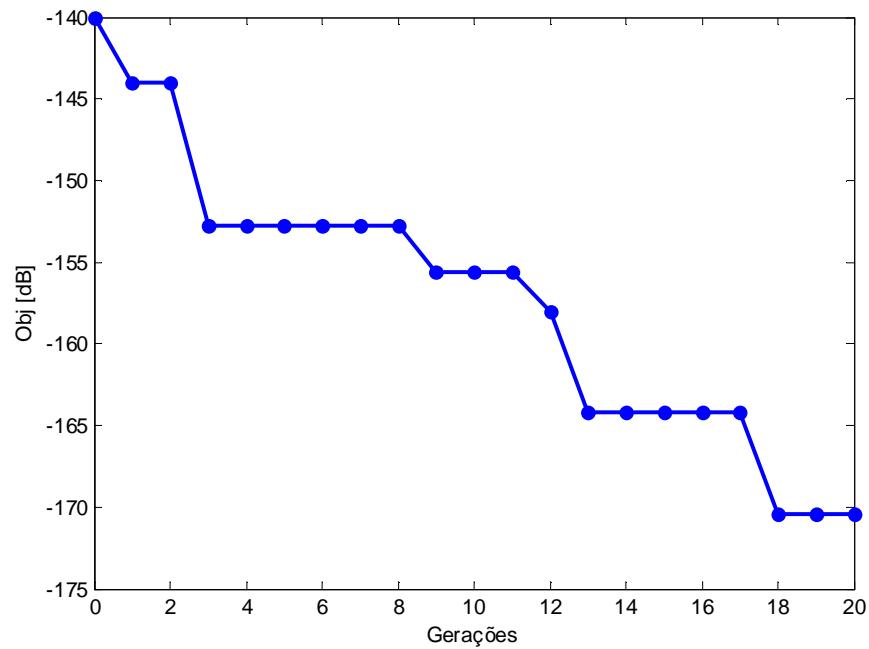


Figura 5.23 – Histórico de valores da função objetivo ao longo das gerações na otimização de 6 a 8 kHz.

Fonte: Elaboração própria.

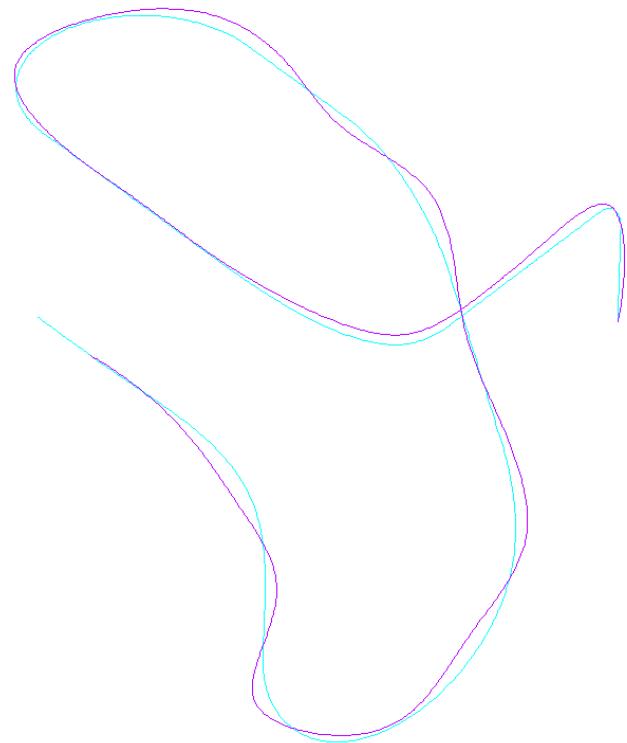


Figura 5.24 – Geometria otimizada na faixa de 6 a 8 kHz (em roxo) e geometria não-otimizada (em azul).

Fonte: Elaboração própria.

CAPÍTULO VI

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo realiza-se um resumo dos objetivos específicos inicialmente propostos, a maneira que se trabalhou para atingi-los e os resultados obtidos. Ao final do capítulo, são feitas sugestões para o desenvolvimento de trabalhos futuros.

6.1. Conclusões

- *Modelo de elementos finitos da serpentina*

Este trabalho se propôs desenvolver um modelo em elementos finitos que melhor representa a dinâmica de vibração da serpentina. Esse objetivo foi alcançado utilizando o software comercial ANSYS®, em que foi realizada a modelagem da mufla através da utilização de elementos do tipo SOLID45, que totalizou 29.943 elementos e 69.865 nós. A ligação dos tubos na mufla foi modelada considerando um vínculo rígido entre as duas partes, utilizando o elemento MPC184, que modela uma ligação rígida entre dois corpos deformáveis.

O estudo considerou ainda três maneiras de modelagem dos tubos que formam a serpentina, sendo elas: modelagem por elementos do tipo viga, casca e sólido, que consistem em uma representação uni, bi e tridimensional, respectivamente.

A modelagem unidimensional dos tubos consistiu na utilização do elemento PIPE16, sendo um elemento de linha que deriva da teoria de elementos de viga 3-D, possuindo seis graus de liberdade por nó. O modelo resultou em um total de 1.121 elementos e 1.123 nós e, consequentemente, 6.738 graus de liberdade.

A modelagem bidimensional dos tubos utilizou o elemento tipo casca, denominado SHELL63, sendo definido por quatro nós que formam um plano, e por quatro espessuras diferentes em cada nó. A malha resultante dessa modelagem foi composta por 20.196

elementos e 20.232 nós. Como o tipo de elemento SHELL63 também possui seis graus de liberdade por nó, o modelo resultou em 121.392 graus de liberdade.

Por fim, o modelo tridimensional dos tubos da serpentina empregou elementos tipo sólido, denominados SOLID45, que é definido por oito nós, tendo cada um três graus de liberdade, sendo que tal modelo resultou em 23.847 elementos, 40.464 nós e, portanto, 121.392 graus de liberdade.

- *Validação dos modelos.*

Outro objetivo desta pesquisa foi a validação dos três modelos em elementos finitos desenvolvidos. A escolha do modelo que melhor representa a dinâmica da serpentina foi baseada nos resultados do teste que comparou as curvas de FRF dos três modelos numéricos com resultados experimentais obtidos em laboratório.

Observou-se a falta de correlação entre as FRFs resultantes dos dados experimentais com o modelo tridimensional, o qual previu um número muito maior de modos de vibração não fidedignos com a realidade. Portanto, sua utilização no processo de otimização foi desconsiderada.

Em contrapartida, bons resultados foram obtidos para os modelos uni e bidimensional no que diz respeito à previsão de regiões de ressonância da serpentina. Assim, suas respostas foram consideradas satisfatórias para a representação da dinâmica da serpentina. Analisando os resultados que compararam as frequências naturais dos modelos uni e bidimensional com as frequências naturais obtidas experimentalmente, observou-se que o modelo 1-D resultou em um menor desvio em relação aos resultados experimentais na região do espectro abaixo de 3 kHz, acima dessa frequências o modelo 2-D apresentou melhores resultados. Considerando que o modelo 1-D tem vantagens em relação ao 2-D no que diz respeito à facilidade de criação da malha durante o processo de otimização e também baixo custo computacional, o que agiliza a obtenção dos resultados, pôde-se concluir que o modelo que utiliza elementos tipo PIPE16 é, para o problema em estudo, a melhor maneira para representar a dinâmica de vibração da serpentina.

- *Metodologia de otimização*

Foi proposto o desenvolvimento de uma metodologia para a realização de modificações geométricas na serpentina de forma a minimizar a energia de vibração transmitida por ela. Para tal fim, realizou-se a programação dos sete operadores genéticos que definem o método de otimização por algoritmos genéticos.

A inicialização da população foi feita utilizando a função “*fminsearch*” disponível na caixa de ferramenta de otimização do MATLAB®, que considerou os limites de tolerância de variação do comprimento da serpentina para a geração dos indivíduos que compuseram a população.

A avaliação das geometrias da população foi realizada pela interação do MATLAB®, SolidWorks® e ANSYS®, sendo o primeiro o gerenciador das atividades do SolidWorks® e do ANSYS®, os quais realizavam os cálculos de avaliação de interferência e cálculo dos níveis de transmissão de energia pela serpentina, respectivamente.

Os melhores métodos encontrados para compor os operadores de seleção, cruzamento e mutação, foram os métodos *ranking*, multiponto e *creep*, respectivamente. A atualização da população com os novos indivíduos gerados seguiu o critério de que os indivíduos só entram na população se for para aumentar a média de evolução atual. Dessa maneira, a metodologia mostrou-se eficaz na obtenção do objetivo proposto.

- *Validação da metodologia*

Inicialmente formulou-se um novo problema de otimização, definido no plano, análogo ao problema original. Os resultados das otimizações desse novo problema apresentaram 19,3 dB de redução média na energia de vibração transmitidas na faixa de frequência de 500 a 1.000 Hz.

A validação foi obtida através da fabricação das dobras das formas não-otimizada e otimizada do tubo a jusante utilizando dois moldes usinados para essa finalidade. Em seguida, foram realizados testes experimentais para avaliar a transmissão de energia da serpentina na faixa imposta na otimização numérica, que resultaram em uma redução de 4,0 dB. A diferença entre o que a otimização previu e a redução medida experimentalmente foi explicado pela existência de desvios no processo de fabricação das duas formas das serpentinas em relação às geometrias de projeto.

Como era de se esperar, a metodologia de modificação da geometria da serpentina trabalha no deslocamento das frequências naturais da faixa de otimização para outras regiões do espectro. Isso foi comprovado através do cálculo da velocidade média quadrática para a faixa de 2 a 8.000 Hz, que resultou em -15,5 dB e -15,2 dB para as geometrias não-otimizada e otimizada, respectivamente.

- *Efeitos da mola*

Este estudo também se comprometeu a avaliar os efeitos da utilização da mola que envolve parte do comprimento do tubo a jusante da mufla no comportamento dinâmico da serpentina. Esses efeitos foram medidos para diferentes posições da mola nas geometrias otimizada e não-otimizada.

Os resultados mostraram que na região do espectro abaixo de 400 Hz, as ressonâncias sofreram um deslocamento horizontal no gráfico de frequência por velocidade após a inserção da mola, devido, possivelmente, à adição de massa no sistema. Nas regiões de média e alta frequência, observou-se que vários picos de ressonância da serpentina sem a mola são suavizados após sua inserção no tubo, que foi explicada pelo aumento do amortecimento do sistema.

Pôde-se concluir também, que os efeitos da mola, medidos sobre a dinâmica de vibração da serpentina, dependem da forma do tubo a jusante e da posição que a mola é fixada ao longo deste.

Por fim, calculou-se a velocidade média quadrática em toda a faixa de frequência de 2 a 8.000 Hz para seis situações diferentes, sendo elas: geometria otimizada sem mola, geometria otimizada com a mola posicionada no início e no final do tubo a jusante, geometria não-otimizada sem mola, geometria não-otimizada com a mola posicionada no início e no final do tubo a jusante. Os resultados apontaram uma redução dos níveis de amplitude da velocidade ao inserir a mola, tanto no início quanto no final do tubo, o que indica que sua presença gera uma dissipação maior de energia pelo sistema.

- *Otimização da serpentina*

O objetivo final do trabalho foi a realização da otimização da geometria da serpentina tridimensional em três faixas de frequência, sendo elas de 6 a 6,5 kHz, de 6 a 7 kHz e de 6 a 8 kHz. O processo evolutivo do algoritmo genético foi interrompido ao final de 20 gerações, sendo que as formas geométricas otimizadas em cada uma das faixa de frequência não apresentaram grandes variações em relação à forma inicial, indicando uma alta sensibilidade do nível de transmissão de energia pela serpentina em cada banda em relação variação da sua geometria.

Na faixa de 6 a 6,5 kHz, a otimização conseguiu uma redução de 59,4 dB no nível de velocidade média quadrática, sendo requerido um tempo computacional de 6 horas e 50 minutos. A otimização na faixa de 6 a 7 kHz apresentou uma redução de 44,2 dB no nível de velocidade média quadrática, sendo requerido um tempo computacional de 15 horas e 12

minutos. E por fim, na faixa de 6 a 8 kHz, obteve-se uma redução de 30,4 dB no nível de velocidade média quadrática, que requereu um tempo computacional de 24 horas e 50 minutos.

Portanto, pôde-se concluir que, à media que se aumenta a largura da faixa de frequência que se deseja otimizar, dois fenômenos ocorreram no sistema, sendo eles a diminuição na redução da transmissão de energia e o aumento do tempo computacional solicitado.

6.2. Sugestões para Trabalhos Futuros

Sugere-se, para trabalhos futuros, a aplicação da metodologia proposta a um modelo mais realístico da serpentina, que considere as verdadeiras condições de contorno na extremidade do tubo a jusante da mufla e outros efeitos de excitação relacionados à pulsação do gás no interior da serpentina. Como o gás proveniente do cilindro de compressão escoa no interior dos tubos da serpentina a certa pressão, ocorre um aumento de rigidez do material que compõem esse elemento, assim sugere-se considerar, também, esse efeito no processo de modelagem do sistema.

Observou-se que as serpentinas otimizadas apresentaram modificações complexas em sua geometria, tornando seu processo de fabricação bastante difícil. Dessa forma, sugere-se a realização da otimização do tubo através de modificações mais simples em sua geometria, como por exemplo a alteração da curvatura de dobramento em um ponto específico. A mufla, devido ao seu efeito de adição de inércia à serpentina, altera as características dinâmicas da mesma, sendo possível, também, realizar um processo de otimização de maneira a encontrar a posição ideal da mufla ao longo da serpentina, minimizando sua transmissão de vibração.

A validação da metodologia, realizada na faixa de frequência de 500 a 1.000 Hz, foi obtida mesmo com a presença da mola. No entanto, o mesmo resultado pode não ocorrer nas regiões de alta frequência, onde a presença da mola se mostra mais significativa. Portanto sugere-se, para futuros trabalhos, a medição experimental dos efeitos de massa e amortecimento que a mola proporciona e em seguida, inserir esses efeitos no modelo de elementos finitos da serpentina.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALFANO, B.; BISCALDI, E.; ROZZA, F. Suction Muffler Optimization in a Reciprocating Compressor. Proceedings of 1994 Purdue Compressor Technology Conference, 1994, pg. 747.

ANSYS, User's Manual for Revision 12.0, Swanson Analysis, Inc. 2012.

CARMO, M. G. V.; **Fluxo de Energia Vibratória do Conjunto Moto-Compressor para a Carcaça de um Compressor Hermético Através das Molas de Suspensão.** 2001. 85 p. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

CHAPMAN, S. J. **Programação em MATLAB para engenheiros**, tradução técnica Flávio Soares Correa da Silva, 2003.

COSTA, E.C. **Compressores**. Edgard Blucher, São Paulo 1978.

DAVIS, L. D. **Handbook of Genetic Algorithms**. Van Nostrand Reinhold, 1991.

DIESEL, F. N. **Fluxo de Energia do Conjunto Interno Motor-Compressor para a Carcaça de um Compressor Através da Cavidade.** 2000. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

DUARTE, M. A.; NETO, P. B. F.; NETO, M. G. F.; DESTIN; A. L. D. **Use of Vibro-acoustic Techniques for a Quantification of Noise Sources in Hermetic Reciprocating Compressors**. Uberlândia, 2012. 151p. Relatório Técnico.

EWINS, D. J. **Modal Testing: Theory and Practice**. N.Y.: Research Studies Press LTD, 1984. 269p.

FIORINI, A.C. Ruído: um problema de saúde pública. **Quebrando o Silêncio**. São Paulo, p. 2-3, dez. 1997.

GERGES, SAMIR N. Y. **Ruído – Fundamentos e Controle**. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000.

HOLLAND, J. H. **Adaptation in Natural and Artificial Systems: An Introductory Analysis with Applications to Biology**, Control and Artificial Intelligence. Ann Arbor , The University of Michigan Press, 1975 , MI.

INMETRO, <http://www.inmetro.gov.br/imprensa/releases/seloRuido.asp>. Acesso em: 05 Jan. 2013.

KIM, Y. H.; JOO, J. M.; OH, S. K. **Experimental Characteristics of Frequency Modulated Noise of Compressor**. Proceedings of 2000 Purdue Compressor Technology Conference, 2000, pg. 603.

LAI, P. C.; SOEDEL, W. **On the Anechoic Termination Assumption when Modeling Exit Pipes**. Proceedings of 1996 Purdue Compressor Technology Conference, 1996, pg. 815.

MASTERS, A. R.; KIM, S. J.; JONES, J. D. **Active Control of Compressor Noise Radiation Using Piezoelectric Actuators**. Proceedings of 1992 Purdue Compressor Technology Conference, 1992, pg. 325.

MEAD, D. J. e BARDELL, N. S. Free Vibration of a Thin Cylindrical Shell with Periodic Circunferencial Stiffeners, **Journal of Sound and Vibration**, 1987, vol. 115(3), 449-520.

Optimization Toolbox, User's Guide, MATLAB R2012b.

Parallel Computing Toolbox, User's Guide, MATLAB R2012b.

RADE, D. A. **Método dos Elementos Finitos Aplicados à Engenharia Mecânica**. Apostila, 2011.

SILVA, A. R.; **Minimização do Fluxo de Potência Através do Tubo de Descarga de Compressores Herméticos**. 2004. 106 p. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

SMITH, D. G.; ARNOLD, M. F.; ZIEGLER, E. W.; EGHTESADI, K. **A Systems Approach to Appliance Compressor Quieting Using Active Noise Control Techniques**. Proceedings of 1992 Purdue Compressor Technology Conference, 1992, pg. 317.

SOEDEL, W. **Sound and Vibration of Positive Displacement Compressors**. N.Y.: CRC Press, 1936. 342p.

SVENDSEN, C.; THOMSEN, J.; NIELSEN, S. E. **Dynamic Transfer Stiffness of Suspension Springs and Discharge Tubes in Hermetic Reciprocating Compressors**. Proceedings of the 2010 International Compressor Engineering Conference at Purdue, 2010.

TOJO, K.; SAEGUSA, S.; SUDO, M.; TAGAWA, S. **Noise Reduction of Refrigerator Compressors**. Proceedings of 1980 Purdue Compressor Technology Conference, 1980, pg. 235.

WANG, S.; KANG, J.; PARK, J.; KIM, C. **Design Optimization of a Compressor Loop Pipe using Response Surface Method**. Proceedings of 2004 Purdue Compressor Technology Conference, 2004.

ZIENKIEWICZ, O. C. **The Finite Element Method**, McGraw-Hill, 1977, London.

ANEXO I

MODELO ANALÍTICO

A formulação analítica foi estudada considerando que a serpentina pode ser representada, de forma bastante simples, por uma viga retilínea engastada-livre, apresentada na Figura A.1.

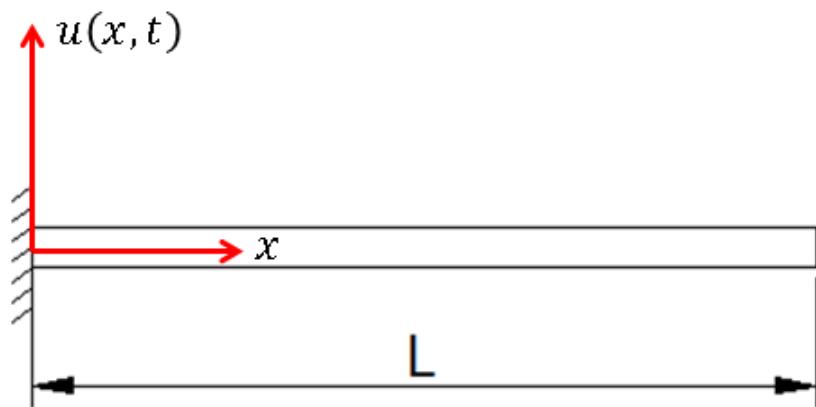


Figura A.1 – Esquema representando uma viga engastada-livre.

Fonte: Elaboração própria.

Da teoria de vibrações mecânicas, tem-se que a equação diferencial parcial que descreve o movimento transversal de uma viga em vibração é dada pela Eq. (A.1).

$$\frac{EI}{m} \frac{\partial^4 u(x, t)}{\partial x^4} = - \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} \quad (\text{A.1})$$

Onde:

E: Módulo de elasticidade do material;

I: Momento de inércia da secção transversal;

m: Massa da viga;

u(x, t): Deslocamento transversal da viga no ponto *x* no instante *t*.

No caso da viga apresentada acima, a área da secção transversal é constante e a geometria é totalmente retilínea, assim o momento de inercia I não varia ao longo do eixo x , simplificando a obtenção da solução da Eq. (A.1). Para o caso da serpentina real, as dobras aplicadas nos tubos fazem com que o momento de inércia fique variável ao longo de seu comprimento, tornando bastante complexo a resolução do problema. Assim, neste ponto do trabalho, esta simplificação é necessária.

Para obtenção das frequências naturais e formas de vibração da viga, problema de autovalor e autovetor, aplica-se o método de separação de variáveis na Eq. (A.1), admitindo a seguinte solução geral para o problema:

$$u(x, t) = X(x)T(t) \quad (\text{A.2})$$

Deriva-se a Eq. (A.2) parcialmente em relação a x e a t , obtendo:

$$\frac{\partial^4 u}{\partial x^4} = X^{(IV)} T \quad (\text{A.3})$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = X T'' \quad (\text{A.4})$$

Ao substituir as Eqs. (A.3) e (A.4) em (A.1), resulta:

$$\frac{EI}{m} X^{(IV)} T = -X T'' \quad (\text{A.5})$$

Multiplicando ambos os lados da Eq. (A.5) por $\left(\frac{1}{XT}\right)$ segue que:

$$\frac{EI}{m} \frac{X^{(IV)}}{X} = -\frac{T''}{T} \quad (\text{A.6})$$

Analizando a Eq. (A.6), observa-se que o lado esquerdo da equação é função exclusiva de x e que o lado direito da mesma é função exclusiva de t . Assim, para que a igualdade seja verdadeira, a Eq. (A.6) deve ser igual a uma constante real de separação, que definiremos como ω^2 .

Três casos podem ocorrer: $\begin{cases} \omega^2 > 0 \\ \omega^2 < 0 \\ \omega^2 = 0 \end{cases}$

A solução da Eq. (A.6) é obtida quando $\omega^2 > 0$, os outros casos resultam em uma solução trivial do problema. Dessa forma obtém-se:

$$\frac{EI}{m} \frac{X^{(IV)}}{X} = -\frac{T''}{T} = \omega^2 \quad (A.7)$$

Separando cada uma das igualdades:

$$\frac{EI}{m} \frac{X^{(IV)}}{X} = \omega^2 \Rightarrow X^{(IV)} - \frac{m}{EI} \omega^2 X = 0 \quad (A.8)$$

$$-\frac{T''}{T} = \omega^2 \Rightarrow T'' + \omega^2 T = 0 \quad (A.9)$$

A partir das Eqs. (A.8) e (A.9) e tendo em vista as quatro condições de contorno e duas condições iniciais dadas abaixo, pode-se resolver o problema de autovalor e autovetor da viga em flexão.

$$Condições\ de\ contorno: \begin{cases} u(0, t) = 0 \Rightarrow X(0) = 0 \\ \frac{\partial u(0, t)}{\partial x} = 0 \Rightarrow X'(0) = 0 \\ \frac{\partial^2 u(L, t)}{\partial x^2} = 0 \Rightarrow X''(L) = 0 \\ \frac{\partial^3 u(L, t)}{\partial x^3} = 0 \Rightarrow X'''(L) = 0 \end{cases} \quad (A.10)$$

$$Condições\ iniciais: \begin{cases} u(x, 0) = 0 \Rightarrow T(0) = 0 \\ \frac{\partial u(x, 0)}{\partial t} = 0 \Rightarrow T'(0) = 0 \end{cases} \quad (A.11)$$

Para o problema colocado, sua solução é obtida da seguinte forma:

Da Eq. (A.8):

$$X^{(IV)} - \frac{m}{EI} \omega^2 X = 0$$

$$X(x) = C_1 \operatorname{sen}(\beta x) + C_2 \operatorname{cos}(\beta x) + C_3 \operatorname{senh}(\beta x) + C_4 \operatorname{cosh}(\beta x) \quad \text{onde } \beta^2 = \omega \sqrt{\frac{m}{EI}} \quad (\text{A.12})$$

Da Eq. (A.9):

$$T'' + \omega^2 T = 0$$

$$T(t) = A \operatorname{sen}(\omega t) + B \operatorname{cos}(\omega t)$$

(A.13)

onde $C_i, i = 1, \dots, 4$ são constantes de integração relacionadas às condições de contorno do problema e, A e B são constantes de integração relacionadas às condições iniciais do movimento.

Impondo as condições de contorno da Eq. (A.10) na Eq. (A.12), monta-se um sistema de quatro equações que podem ser manipuladas para eliminar os coeficientes C_i , resultando em:

$$\cos(\beta L) \operatorname{cosh}(\beta L) + 1 = 0 \quad (\text{A.14})$$

A solução da Eq. (A.14) permite obter as frequências naturais (ω) do sistema através do cálculo dos valores de β .

Considerando $C_1 = 1$, pode-se ainda obter os autovetores do problema, sendo dados por:

$$X(x) = \operatorname{sen}(\beta x) - \operatorname{senh}(\beta x) + \frac{\operatorname{sen}(\beta L) + \operatorname{senh}(\beta L)}{\cos(\beta L) + \operatorname{cosh}(\beta L)} [\operatorname{cosh}(\beta x) - \operatorname{cos}(\beta x)] \quad (\text{A.15})$$

Substituindo os valores de β encontrados na Eq. (A.14) na expressão anterior, obtém-se os correspondentes modos de vibração da viga.