

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ
PHILIPPE DÉA CIRINO

OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA DE SILENCIADORES ACÚSTICOS REATIVOS
AXISSIMÉTRICOS PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

CURITIBA

2018

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ
PHILIPPE DÉA CIRINO

OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA DE SILENCIADORES ACÚSTICOS REATIVOS
AXISSIMÉTRICOS PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Dissertação apresentada ao programa de pós-graduação em engenharia mecânica, área de concentração de mecânica dos sólidos, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, como requisito à obtenção do grau de mestre em engenharia mecânica

Orientador: Prof. Key Fonseca de Lima

CURITIBA

2018

FOLHA DE APROVAÇÃO

PHILIPPE DÉA CIRINO

OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA DE SILENCIADORES ACÚSTICOS REATIVOS
AXISSIMÉTRICOS PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, pela seguinte banca examinadora

Prof. Key Fonseca de Lima, Dr

Orientador – Programa de Pós-graduação em engenharia mecânica da PUC-PR

Prof. José Antonio Andrés Velásquez Alegre, Dr

Programa de Pós-graduação em engenharia mecânica da UTFPR

Prof. Nilson Barbieri, Dr

Programa de Pós-graduação em engenharia mecânica da PUC-PR

Prof. Paulo Rogério Novak, Dr

Programa de Pós-graduação em engenharia mecânica da UTFPR

CURITIBA, 28 de agosto de 2018

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais e irmão, Carlos, Beth e Raphael que sempre suportaram todos os momentos da mais absoluta insanidade de minha vida com graça e carinho

Ao amor da minha vida, esposa, companheira e guia, Mariana, por me apresentar ao caminho e me incentivar a trilhá-lo, além do apoio nas horas mais difíceis do processo.

A todos os amigos para as horas de descontração tão necessárias às grandes conquistas

Aos professores Key F. Lima e Nilson Barbieri pelo conhecimento, histórias e pela ajuda à conclusão deste trabalho

À todos os amigos do laboratório da pós graduação da PUC-PR, Jun, Nelson, Cláudia e Ana pela constante presença, conversas jogadas fora, almoços, e, em especial, pela ajuda na conclusão deste trabalho

À CAPES pelo apoio financeiro

*“Our greatest glory is not in never failing,
but in rising up every time we fail.”*

(Nossa maior glória não está em nunca falhar, mas em
levantar-se todas as vezes nas quais falharmos)

- Ralph Waldo Emerson

RESUMO

O ruído tem sido estudado como um fator de risco para problemas de saúde. Uma das formas de mitigar o ruído é através do uso de filtros acústicos. O objetivo deste trabalho é estudar métodos paramétricos de aperfeiçoar silenciadores reativos com o uso de algoritmos genéticos e o método dos elementos finitos. Melhorias de superfície da câmara de expansão, de partição de câmara e de duto estendido foram realizadas resultados denotam que o uso de otimização de múltiplos elementos traz ótimos resultados para as frequências de interesse, o melhor resultado apresentou uma perda de transmissão de 136,8 dB para a terceira frequência de ressonância da câmara original, 2595 Hz, uma TL média de 118,7 dB para a segunda frequência de ressonância, 1750 dB e uma TL média de 92,5 dB para a primeira frequência de ressonância, 835 dB. A simultaneidade da otimização de múltiplos elementos requer cuidados para fornecer bons resultados, mas os fornece, no entanto, as superfícies obtidas pelos métodos simultâneos são de mais difícil construção, de forma geral. A ordem da otimização sequencial influi na qualidade do resultado, mas nenhum padrão foi observado para determinar a melhor sequência de otimizações. O sequenciamento das operações oferece resultados de qualidade se todas as operações forem realizadas, só não é possível precisar qual a sequência que apresenta o melhor resultado. De forma geral, o método foi capaz de gerar modelos de grande eficiência para atenuar qualquer conjunto de frequências entre as frequências testadas.

Palavras-chave: silenciadores reativos; método dos elementos finitos; algoritmos genéticos; otimização numérica.

ABSTRACT

Noise has been studied as a risk factor for health issues. One of the ways of mitigating noise is through the use of acoustic filters. The objective of this dissertation is to study parametrical methods of optimizing reactive mufflers with the use of genetic algorithms and the finite element method. Enhancements of expansion chamber shape, chamber partitioning and duct extension were made and brought fine results for multiple frequencies of interest. The best result obtained a transmission loss of 136.8 dB for the third resonance frequency of the unmodified chamber, 2595 Hz, a mean TL of 118.7 dB for the second resonance frequency and a mean TL of 92.5 dB for the first resonance frequency, 835 dB. Results show that the use of multiple elements optimization brings good levels of performance enhancement for the studied frequencies, that the simultaneity of the optimization of multiple elements require care to provide fine results, but it provides them, even though they wield models of bigger construction complexity. Also, the order in which the sequential optimization influences the quality of results, albeit it was not possible to determine which sequence yields the best results. Overall, the method can generate models of great efficiency to attenuate the frequencies of interest.

Keywords: reactive silencers; finite element method; genetic algorithms; numerical optimization.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Silenciador de câmara de expansão simples.....	10
Figura 2.2 - Perda de transmissão para uma câmara de expansão simples ..	11
Figura 2.3 – câmara de expansão simples com extensão de dutos de entrada e saída	12
Figura 2.4 – TL de uma câmara de expansão simples com duto estendido ...	12
Figura 2.5 - Representação da câmara bi-partida	13
Figura 2.6 - TL da câmara bipartida com comprimento total de 0,28 m.....	13
Figura 2.7 - Exemplo de silenciador boca de sino	14
Figura 2.8- Sistema de coordenadas cilíndricas em um duto circular.....	19
Figura 2.9 - Linhas nodais para distribuição transversal de pressão num duto circular para $m = 3$ e $n = 2$ modos de ordem superior.....	22
Figura 2.10- Elemento quadrangular linear de 4 nós.....	29
Figura 2.11 - Elemento linear do contorno.....	31
Figura 2.12 - Método dos três pontos	38
Figura 2.13 - Esquema do método das duas cargas	40
Figura 3.1 - Modelo Inicial – Vista axissimétrica.....	44
Figura 3.2- Comportamento da TL do elemento sem modificação	45
Figura 3.3 - Malha inicial.....	46
Figura 3.4 - Modelo da interpolação entre as variáveis de projeto	47
Figura 3.5 - Exemplo da alteração de superfície	47
Figura 3.6 - Exemplo da extensão de dutos	47
Figura 3.7- Exemplo da otimização de câmaras.....	48
Figura 3.8 - Convergência das alterações	49
Figura 3.9 - organograma dos testes.....	53
Figura 3.10 - Analisadora e geradora de sinais Bruel & Kjaer	55
Figura 3.11 - Microfones Bruel & Kjaer tipo 4935	55
Figura 3.12 - Esquema da bancada experimental	57
Figura 3.13 - Bancada de teste.....	57
Figura 3.14 – Primeira carga do método: Terminação Anecóica.....	57
Figura 3.15 – Segunda carga do método: Terminação Rígida	58
Figura 4.1 - Resultado dos testes preliminares.....	59

Figura 4.2 - Visão geral dos resultados de primeira etapa, TL x Testes	60
Figura 4.3 – Melhor modelo dos Testes Primários	61
Figura 4.4 - Melhor resultado obtido na primeira etapa	61
Figura 4.5 Resultados de todos os testes de segunda etapa, TL x Teste	62
Figura 4.6 - Melhor modelo dos testes secundários	62
Figura 4.7 - Melhor Resultado entre os testes de secundários.....	63
Figura 4.8 - Resultados de todos os testes de terceira etapa, TL x Teste	63
Figura 4.9 - Melhor modelo dos testes terciários	64
Figura 4.10 - Melhor resultado entre os testes terciários.....	64
Figura 4.11 - Resultados dos testes simultâneos, TL x Teste	65
Figura 4.12 - melhor modelo simultâneo de duas variáveis – DE CE20, 2595 Hz	65
Figura 4.13 - Melhor resultado simultâneo de duas variáveis.....	66
Figura 4.14 - melhor modelo otimização simultânea de 3 variáveis	67
Figura 4.15 - TL do melhor modelo simultâneo de 3 variáveis	67
Figura 4.16 - Melhor modelo 835 Hz	68
Figura 4.17 - TL melhor modelo 835 Hz	68
Figura 4.18 - Melhor modelo 1750 Hz	69
Figura 4.19 - TL melhor modelo 1750 Hz	69
Figura 4.20 - Melhor modelo 2595 Hz	70
Figura 4.21 - TL melhor modelo 2595 Hz	70
Figura 4.22 - Melhor modelo 835 e 1750 Hz.....	70
Figura 4.23 - TL melhor modelo 835 e 1750 Hz	71
Figura 4.24 - Melhor modelo 835 e 2595 Hz.....	71
Figura 4.25 - TL melhor modelo 835 e 2595 Hz	72
Figura 4.26 - Melhor modelo 1750 e 2595 Hz.....	72
Figura 4.27 - TL melhor modelo 1750 e 2595 Hz	73
Figura 4.28 - Melhor modelo 835, 1750 e 2595 Hz.....	73
Figura 4.29 - TL melhor modelo 835, 1750, 2595 Hz	74
Figura 4.30 - Modelo 2C CE20 DE	75
Figura 4.31 - Comparação numérico x experimental, Modelo 2C C20 DE para 2595 Hz.....	75
Figura 4.32 - Modelo 2 DE CE20 para 835 Hz	76

Figura 4.33 - Comparação numérico x experimental, Modelo CE20 DE para 835 Hz.....	76
Figura 5.1 - Comparação Etapas 1 e 2, 1750 Hz CE20 e CE20 DE	79
Figura 5.2 - Comparação etapas 2 e 3, 1750 Hz	80
Figura 5.3 - Comparação entre Simultâneo e Sequencial de duas fases	81
Figura 5.4 - Comparação entre simultâneo e sequencial de duas fases	81
Figura 5.5 – Sequencial CE 20 DE X Simultâneo CE 20 DE	82
Figura 5.6 - Comparação entre sequencial e simultâneo de 3 fases	83
Figura 5.7 - Comparação entre sequencial e simultâneo de 3 fases	84

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Exemplo de uma população gerada pelo algoritmo genético	34
Quadro 2 – representação do processo de cruza	35
Quadro 3 – representação do processo de mutação	35
Quadro 4 – Formato dos modelos simultâneo e sequencial	82

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Terminologia dos modelos.....	48
Tabela 2 – Melhores modelos.....	68

SUMÁRIO

1.	Introdução.....	1
1.1.	Objetivos	1
1.1.1.	Objetivos Específicos.....	1
1.2.	Justificativa.....	2
1.3.	Organização do Trabalho.....	2
2.	Fundamentação teórica	4
2.1.	Trabalhos na área de silenciadores reativos.....	4
2.2.	Grandezas Básicas	8
2.3.	Tipos de Silenciadores.....	10
2.3.1.	Câmara de expansão simples.....	10
2.3.2.	Silenciadores de duto estendido	11
2.3.3.	Silenciadores de câmara bi-partida.....	13
2.3.4.	Silenciadores boca de sino (bellmouth)	14
2.4.	Teoria da onda plana	14
2.4.1.	Ondas planas em meio estacionário não-viscoso.....	15
2.4.2.	Ondas tridimensionais em meio estacionário não-viscoso.....	17
2.4.3.	Tubos circulares.....	18
2.5.	Métodos Numéricos	22
2.6.	Problemas axissimétricos.....	25
2.6.1.	Formulação axissimétrica – Elemento quadrangular linear de 4 nós.	28
2.7.	Otimização	31
2.8.	Algoritmos Genéticos	32
2.9.	Técnicas de medição	35
2.9.1.	Método da Matriz de transferência.....	36

2.9.2.	Método dos quatro parâmetros modificado	37
2.9.3.	Método dos três pontos.....	38
2.9.4.	Método das duas cargas.....	39
3.	Metodologia	43
3.1.	modelo inicial	44
3.2.	Malha de elementos finitos.....	45
3.3.	Algoritmo Genético.....	48
3.4.	Método de cálculo da perda de transmissão.....	50
3.5.	Metodologia dos testes numéricos	51
3.6.	Metodologia de obtenção e análise dos resultados	53
3.7.	Metodologia da análise experimental	54
3.7.1.	Erros nas medições.	55
3.7.2.	Bancada de medição.	56
4.	Resultados.....	59
4.1.	Testes Preliminares	59
4.2.	Testes Primários	60
4.3.	Testes Sequenciais	61
4.3.1.	Testes secundários	61
4.4.	Testes terciários.....	63
4.5.	Testes Simultâneos.....	64
4.5.1.	Testes simultâneos de duas variáveis de projeto	65
4.5.2.	Testes simultâneos de três variáveis de projeto	66
4.6.	Resumo dos melhores resultados por frequência.	67
4.7	Resultados Experimentais.....	74
5.	Análise e discussão	77
6.	Conclusões.....	85
7.	Referencial bibliográfico	89

1. INTRODUÇÃO

De acordo com Babisch *et al.*, 2014, o ruído tem sido considerado como um fator de risco para diversos tipos de doenças, incluindo *stress* e doenças cardiovasculares, bem como o desbalanceamento do sistema endócrino. Seus estudos apresentaram que há correlação estatística entre a hipertensão e a presença de ruído. Autores como Frei, Mohler e Röösl, (2014) Griefahn, Marks e Robens (2006) apresentaram associações entre o ruído e a qualidade do sono, que, por sua vez, afetam os níveis de *stress*.

A redução de ruídos indesejados pode ser atingida por meio do desenvolvimento de filtros acústicos mais eficientes. Estes filtros acústicos são muito conhecidos na indústria como silenciadores ou *mufflers*. O silenciadores mais comuns são compostos por filtros reativos como as câmaras de expansão, cavidades, ressonadores e tubos perfurados (LIMA, BARBIERI, BARBIERI, 2016).

O presente trabalho pretende encontrar uma metodologia para a obtenção de resultados ótimos para a atenuação de ruído de um silenciador reativo. A necessidade de redução de componentes e máquinas sem afetar a qualidade de vida dos operadores determina a razão para pesquisar a otimização de elementos atenuadores de ruído.

1.1. OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é encontrar a melhor forma de otimizar um silenciador reativo com modificação paramétrica de suas principais dimensões.

1.1.1. Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- a) Determinar um conjunto de silenciadores reativos para as otimizações;
- b) Avaliar a influência dos parâmetros construtivos individualmente e em conjunto na eficiência dos silenciadores;
- c) Avaliar diversas geometrias parametrizadas com a finalidade de aumentar a eficiência dos silenciadores.

1.2. JUSTIFICATIVA

Exposição de longo termo a ruído alto pode afetar o coração, causando alterações hormonais e tensões musculares. O efeito destas alterações aparece em forma de mudanças de comportamento, tais como: fadiga mental, frustração, nervosismo, prejuízo no desempenho no trabalho. Quaisquer equipamentos que possam reduzir o ruído no ambiente de trabalho são bem-vindos para a manutenção da saúde dos trabalhadores expostos ao mesmo. (BABISCH *et. al.*, 2014) (GERGES, 2000)

Com os constantes avanços da tecnologia e com redução o espaço disponível para a utilização de elementos atenuadores de ruído, faz-se necessário o uso de técnicas para obter elementos eficientes com dimensões menores. A aplicação de um método de otimização permite que se obtenha a melhor opção dentro de um espaço pré-determinado. A criação de algoritmos referentes a elementos reativos permite adotar estratégias levando em consideração relações de custo-benefício no que se refere ao projeto de silenciadores mais compactos e eficientes.

Um estudo detalhado do método de otimização paramétrica aplicado a múltiplos tipos de modelos favorece uma avaliação coerente e eficiente desta metodologia, podendo ser aplicada a aumentar a eficiência dos silenciadores reativos.

1.3. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O capítulo 2 deste trabalho apresenta a revisão de literatura pertinente e está dividido em seis seções principais. A primeira traz uma breve compilação dos trabalhos recentes pertinentes ao assunto, as cinco seções seguintes tratam da revisão da literatura que diz respeito à execução deste trabalho.

O capítulo 3 apresenta a metodologia desenvolvida para o trabalho e está subdividida em seis seções, cada uma explicando em detalhes as decisões e detalhes dos processos para que o trabalho pudesse ser realizado.

O capítulo 4 apresenta os resultados obtidos com o trabalho e está subdividido nas etapas nas quais os trabalhos foram realizados, apresentando os dados de forma coerente.

O capítulo 5 discute os testes realizados do trabalho e apresenta comparações entre os elementos, de forma a cumprir os objetivos específicos.

O capítulo 6 apresenta as conclusões do trabalho, bem como as sugestões de trabalhos futuros.

O Capítulo 7 apresenta o referencial bibliográfico do trabalho

O Apêndice A apresenta uma tabela com o resumo do resultado de todos os testes do trabalho.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresentará uma breve relação dos trabalhos correlatos recentes da área para o desenvolvimento de uma fundamentação básica dos conceitos a serem utilizados ao longo deste trabalho.

2.1. TRABALHOS NA ÁREA DE SILENCIADORES REATIVOS

A pesquisa em silenciadores tem apresentado, nos últimos anos, um viés numérico muito grande, enquanto que trabalhos como o Denia *et al.*, 2007 ainda abordam a criação de métodos analíticos para o dimensionamento de silenciadores. trabalhos como o de Panigrahi & Munjal (2007) e Yoon, Jensen, Sigmund (2007) entre muitos outros demonstram que o uso de métodos numéricos para a análise de silenciadores acústicos é amplamente utilizado e aceito.

Denia *et al.*, (2007), propuseram um método analítico para cálculo do desempenho de silenciadores dissipativos, com dutos perfurados e extensão de tubo de entrada e saída, para uso em complemento com o método dos elementos finitos, com a conclusão de que os métodos são muito úteis quando aplicados em conjunto.

Panigrahi & Munjal (2007) apresentaram um algoritmo para análise de desempenho de silenciadores dissipativos comerciais pela simplificação de sua distribuição complexa e com uso do método das matrizes de transferência. Embora o método apresente bons resultados, ele deve ser utilizado com cautela quando se trata do projeto de novos silenciadores sugerindo o uso do método dos elementos finitos para complementar o código, uma vez que é baseado no método da onda plana e apresenta suas limitações.

O artigo de Yoon, Jensen, Sigmund (2007) demonstrou uma formulação de otimização topológica para a solução de problemas de interação fluido-estrutura governada pelas equações de Helmholtz e da elasticidade que elimina a necessidade explícita das condições de contorno entre fluido e a estrutura.

O estudo de Broatch *et al.*, (2007) apresentou uma análise dos métodos computacionais para resposta em frequência de silenciadores acústicos no domínio do tempo para equações de fluxo unidimensionais e concluíram que todos os métodos estudados apresentam bons resultados, salvo que a malha seja fina o suficiente.

Chiu & Chang (2008) trabalharam com a otimização de um silenciador de múltiplas câmaras com o uso de uma meta heurística de *Simulated Annealing* e do método da matriz dos quatro parâmetros. O resultado foi obtido sem dificuldades e apresentou-se eficiente no que diz respeito ao desenvolvimento do elemento silenciador.

Wang & Huang (2008) fizeram uma análise por elementos finitos dos mecanismos de absorção e reflexão num silenciador de placas tridimensional, tomado em comparação com o desenvolvimento de um modelo bidimensional. O trabalho apresentou que o modelo é capaz de gerar uma largura de banda moderada a uma fração do tamanho total, quando comparado com um modelo puramente dissipativo.

Chiu (2010) utilizou a metaheurística de algoritmos genéticos para realizar a otimização de um silenciador de múltiplas câmaras com *plug-inlet* aplicado a um sistema de ventilação e obtiveram eficientes otimizações de espaço e pressão utilizando um método de desacoplamento, teoria da onda plana e matriz de transferência de quatro polos.

Chiu (2011a) utilizou a metaheurística *Simulated Annealing* para otimizar um silenciador híbrido de múltiplas câmaras reativas com uma câmara dissipativa. No trabalho obteve-se bons resultados para um espectro amplo de frequências num espaço restrito com um limite de queda de pressão de 9800 Pa. O estudo concluiu que, com o uso de uma técnica de desacoplamento, teoria da onda plana e matriz de transferência dos quatro polos=parâmetros. A otimização com a metodologia aplicada mostrou-se eficiente.

Lima, Lenzi e Barbieri (2011) apresentaram a aplicação de técnicas de otimização paramétrica no estudo de silenciadores reativos com extensão nos dutos de entrada e saída e com a utilização de algoritmos genéticos e com o método dos elementos finitos. O uso de uma função objetivo foi relacionado à perda de transmissão sonora dos modelos de silenciadores estudados. Os resultados mostraram que a metodologia aplicada pelos autores é eficiente e seus resultados foram validados através de uma análise experimental posterior.

Airaksinen & Heikkola (2011) também consideraram a otimização de um sistema de atenuação de ruído por otimização pela a maximização da TL em múltiplas frequências, utilizando uma formulação multi-objetivo, e a resolução numérica da equação de Helmholtz pelo método dos elementos finitos. A otimização através dos

algoritmos genéticos (AG) de múltiplos componentes reativos apresentou uma boa convergência para o ponto de ótimo e que é viável para utilização em problemas tridimensionais.

Chiu (2011b) realizou um estudo para verificar a viabilidade do uso de AG para otimização multi-frequência da redução de ruído de um sistema de exaustão. Assim como outros trabalhos, chegou ao resultado de que com a utilização de uma técnica de desacoplamento numérico, teoria da onda plana e matriz de transferência de quatro parâmetros é possível obter bons resultados. Os estudos também apresentaram que a melhor opção para a atenuação é a combinação de elementos ativos e reativos num silenciador híbrido.

Chiu (2012) utilizou o *Simulated Annealing* para a otimização de um silenciador híbrido com ressonadores de Helmholtz e um componente dissipativo e concluiu que a otimização é viável para esse tipo de silenciador híbrido e oferece resultados de forma fácil e eficiente.

Herrin *et al.*, (2012) fizeram um estudo numérico para a previsão da perda de inserção acústica acima da frequência de corte utilizando o método dos elementos finitos em conjunto com o relacionamento da reciprocidade difusa e conclui que é possível atingir bons resultados de previsão além da linha de corte para silenciadores de grande porte.

Barbieri & Barbieri (2012) estudaram a análise de câmaras acústicas com a aplicação de elementos ativos e inativos e suas otimizações utilizando AG com variáveis inteiras. O estudo concluiu que a qualidade dos resultados é dependente do tamanho da malha, o controle de malha para cada etapa de otimização é simples e rápido e que o Algoritmo genético converge de forma bastante rápida à geometria ótima.

Munjal (2013) revisou os métodos de análise e avaliação de acústica de silenciadores com uma avaliação rápida sobre avanços contemporâneos ao artigo, tais como: as câmaras de expansão duplamente ajustadas, ajuste dos ressonadores de tubos concêntricos, análise de onda plana transversa de câmaras de saída, caracterização de motores como fonte de ruído, silenciadores multiplamente conectados, ruído espúrio resultante da estrutura externa do silenciador.

Khamchane, Khelfaoui, Hamtache (2013) estudaram a otimização de silenciadores reativos utilizando a meta-heurística *Threshold Acceptance (TA)* e

método dos elementos finitos utilizando o software COMSOL e concluíram que o método é eficiente em gerar configurações ótimas em espaços limitados.

Nunes & Silva (2013) analisaram o uso de AG para a otimização do posicionamento de ressonadores de Helmholtz em dutos, em conjunto com uma análise pelo método dos elementos finitos para cálculo da perda de inserção. O algoritmo apresenta-se eficaz em determinar posicionamento do ponto ótimo e a análise dos resultados também mostram o efeito que pequenas variações de posição, devido a erros de montagem, podem influenciar na perda de inserção final.

Montenegro, Onorati, Torre (2013) avaliaram a utilização de métodos não lineares em 1D, de 1D a 3D e quasi-3d na avaliação de silenciadores acústicos e concluíram que os métodos de dimensões menores requerem uma modelagem mais refinada para fornecerem resultados adequados. Entretanto, exigem uma menor capacidade computacional e os métodos multidimensionais, embora de modelagem mais simples, requerem uma capacidade computacional proporcional ao refino das malhas utilizadas, podendo chegar à ordem de magnitude de dias de duração.

Antebas *et al.*, (2013) desenvolveram uma abordagem de elementos finitos axissimétrica para a modelagem de silenciadores dissipativos com dutos internos perfurados com propriedades não homogêneas que descrevem as heterogeneidades do material absorvente como uma variação espacial da sua densidade interna. Além disso, nesta mesma formulação, apresentaram uma forma de substituir a região perfurada do tubo interno por equações que representam a impedância dos furos.

Lee, Göransson e Kim (2015) apresentaram uma abordagem de otimização topológica para materiais trifásicos numa câmara de expansão com material absorvente em modelagem numérica multifásica. Os resultados obtidos foram compatíveis para diversos exemplos em bandas largas de frequência, além disso, os modelos propostos são ditos de fácil fabricação.

Yang, Ji, Wu (2015) utilizaram a formulação de elementos de contorno com abordagem de colocação de pontos para a previsão da perda de transmissão de silenciadores na ausência de um fluxo médio e de gradiente de temperatura. A metodologia é validada com diversos exemplos e apresenta boa convergência com resultados analíticos e de métodos BEM tridimensionais e tempo computacional aceitável.

Lee (2015) propôs o desenvolvimento numérico experimental de um silenciador reativo com topologia otimizada pelo método das assíntotas móveis para valores determinados de perda de transmissão. O método apresenta-se eficaz, porém dependente de um bom conjunto de valores iniciais.

Yu & Cheng (2015) testaram variadas configurações internas de silenciadores reativos para estudar a atenuação de ruído através de uma abordagem sistemática baseada no princípio do modelamento de subestruturação com análise de perda de transmissão. Neste trabalho foram comparados os resultados provenientes do método dos elementos finitos e com a validação experimental. A análise de elementos individuais apresentou resultados piores do que o das análises combinadas, sugerindo que a combinação de elementos traz benefícios em termos da perda de transmissão.

Yu *et al.*, (2015) propuseram uma otimização por sub-câmaras para o desenvolvimento de um silenciador, incluindo câmaras que apresentassem boa perda de transmissão para cada frequência de interesse e combinando-as em um silenciador. O estudo apresentou a viabilidade de obter atenuações de bandas largas com sub-câmaras em série e suas interações, enquanto utilizam-se menos variáveis que as otimizações globais para seu desenvolvimento.

Yedeg, Wadbro e Berggren (2016) estudaram a otimização topológica do interior de um silenciador reativo por distribuição de material sólido e obtiveram geometrias complexas que se assemelham câmaras e ressonadores de Helmholtz, e tiveram um bom efeito de atenuação acima do primeiro pico de perda de transmissão.

Os trabalhos recentes demonstram que há uma busca por métodos eficientes e versáteis de otimização, bem como de análise de elementos de redução de ruído. O presente trabalho advém da necessidade de obter elementos silenciadores que contemplem as necessidades da academia e da indústria.

2.2. GRANDEZAS BÁSICAS

Um silenciador é um elemento de controle de ruído que envolva fluxo de gás ou não (exaustores, ventiladores, etc.). Silenciadores podem ser classificados como passivos, quando o ruído é atenuado através da reflexão e os puramente dissipativos, quando a transformação da energia acústica em térmica pelo interior do dispositivo. Além disso, ainda existem os ativos, quando há a atenuação de ruído por meio de interferência destrutiva com uso de fontes de ruído em anti-fase.(BARRON, 2003)

Silenciadores passivos podem, ainda, ser subdivididos em reativos, quando o mecanismo principal de atenuação é a reflexão da energia acústica para a fonte, ou dissipativos, cujo mecanismo principal é a absorção da energia acústica pelo revestimento interno do dispositivo. (BARRON, 2003)

O desempenho de um silenciador passivo pode ser calculado através dos seguintes parâmetros:

- a) Perda de Inserção, *Insertion Loss (IL)*, que consiste na diferença entre a potência acústica irradiada sem a presença do filtro e a potência com a presença do filtro. (Munjaj, 1987)

$$IL = L_{W1} - L_{W2} \text{ [dB]} \quad 2.1$$

ou

$$IL = 10 \log \left(\frac{W_1}{W_2} \right) \text{ [dB]} \quad 2.2$$

onde

L_{W1} = nível de potência sonora irradiada sem o filtro acústico, em dB;

L_{W2} = nível de potência sonora irradiada com o filtro acústico, em dB;

W_1 = Potência sonora sem a presença do filtro acústico, em W;

W_2 = Potência sonora com a presença do filtro acústico, em W.

- b) Perda de Transmissão, *Transmission Loss (TL)*, que consiste na diferença entre o nível de potência incidente no silenciador e a potência transmitida a uma terminação anecóica, e é representada por: (MUNJAL, 1987)

$$TL = 20 \log \left| \frac{A_n}{A_1} \right|, B_1 = 0 \text{ ou } TL = 10 \log \left| \frac{W_i}{W_o} \right| \quad 2.3$$

onde

A_n = pressão acústica associada à onda incidente, em dB;

A_1 = pressão acústica associada à onda transmitida, em dB;;

B_1 = pressão acústica associada à onda refletida na terminação, em dB;

W_i = potência sonora na entrada do silenciador

W_o = potência sonora na saída do silenciador

- c) Redução de Ruído, *Noise Reduction (NR)*, é a diferença entre os níveis de pressão sonoras medidos entre dois pontos arbitrários, um antes do dispositivo e um após (MUNJAL, 1987)

$$NR = L_{P1} - L_{P2} \quad 2.4$$

Ou

$$NR=20 \log \left(\frac{P_n}{P_1} \right)$$

2.5

L_{P1} = nível de potência sonora irradiada sem o filtro acústico, em dB;
 L_{P2} = nível de potência sonora irradiada com o filtro acústico, em dB;
 P_n = Potência sonora sem a presença do filtro acústico, em W;
 P_1 = Potência sonora com a presença do filtro acústico, em W.

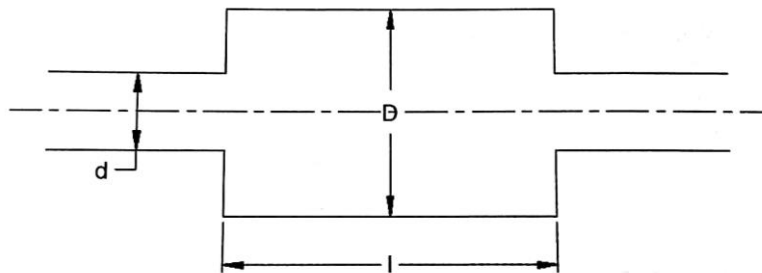
2.3. TIPOS DE SILENCIADORES

A seguir são discutidos os modelos de silenciadores axissimétricos estudados para a realização deste trabalho.

2.3.1. Câmara de expansão simples

De acordo com Selamet e Radavich, (1997), entre os silenciadores reativos, a forma mais simples consiste numa câmara de expansão cilíndrica concêntrica em relação aos dutos de entrada e saída, tornando este um ótimo ponto de partida para os estudos de otimização. Os autores Bies & Hansen (2009) denotam a câmara de expansão concêntrica como um modelo bastante conveniente para a demonstração da análise de perda de transmissão, uma vez que apresentam um resultado compreensível, são, portanto, um bom ponto de partida para as análises.

Figura 2.1 – Silenciador de câmara de expansão simples



Fonte: (Munjal, 1987)

onde: d = diâmetro dos dutos de entrada e saída; D = diâmetro da câmara de expansão e l = comprimento da câmara de expansão.

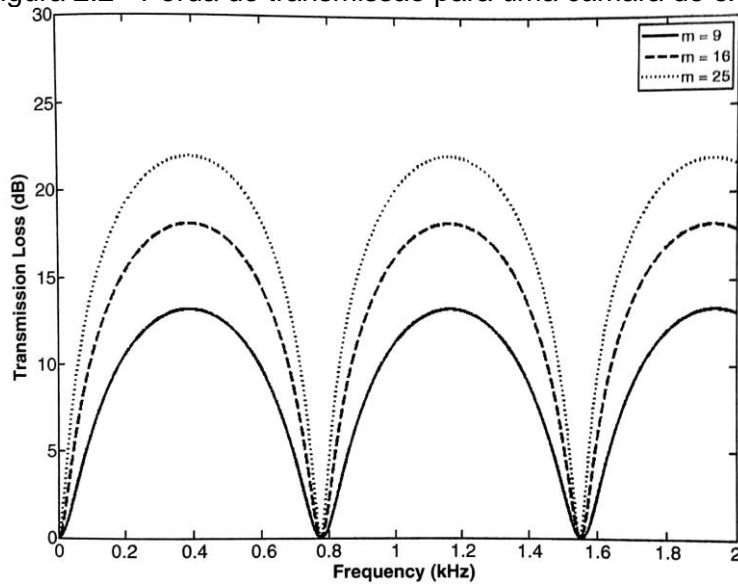
A perda de transmissão pode ser calculada para esse elemento com base na seguinte equação:

$$TL = 10 \log \left(1 + \frac{m - 1/m}{2} \text{sen}^2 kl \right)^2$$

onde: $m = (D/d)^2$

O perfil de uma câmara de expansão simples apresenta domos de perda de transmissão, conforme representado na Figura 2.2

Figura 2.2 - Perda de transmissão para uma câmara de expansão simples



Onde m é o quadrado da razão entre o diâmetro da câmara de expansão e o diâmetro do duto de entrada e saída ($m = (D/d)^2$).

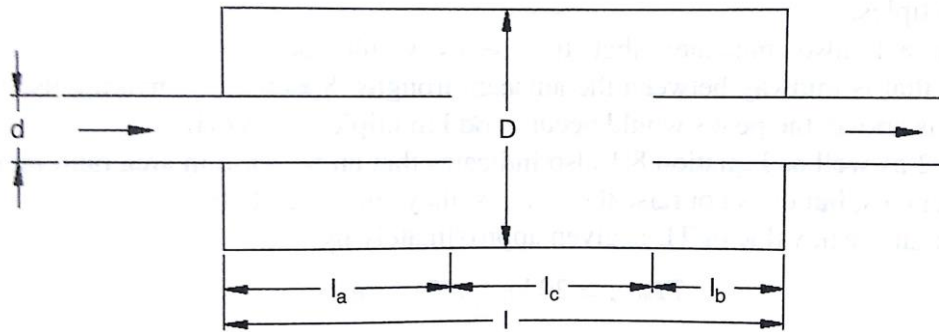
Fonte: Munjal, 2014

2.3.2. Silenciadores de duto estendido

Uma variação simples do modelo de câmara de expansão concêntrica é a extensão dos dutos de entrada e saída, de acordo com Selamet e Ji (1999) as câmaras de expansão com duto estendido de entrada ou saída apresentam uma boa

eficiência de atenuação de ruído com a combinação de domos de banda larga de uma câmara de expansão simples com os picos de um ressonador.

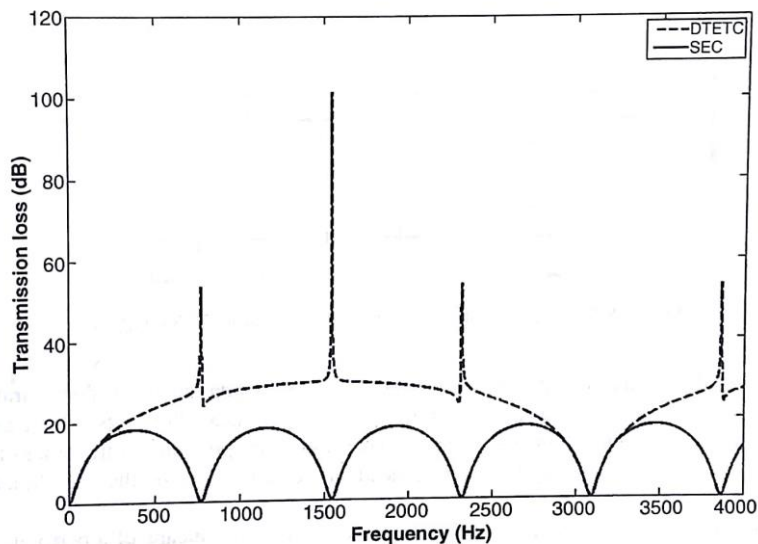
Figura 2.3 – câmara de expansão simples com extensão de dutos de entrada e saída



Com: l_a = extensão do duto de entrada, l_b = extensão do duto de saída, l_c = comprimento da câmara livre
 d = diâmetro do duto de entrada; D = diâmetro do duto de saída"
 Fonte: Munjal (2014)

A extensão de duto apresenta picos de perda de transmissão em determinadas frequências, conforme representado na

Figura 2.4 – TL de uma câmara de expansão simples com duto estendido

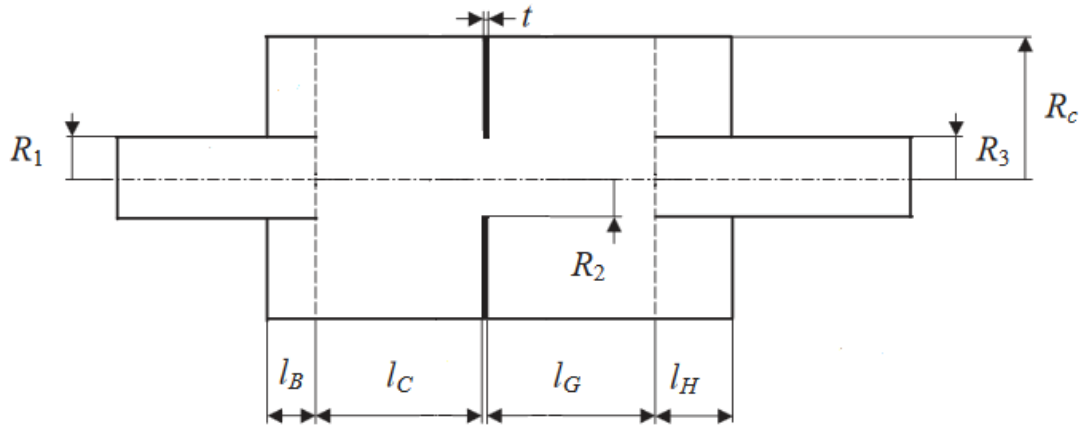


SEC câmara de expansão simples; --- DTETC câmara de expansão simples com extensão de duto de entrada e saída. ($l_a = l/2 - \delta$, $l_b = l/4 - \delta$)
 Fonte :Munjal, 2014

2.3.3. Silenciadores de câmara bi-partida

Uma outra alteração do modelo de câmara de expansão é o particionamento axissimétrico da câmara de expansão circular, conforme estudado por Selamet, Denia e Besa. (2003)

Figura 2.5 - Representação da câmara bi-partida

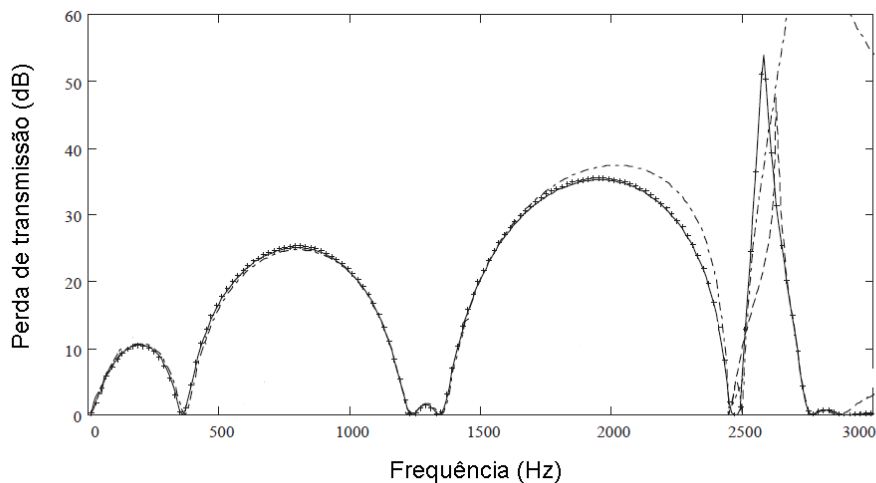


com: l_b =extensão do duto de entrada; l_c =comprimento da primeira câmara livre;
 l_g =comprimento da segunda câmara livre; l_h =comprimento da extensão do duto de saída;
 R_1 =raio do duto de entrada; R_2 =raio do duto de central; R_3 =raio do duto de saída;
 R_c =raio da câmara de expansão; t =espessura da partição;

Fonte: Adaptado de: Selamet, Denia e Besa, 2003.

A Câmara simples bipartida não apresenta extensões de duto de entrada, saída, ou central, embora o modelo apresentado contemple a possibilidade dessas extensões.

Figura 2.6 - TL da câmara bipartida com comprimento total de 0,28 m

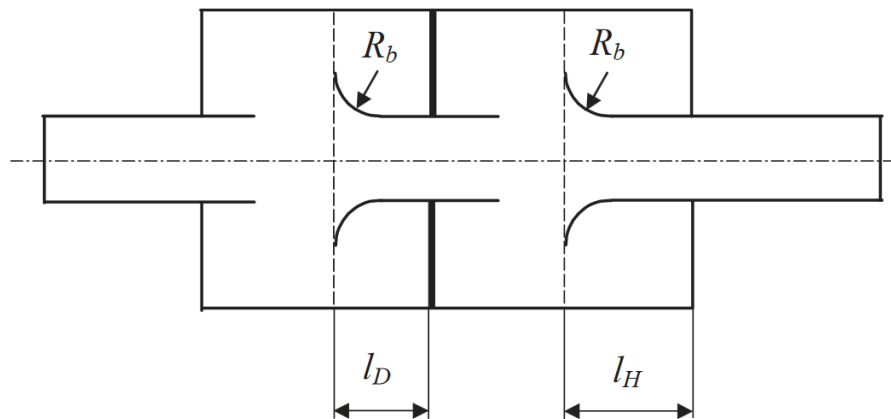


Fonte: Adaptado de: Selamet, Denia e Besa, 2003

2.3.4. Silenciadores boca de sino (bellmouth)

Uma variação parcial ainda do particionamento da câmara de expansão é a alteração do formato da partição central. Ainda no estudo de (Selamet, Denia e Besa, 2003) é apresentado o modelo de silenciador boca de sino

Figura 2.7 - Exemplo de silenciador boca de sino



(Fonte: Selamet, Denia e Besa, 2003))

Onde: l_D =comprimento da extensão de duto central
 l_H =comprimento da extensão de duto de saída
 R_b =raio de curvatura da boca de sino

2.4. TEORIA DA ONDA PLANA

De acordo com Munjal (1987),O projeto de silenciadores é, prioritariamente, baseado no uso de tubos e dutos., sendo assim, a análise da propagação de ondas em tais elementos é essencial. Para o escopo deste trabalho, serão introduzidos os conceitos de ondas planas em meio estacionário não viscoso unidimensional e tridimensional e propagação em dutos circulares

Ondas sonoras se propagam radialmente, o que significa que as ondas mantêm uma amplitude e fase constantes numa distribuição radial do centro de propagação. Porém, quando as ondas se propagam em dutos de paredes rígidas e pequenas dimensões transversais, preenchidas com um fluido estacionário não viscoso, as ondas se propagam com amplitude e fase constantes transversalmente à direção de propagação do duto. Essa forma de propagação denomina as ondas por Ondas planas, esse nome é devido ao fato de que, em qualquer seção transversal do duto, a

pressão sonora, p , e a velocidade da partícula é a mesma em qualquer ponto avaliado. (MUNJAL, 1987)

2.4.1. Ondas planas em meio estacionário não-viscoso.

De acordo com Munjal (1987), nas ondas planas, a propagação do som se dá por planos de propriedades equivalentes, transversais ao eixo de propagação, esse plano é denominado superfície de fase ou *wavefront*. Por ser plano, as ondas podem ser linearizadas em função da direção de propagação z , adotando o seguinte formato:

Equação da Continuidade, respeitando a conservação da massa

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad 2.6$$

Equação de Euler respeitando a conservação da quantidade de movimento

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad 2.7$$

Equação de Estado, considerando que a propagação de ondas sonoras é um processo isentrópico

$$\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s = \frac{\gamma(p_0 + p)}{\rho_0 + \rho} \cong \frac{\gamma p_0}{\rho_0} = c^2 \quad 2.8$$

onde:

$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ é a razão entre calores específicos;

C_p é o calor específico a pressão constante;

C_v é o calor específico a volume constante;

c é a velocidade do som no meio;

z é a direção de propagação axial ou longitudinal;

p é a pressão instantânea;

p_0 é a pressão estática do ambiente;

ρ é a flutuação instantânea da densidade;

ρ_0 é a densidade do meio;

$\frac{p}{p_0} \ll 1$ para pequenas perturbações;

$\frac{\rho}{\rho_0} \ll 1$ para um meio estacionário;

s indica processo isentrópico, em sub-índice.

Conforme Munjal (1987), as equações (2.6), (2.7), (2.8), devidamente manipuladas e combinadas resultam em uma equação diferencial em função da pressão instantânea, a chamada equação unidimensional da onda:

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] p = 0. \quad 2.9$$

A eq. (2-9) é uma equação diferencial linear, unidimensional, homogênea com coeficientes constantes, com c independente de z e t. Usando a técnica de separação de variáveis e considerando uma função harmônica, a solução da eq. (2-9) é da forma:

$$p(z,t) = (C_1 e^{-ikz} + C_2 e^{+ikz}) e^{j\omega t} \quad 2.10$$

Onde,

$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi}{\lambda}$ é o número de onda ou constante de propagação;

ω é a frequência angular [rad/s];

λ é o comprimento de onda [m].

A eq. (2.10) representa a superposição de duas ondas progressivas com amplitudes C_1 e C_2 movendo-se em direções opostas. A velocidade de partícula u que satisfaz a eq. (2.9) é:

$$u(z,t) = (C_3 e^{-jkz} + C_4 e^{+jkz}) e^{j\omega t} \quad 2.11$$

Ao substituir as equações (2.10) e (2.11) na equação da conservação da quantidade de movimento (2.7), obtêm-se:

$$C_3 = \frac{C_1}{\rho_0 c} \quad 2.12$$

$$C_4 = -\frac{C_2}{\rho_0 c} \quad 2.13$$

e sua substituição na solução da velocidade da partícula:

$$u(z,t) = \frac{1}{Z_0} (C_1 e^{-jkz} + C_2 e^{+jkz}) e^{j\omega t} \quad 2.14$$

Com $Z_0 = \rho_0 c$ sendo a impedância característica do meio, definida como a razão entre a pressão sonora e a velocidade da partícula para uma onda plana progressiva.

Para ondas não planas a impedância característica é uma grandeza complexa e pode-se escrita como:

$$\tilde{Z} = \frac{u}{p} \quad 2.15$$

As constantes C_1 e C_2 das equações (2.10) e (2.14) podem ser encontradas com a implementação de condições de contorno, conforme apresentado na seção 2.3.3.

2.4.2. Ondas tridimensionais em meio estacionário não-viscoso.

Na continuidade do processo para entender o conceito de ondas planas é necessária a compreensão do caso geral da onda, a onda tridimensional. Para um sistema tridimensional as equações linearizadas correspondentes às equações (2.6) e (2.7) para um meio estacionário não viscoso são:

Equação da Continuidade Tridimensional, respeitando a conservação da massa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho_0 (\nabla \cdot \mathbf{u}) = 0 \quad 2.16$$

Equação de Euler Tridimensional, respeitando a conservação da quantidade de movimento

$$\rho_0 \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla p = 0 \quad 2.17$$

Ao substituir a Equação de Estado (2.8) na eq. (2.16) e diferenciando em relação ao tempo tem-se:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial}{\partial t} (\nabla \cdot \mathbf{u}) = 0 \quad 2.18$$

Aplicando o operador ∇ na eq. (2.17) e subtraindo este resultado da eq. (2.18), resulta na conhecida equação tridimensional da onda, (Munjaj, 1987)

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad 2.19$$

Com o operador Laplaciano (∇^2), sendo representado em coordenadas cilíndricas por:

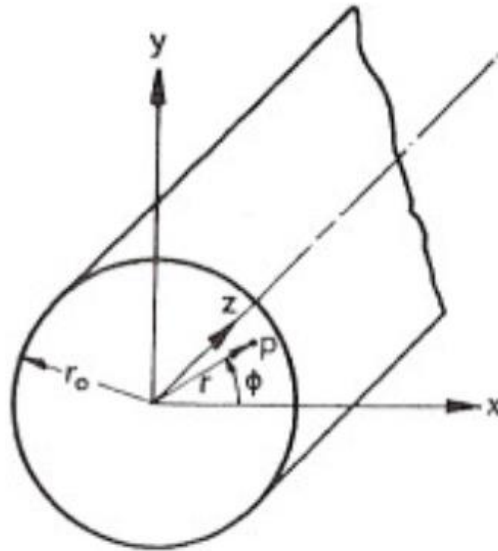
$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad 2.20$$

2.4.3. Tubos circulares.

A equação da onda (2.19), se utilizada com o Laplaciano dado pela eq. (2.20), governa a propagação em tubos circulares, conforme o apresentado na Figura 2.5 Com o uso da técnica da separação de variáveis, considerando p uma função harmônica no tempo e na coordenada θ , tem-se:

$$p(r, \theta, z, t) = \sum_m R_m(r) e^{jm\theta} Z(z) e^{j\omega t} \quad 2.21$$

Figura 2.8- Sistema de coordenadas cilíndricas em um duto circular



(Fonte:(Munjal, 1987))

A função $Z(z)$ é assumida semelhante à eq. (2.21):

$$\frac{d^2 Z}{dz^2} = -k_z^2 Z \quad 2.22$$

Ao substituir as equações (2.21) e (2.22) na equação da onda (2.8), resulta na equação de Bessel para $R(r)$:

$$\frac{d^2 R_m}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dR_m}{dr} + \left[k_0^2 - k_z^2 - \frac{m^2}{r^2} \right] R_m = 0 \quad 2.23$$

(Munjal, 1987) denota que a equação (2.23) tem como solução geral:

$$R_m = C_3 J_m(k_r r) + C_4 N_m(k_r r) \quad 2.24$$

E

$$k_r^2 = k_0^2 - k_z^2 \quad 2.25$$

Onde:

k_r é o número da onda que se propaga na direção radial;

J_m é a função de Bessel de ordem m ;

N_m é a função de Neumann de ordem m .

Quando $r = 0$, $N_m(k_r r)$ tende para o infinito, no entanto a pressão sonora em um ponto qualquer do plano transversal ao tubo considerado tende a um valor finito. Portanto, conclui-se que $C_4 = 0$. A velocidade radial na parede do duto quando $r = r_0$ deve ser zero, portanto:

$$\frac{dJ_m(k_r r)}{dr} = 0 \quad \text{para } r=r_0 \quad 2.26$$

Conseqüentemente, k_r assume somente os valores discretos que satisfazem a equação abaixo:

$$J'_m(k_r r_0) = 0 \quad 2.27$$

Reescrevendo o valor de k_r correspondente a n -ésima raiz da equação acima como $k_{r,m,n}$ tem-se:

$$p(r,\theta,z,t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} J_m(k_{r,m,n}) e^{jm\theta} e^{j\omega t} (C_{1,m,n} e^{-jk_{z,m,n} z} + C_{2,m,n} e^{+jk_{z,m,n} z}) \quad 2.28$$

onde o número da onda é dado por:

$$k_{z,m,n}^2 = k_0^2 - k_{r,m,n}^2 \quad 2.29$$

O primeiro "zero" de J'_m (ou J_1) é zero, $k_{r,0,1} = 0$ e $k_{z,0,1} = k_0$, para o modo (0,1), portanto a eq. (2.28) reduz-se à eq. (2.10), que é a equação de propagação da onda plana. Conseqüentemente, o modo (0,1) corresponde à onda plana que se propaga sem atenuação. Isso significa dizer que abaixo do primeiro modo de vibração a onda se propaga como uma onda plana.

Nos dutos circulares, n representa o número de zeros da derivada J'_m . A Figura 2.6 mostra a distribuição de pressão transversal para dutos circulares onde n corresponde ao número de nós circulares. Na Figura 2.6 a propagação de ondas planas é representada pelo modo (0,0) e os índices m e n representam o número de nós da distribuição transversal de pressão nas suas respectivas direções.

Os modos (1,0) e (0,1) possuem frequências de corte se $k_{z,1,0}$ e $k_{z,0,1}$ assumirem valores reais, isto é, se k_0 for maior que $k_{r,1,0}$ e que $k_{r,0,1}$. Assim, o

primeiro zero de J_1' ocorre para 1,84 e o segundo zero de J_0' ocorre para 3,83. Conseqüentemente, os números da onda para as frequências de corte serão 1,84/ r_0 e 3,83/ r_0 , respectivamente. Desta forma, conclui-se que o primeiro modo diametral começará a se propagar quando $k_0 r_0 = 1,84$ e o primeiro modo axissimétrico radial para $k_0 r_0 = 3,83$. Então, se a frequência de excitação for suficientemente pequena, somente ondas planas poderão se propagar, isto é, somente quando respeitadas as inequações. (Eriksson, 1980; Munjal, 1987)

$$k_0 r_0 < 1,84 \text{ ou } \lambda > \frac{\pi}{1,84} d \text{ ou } f_c < \frac{1,84}{\pi d} c \quad 2.30$$

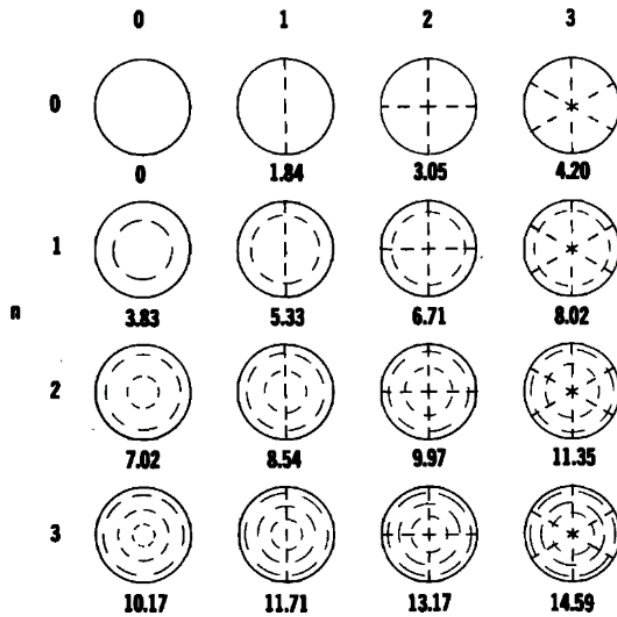
onde d é o diâmetro do duto e vale $2r_0$.

A velocidade de partícula é encontrada através da substituição da eq. (2.30), na equação da conservação da quantidade de movimento (2.7) para direção axial, isto é:

$$u_{z,m,n} = J_m(k_{r,m,n} r) e^{jm\theta} e^{j\omega t} \frac{k_{z,m,n}}{k_0 \rho_0 c} (C_{1,m,n} e^{-jk_{z,m,n} z} - C_{2,m,n} e^{+jk_{z,m,n} z}) \quad 2.31$$

Portanto, para onda plana a velocidade de partícula para o modo (m, n) difere $k_{z,m,n}/k_0$ vezes, para a mesma pressão sonora.

Figura 2.9 - Linhas nodais para distribuição transversal de pressão num duto circular para $m = 3$ e $n = 2$ modos de ordem superior



Fonte: (Eriksson, 1980)

2.5. MÉTODOS NUMÉRICOS

O Método dos elementos Finitos ou FEM (*Finite Element Method*) é uma estrutura de resolução de integrais numéricas e equações diferenciais, particularmente utilizada na resolução de equações diferenciais parciais e encontra uso em diversas áreas, incluindo a acústica. A solução de problemas que envolvem Equações diferenciais parciais, como os problemas de análise acústica, é obtida através da eliminação da equação diferencial ao analisar o problema em estado permanente, ou através da integração numérica de um sistema de equações diferenciais ordinárias. (AIRAKSINEN, 2010)

O método dos elementos finitos foi originalmente desenvolvido para a análise de estruturas aeronáuticas. No entanto, a natureza da teoria faz com que ela seja uma ferramenta poderosa para a resolução de problemas de valor sobre contorno, que são regidas por equações diferenciais e condições de contorno definidas, tal qual a Equação de Helmholtz, que rege a vibração acústica em meios fluidos. (RAO, 2005)

No FEM a região contínua do problema, seja ela composta de sólido, líquido ou gás, é representada pela subdivisão em pequenos elementos não conflitantes chamados Elementos Finitos. Esses elementos estão conectados por pontos

chamados de nós. Os nós compartilham uma posição no espaço com elementos adjacentes. Como a condição conhecida é a do contorno, e não a do interior, a condição do interior pode ser aproximada com a utilização de uma função simples. Essas funções são chamadas de funções de aproximação ou interpolação e são definidas em função dos valores das variáveis de campo nos nós. Nessas condições, quando as funções de campo são definidas no domínio discretizado, os valores desconhecidos passam a ser definidos nos nós para as variáveis de campo. Uma vez definidas as funções de interpolação, o domínio e as condições de contorno as condições de todo o domínio podem ser calculadas por meio de relações matriciais, obtendo a condição corrente do domínio.(RAO, 2005)

De acordo com Rao (2005), O FEM pode ser dividido em 6 passos:

1. Discretização da estrutura – Divisão do objeto a ser estudado em pequenos elementos de forma a torná-lo um conjunto de elementos finitos
2. Seleção de uma função de interpolação coerente – Assumir uma solução para os elementos que venha a trazer uma aproximação razoável da variável a ser avaliada. A solução precisa ser de uma forma computacionalmente simples, mas deve convergir a um resultado coerente.
3. Derivação das matrizes de conectividade e dos vetores força – Para o modelo definido as matrizes de conectividade e o vetor força de cada elemento devem ser derivados usando condições de equilíbrio ou um princípio variacional apropriado.
4. Montagem das equações de cada elemento. Uma vez que o modelo é composto de diversos elementos finitos, as matrizes de conectividade e os vetores força associados aos elementos devem compor a matriz de conectividade global e o vetor força global de forma a atender ao seguinte formato de equações de equilíbrio:
5. Solução para a pressão sonora nodal desconhecida. Resolução da equação característica de elementos finitos para obtenção das pressões nodais.

No método dos elementos finitos uma malha de pequenos elementos não conflitantes é construída num domínio computacional Ω . Elementos Triangulares e quadrangulares são habitualmente utilizados em problemas bidimensionais e em superfícies tridimensionais. Elementos tetraédricos e hexaédricos são normalmente utilizados em problemas tridimensionais. O FEM é particularmente eficiente em domínios de geometria complexa nos quais a precisão desejada varia ao longo do domínio.(AIRAKSINEN, 2010)

De acordo com Airaksinen (2010), o problema é formulado numa forma fraca pela multiplicação da equação governante por uma função de teste e pela integração numérica sobre o domínio computacional. Dessa forma, o elemento de análise, por exemplo, a pressão acústica, passa a ser representado na forma de um somatório.

$$p(x) = \sum_{j=1}^n N_j(x)p_j = [N_1(x), \dots, N_n(x)] \begin{bmatrix} p_1 \\ \vdots \\ p_n \end{bmatrix} = \mathbf{N}(x)^T \mathbf{p} \quad 2.32$$

Como $N_j(x)$ sendo as funções de interpolação do j-ésimo nó na malha definida, p_j é o valor nodal no nó j e n é o número de nós no domínio computacional. O Método de Galerkin propõe que $N_j(x)$ seja usado como função de interpolação. Há muitas possibilidades de funções de interpolação, mas as mais usadas são lineares ou polinomiais. A escolha das funções de interpolação que levem em consideração apenas nós adjacentes tem a vantagem de gerar sistemas lineares esparsos, que permitem a solução de problemas de larga escala.

O sistema linear resultante da discretização das equações de Helmholtz ou Navier são não hermitianas e indefinidas. Para frequências médias e altas a matriz rigidez pode ser extremamente grande. Para evitar erros de mudança de fase (ou erros de poluição) há a necessidade de uma discretização mais fina para altas frequências.(AIRAKSINEN, 2010)

A equação governante da propagação tridimensional de ondas acústicas em meios estacionários não viscosos é a conhecida equação da onda, (2.19):

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad 2.33$$

onde: t é o tempo, c é a velocidade de propagação da onda no meio em estudo, ∇^2 é o operador Laplaciano e p é a pressão sonora.

2.6. PROBLEMAS AXISSIMÉTRICOS.

Problemas axissimétricos são aqueles que possuem simetria axial, sua representação mais comum é em coordenadas cilíndricas.

Em coordenadas cilíndricas, utilizando-se do operador Laplaciano ∇^2 dado pela eq. (2.20), a equação da onda pode ser escrita na seguinte forma:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad 2.34$$

Para problemas axissimétricos, assume-se que a pressão sonora não depende da coordenada θ . Assim, a eq. (2.67) se reduz a:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad 2.35$$

Utilizando a técnica de separação de variáveis, assume-se que a pressão sonora pode ser expressa como sendo:

$$p(r,z,t) = P^*(r,z) e^{j\omega t} \quad 2.36$$

onde

ω é a frequência angular da onda de pressão;

$P^*(r,z)$ é uma função que só depende das coordenadas espaciais (r,z) .

Ao substituir esta aproximação de $p(r, z, t)$ na eq. (2.19) resulta:

$$\left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial^2 P^*}{\partial r^2} \right) + \frac{\partial^2 P^*}{\partial z^2} + \frac{\omega^2}{c^2} P^* \right] e^{j\omega t} = 0 \quad 2.37$$

que será sempre satisfeita quando

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial^2 P^*}{\partial r^2} \right) + \frac{\partial^2 P^*}{\partial z^2} + \frac{\omega^2}{c^2} P^* = 0 \quad 2.38$$

Com uso do conjunto das funções de interpolação de elementos finitos, $[\phi]$ e os valores nodais de $P^*(r,z)$, $\{p\}$, para aproximar $P^*(r,z)$ por $P^* \cong [\phi]\{p\} = \phi_i p_i$, e utilizando o Método de Galerkin para minimizar o resíduo gerado na eq. (2.38) devido a esta aproximação, obtém-se:

$$\int_{\Omega} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial^2 P^*}{\partial r^2} \right) + \frac{\partial^2 P^*}{\partial z^2} + \frac{\omega^2}{c^2} P^* \right] \phi_j d\Omega = 0 \quad 2.39$$

Como $d\Omega$ pode ser escrito como sendo igual a $2\pi r dr dz$, então a eq. (2-39) pode ser reescrita como:

$$\left[\int_{\Omega^*} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial^2 P^*}{\partial r^2} \right) \phi_j r dr dz + \int_{\Omega^*} \frac{\partial^2 P^*}{\partial z^2} \phi_j r dr dz + \int_{\Omega^*} \frac{\omega^2}{c^2} P^* \phi_j r dr dz \right] 2\pi = 0 \quad 2.40$$

onde $d\Omega^* = r dr dz$.

Integrando por partes os dois primeiros termos da eq. (2.40) tem-se:

$$\int_{\Omega^*} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial^2 P^*}{\partial r^2} \right) \phi_j r dr dz = \int_{\Gamma} \frac{\partial P^*}{\partial r} \phi_j n_r r d\Gamma - \int_{\Omega^*} \frac{\partial P^*}{\partial r} \frac{\partial \phi_j}{\partial r} r dr dz \quad 2.41$$

e

$$\int_{\Omega^*} \frac{\partial^2 P^*}{\partial z^2} \phi_j r dr dz = \int_{\Gamma} \frac{\partial P^*}{\partial z} \phi_j n_z r d\Gamma - \int_{\Omega^*} \frac{\partial P^*}{\partial z} \frac{\partial \phi_j}{\partial z} r dr dz \quad 2.42$$

onde (n_r, n_z) são as componentes do vetor normal \mathbf{n} ao contorno Γ . A substituição destes dois resultados na eq. (2.40) e o agrupamento dos termos comuns resulta em:

$$\int_{\Gamma} \left[\frac{\partial P^*}{\partial r} n_r + \frac{\partial P^*}{\partial z} n_z \right] \phi_j r d\Gamma - \int_{\Omega^*} \frac{\partial P^*}{\partial r} \frac{\partial \phi_j}{\partial r} r dr dz - \int_{\Omega^*} \frac{\partial P^*}{\partial z} \frac{\partial \phi_j}{\partial z} r dr dz + \frac{\omega^2}{c^2} \int_{\Omega^*} P^* \phi_j r dr dz = 0 \quad 2.43$$

Admitindo que a velocidade da partícula possa ser expressa como sendo o produto de uma parcela que depende da posição e outra do tempo da mesma forma que a eq. (2.37), escreve-se:

$$\mathbf{u}(r, z, t) = \mathbf{u}^*(r, z)e^{j\omega t} \quad 2.44$$

Com uso da eq. (2.44), pode-se reescrever a equação da conservação da quantidade de movimento (2.17) como sendo:

$$\left[j\rho_0\omega\mathbf{u}^* + \nabla P^* \right] e^{j\omega t} = 0 \quad 2.45$$

que será sempre satisfeita quando

$$j\rho_0\omega\mathbf{u}^* + \nabla P^* = 0. \quad 2.46$$

Nota-se que na primeira parcela da eq. (2.43) aparecem as derivadas de P^* no contorno. Então, fazendo a projeção da eq. (2.46) na direção normal ao contorno, $\mathbf{n} = (n_r, n_z)$, calcula-se esta derivada da seguinte forma:

$$\left[j\rho_0\omega\mathbf{u}^* + \nabla P^* \right] \cdot \mathbf{n} = 0. \quad 2.47$$

Ou

$$j\rho_0\omega u_n + \frac{\partial P^*}{\partial n} = 0. \quad 2.48$$

onde u_n é a velocidade normal ao contorno. Com a substituição deste resultado na eq. tem-se:

$$-j\rho_0\omega \int_{\Gamma} u_n \phi_j r d\Gamma - \int_{\Omega^*} \left[\frac{\partial P^*}{\partial r} \frac{\partial \phi_j}{\partial r} + \frac{\partial P^*}{\partial z} \frac{\partial \phi_j}{\partial z} \right] r dr dz + \frac{\omega^2}{c^2} \int_{\Omega^*} P^* \phi_j r dr dz = 0 \quad 2.49$$

A eq. (2.49) é a equação básica para o cálculo das matrizes características de elementos finitos para os problemas governados pela equação de Helmholtz (2.38). A substituição da aproximação de elementos finitos para P^* nesta expressão resulta em:

$$-j\rho_0\omega \int_{\Gamma} u_n \phi_j r d\Gamma - \int_{\Omega^*} \left[\frac{\partial \phi_i}{\partial r} \frac{\partial \phi_j}{\partial r} + \frac{\partial \phi_i}{\partial z} \frac{\partial \phi_j}{\partial z} \right] r dr dz p_i + \frac{\omega^2}{c^2} \int_{\Omega^*} \phi_i \phi_j r dr dz p_i = 0 \quad 2.50$$

que pode ser convenientemente reescrita na forma matricial como:

$$[\mathbf{K}] - k_0^2 [\mathbf{M}] \{p\} = \{f\} \quad 2.51$$

onde $k_0 = \omega/c$; $[\mathbf{K}]$, $[\mathbf{M}]$ e $\{f\}$ são as matrizes e vetor força característicos de elementos finitos. Explicitamente, tem-se:

$$[\mathbf{K}] = \int_{\Omega^*} \left[\frac{\partial \phi_i}{\partial r} \frac{\partial \phi_j}{\partial r} + \frac{\partial \phi_i}{\partial z} \frac{\partial \phi_j}{\partial z} \right] r dr dz \quad 2.52$$

$$[\mathbf{M}] = \int_{\Omega^*} \phi_i \phi_j r dr dz \quad 2.53$$

e

$$\{f\} = -j\rho_0\omega \int_{\Gamma} u_n \Phi_j r d\Gamma \quad 2.54$$

2.6.1. Formulação axissimétrica – Elemento quadrangular linear de 4 nós.

Usando as coordenadas locais (s,t), naturais, a aproximação de $P^*(r,z)$ para solução da equação de Helmholtz, com a aproximação linear em cada elemento é:

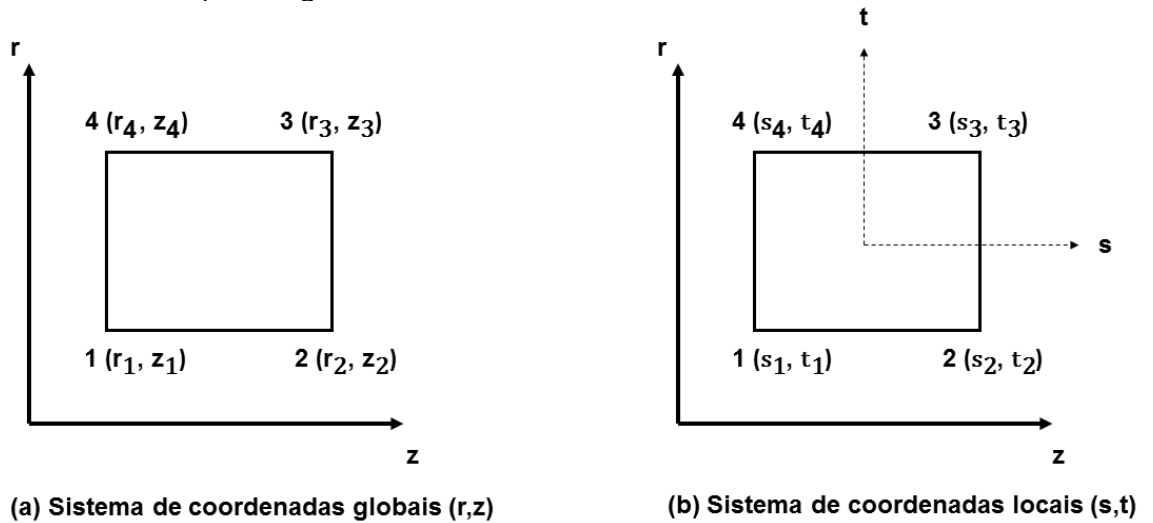
$$P^* \cong [\phi] \{p\} = \sum_{i=1}^4 \phi_i(s,t) p_i \quad 2.55$$

onde

$\{p\}$ é o vetor com os valores nodais de P^* ;

ϕ é o conjunto de funções de interpolação sobre o elemento.

Figura 2.10- Elemento quadrangular linear de 4 nós



Fonte: O autor, 2018

Para este elemento as funções de interpolação valem:

$$\phi_1(s, t) = \frac{1}{4}(1-s)(1-t) \quad 2.56$$

$$\phi_2(s, t) = \frac{1}{4}(1+s)(1-t) \quad 2.57$$

$$\phi_3(s, t) = \frac{1}{4}(1+s)(1+t) \quad 2.58$$

$$\phi_4(s, t) = \frac{1}{4}(1-s)(1+t) \quad 2.59$$

As matrizes $[K]$ e $[M]$ e o vetor força $\{f\}$ característicos para problemas axissimétricos são dados pelas equações (2.52), a (2.56), ou seja:

Os valores de $[K]$ e $[M]$ são avaliados numericamente e podem ser calculados com a conhecida regra da integração de Gauss (Zienkiewicz e Taylor, 2000)

$$\iint f(r, z) dr dz = \iint f(s, t) |J(s, t)| ds dt = \sum_{n=1}^{NG} \sum_{m=1}^{NG} W_n W_m f(s_n, t_m) |J(s_n, t_m)| \quad 2.60$$

onde

(s_n, t_n) são os conhecidos pontos de Gauss;

W_n é o peso de integração associado ao enésimo ponto de Gauss;

$|J(s_n, t_m)|$ é o valor do Jacobiano da transformação calculado no ponto de Gauss com coordenadas (s_n, t_m) . A expressão explícita para o cálculo do Jacobiano da transformação de coordenadas (r, z) para (s, t) , é:

$$[J] = \begin{bmatrix} \frac{\partial r}{\partial s} & \frac{\partial z}{\partial s} \\ \frac{\partial r}{\partial t} & \frac{\partial z}{\partial t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^4 \frac{\partial \phi_i}{\partial s} r_i & \sum_{i=1}^4 \frac{\partial \phi_i}{\partial s} z_i \\ \sum_{i=1}^4 \frac{\partial \phi_i}{\partial t} r_i & \sum_{i=1}^4 \frac{\partial \phi_i}{\partial t} z_i \end{bmatrix} \quad 2.61$$

O vetor força, representado pela eq. (2.54), é calculado explicitamente para u_n constante no contorno, ou seja:

$$\{\mathbf{f}\} = j p_0 \omega u_n \int_{\Gamma} \Phi_j r d\Gamma \quad 2.62$$

Para o cálculo do vetor força, as funções de interpolação devem ser avaliadas sobre o contorno. As expressões para estas funções no contorno, representadas pela Figura 2.8, são dadas por:

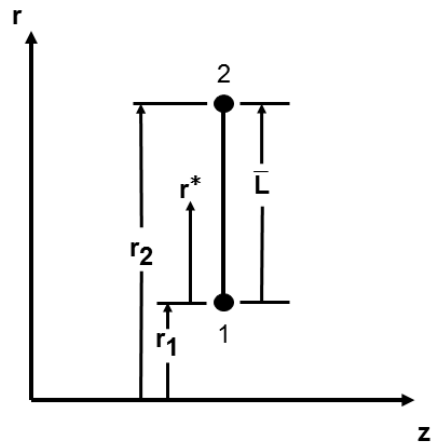
$$\phi_1(r^*) = 1 - \frac{r^*}{\bar{L}} \quad 2.63$$

E

$$\phi_2(r^*) = \frac{r^*}{\bar{L}} \quad 2.64$$

onde: \bar{L} é o comprimento do elemento do contorno e r^* é a coordenada local definida na Figura 2.10.

Figura 2.11 - Elemento linear do contorno



Integrando o vetor força, após a substituição das funções interpolação, em relação à coordenada r^* , tem-se:

$$\{\mathbf{f}\} = j\rho_0 \omega u_n \frac{\bar{L}}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} r_1 \\ r_2 \end{Bmatrix} \quad 2.65$$

De acordo com Airaksinen (2010) o Método dos Elementos de Contorno ou BEM (*Boundary Element Method*) tem uma utilidade semelhante ao método dos elementos finitos mas, em vez de solucionar as EDPs para o volume todo, resolve apenas os contornos, utilizando matrizes menores e, conseqüentemente menos tempo e potência computacional, porém, só pode ser utilizado em meios homogêneos e, portanto, não será abordado mais neste trabalho.

Métodos analíticos multidimensionais diferem dos métodos numéricos e são desejáveis por conta do baixo esforço computacional, porém, eles não são capazes de modelar silenciadores de geometria complexa ou propriedades não homogêneas. Técnicas numéricas tem sido utilizadas para tais casos justamente por conta dessa dificuldade. (ANTEBAS *et. al.*, 2013)

2.7. OTIMIZAÇÃO

Otimização é o processo de encontrar a melhor solução para um problema entre todas as soluções disponíveis e, portanto, depende de um objetivo. Cada

problema passa por uma função objetivo que deve ser minimizada ou maximizada. (AIRAKSINEN, 2010)

Otimização da superfície de um silenciador reativo consiste na alteração de elementos, tais quais o perfil externo da câmara de expansão, passa pela redução simultânea da transmissão de múltiplas frequências. Esse elemento pode ser obtido por uma formulação de otimização multicritérios com base na TL das múltiplas frequências, que pode ser realizada através de algoritmos genéticos. (AIRAKSINEN, 2010)

A Estratégia mais comum na otimização de silenciadores tem sido a otimização do tamanho de um conjunto pequeno de parâmetros independentes de um layout básico do silenciador. A maior parte desses estudos se baseia em metaheurísticas, como algoritmos genéticos, em conjunto com uma análise de onda-plana, que é simples e rápida, para que seja possível lidar com o grande número de avaliações de funções objetivo que os algoritmos de metaheurística exigem (CHIU, 2010; CHIU E CHANG, 2008; YEH *et. al.*, 2004; YEH, CHANG E CHIU, 2006)

Uma variação dessa estratégia é a contribuição de Airaksinen e Heikkola (2011) que utiliza soluções de elementos finitos da equação de Helmholtz em 3d acoplado ao uso de algoritmos genéticos para determinar os quatro parâmetros de um silenciador de uma câmara de expansão simples. Uma abordagem mais geral que esses procedimentos de dimensionamento é a aplicação de métodos de otimização topológica para o interior do silenciador. As primeiras aplicações dessa classe de métodos para o desenvolvimento de câmaras de reflexão planar parecem ter sido realizadas por Jensen e Sigmund (2005), no entanto, configurações mais realistas em 3D ou mesmo respeitando a axissimetria não têm sido abordados recentemente, de acordo com Yedeg, Wadbro e Berggren. (2016)

2.8. ALGORITMOS GENÉTICOS

Algoritmos genéticos são programas que imitam o processo evolutivo, envolvendo a cruza, mutação e sobrevivência do mais apto, na solução de problemas. Trata-se de um processo iterativo que altera elementos chave do objetivo de forma aleatória, combinando indivíduos de forma controlada, com base numa função

objetivo, quanto melhor o resultado, mais provável é a utilização daquele indivíduo para uma combinação.(MITCHELL, 1995)

Algoritmos genéticos são uma metaheurística e, como tal, não fornecem garantia de obter o resultado ótimo, porém, permitem a obtenção de uma solução aceitável num espaço de tempo relativamente curto(TALBI, 2009)

A otimização através do algoritmo genético passa pelo processo de manter e evoluir os indivíduos de melhor aptidão. A evolução acontece através da maximização ou minimização de uma função objetivo, isso faz com que o processo atinja soluções boas sem a necessidade de um bom ponto inicial. (BELEGUNDU E CHANDRUPATLA, 2011)

De acordo com Belegundu e Chandrupatla (2011), as variáveis de projeto são representadas como conjuntos de números binários que são denominados cromossomos. Sendo assim, o intervalo possível de uma variável de projeto está limitado ao número de possibilidades do seu valor binário convertido, ou seja:

$$N=2^m-1 \quad 2.66$$

Sendo assim, cada variável pode ser representada por uma codificação binária, por exemplo: $b_1 = 101100$, sendo esse um elemento de 6 bits que pode ser decodificado a uma configuração decimal da seguinte forma

$$b_1=(1.2^5+0.2^4+1.2^3+1.2^2+0.2^1+0.2^0)=44 \quad 2.67$$

Os limites superior e inferior determinam a variação possível de valores da variável de projeto, de forma que:

$$s_i = \frac{u_i - l_i}{N} \quad 2.68$$

Onde: u_i é o limite superior da variável de projeto

l_i é o limite inferior da variável de projeto

A variável de projeto é, com base nesse valor binário e em seus limites inferior e superior determinada por:

$$x_1 = l_i + s_i b_i \quad 2.69$$

Isso determina a dimensão em formato decimal para a otimização paramétrica de superfície.

O primeiro passo para o uso do algoritmo genético é a criação da população inicial de variáveis de projeto, denominadas x_n . Cada indivíduo é formado uma *string*

de n variáveis por m bits, conforme apresentado no Quadro 2-1 – Exemplo de uma população gerada pelo algoritmo genético.

Quadro 1 – Exemplo de uma população gerada pelo algoritmo genético

População	x_1	x_2	x_3	x_4	...	x_n
Indivíduo 1	110010	100100	110010	101101	...	110011
Indivíduo 2	000101	110011	010110	101100	...	100101
Indivíduo 3	110001	010011	100110	010011	...	100110
Indivíduo 4	100101	100110	101100	100110	...	101100
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
Indivíduo z	100110	100110	110110	110011	...	100111

(Fonte: O autor, 2018)

Cada elemento é gerado com base em um algoritmo simples, alimentando um vetor com os valores para cada variável de projeto com a dimensão do número de bits, utilizando um gerador de números aleatórios que gera valores de 0 a 1. Se o valor for menor ou igual a 0,5 o elemento do vetor recebe o valor 0, caso contrário recebe o valor 1, dessa forma cada variável de projeto para cada indivíduo é gerada aleatoriamente.

Uma vez gerados todos os indivíduos, há a decodificação e avaliação da função objetivo para eles, cada indivíduo obtendo um valor chamado *fitness*, que é posteriormente utilizado nos operadores evolucionários.

De acordo com Chen & Chiou (2013) três operadores evolucionários foram desenvolvidos para simular o processo de evolução.

O primeiro operador é chamado de seleção e, como o nome implica, seleciona os melhores indivíduos de uma determinada geração para um subgrupo de parentes em potencial para, posteriormente, gerarem filhotes. O objetivo desse operador é manter os melhores indivíduos e eliminar os piores de uma geração.

O sistema de seleção é baseado numa roleta, e os indivíduos são selecionados aleatoriamente, porém, os indivíduos têm suas probabilidades de serem selecionados baseadas nos valores de *fitness*, fazendo com que os indivíduos mais aptos tenham uma chance maior de serem escolhidos para gerar a nova população.

O segundo operador é chamado de cruza ou *crossover* e determina a troca de genes entre os pais selecionados do grupo de parentes. O objetivo dessa operação é

gerar indivíduos novos. A troca de genes entre os parentes pode gerar filhotes mais aptos.

O processo de cruza realiza a geração de novos indivíduos através da troca de genes entre os parentes num ponto de cruza determinado. Por exemplo:

Quadro 2 – representação do processo de cruza

Indivíduo 1	110010	100100	110 010	101101	110011
Indivíduo 2	000101	110011	010 110	101100	100101
Cruza	↓	↓	↓		
Filhote 1	000101	110011	010 010	101101	110011
Filhote 2	110010	100100	110 110	101100	100101

(Fonte: O autor, 2018)

O último operador é o operador de mutação e é responsável pela alteração genética dos indivíduos gerados através da alteração de alguns genes. Essa operação determina a geração de indivíduos que não poderiam ser gerados pelo processo de cruzamento.

A operação consiste na alteração de um bit, de valor 0 para 1 ou de 1 para 0, ou seja:

Quadro 3 – representação do processo de mutação

Filhote 1	000101	110011	010110	101100	100101
Mutação		↓			
Filhote 1	000101	110111	010110	101100	100101

(Fonte: O autor, 2018)

Essas três operações são executadas de forma sequencial, sobre cada geração das populações, até que o critério de convergência tenha sido satisfeito. (CHEN & CHIOU, 2013).

2.9. TÉCNICAS DE MEDIÇÃO

Nesta seção apresentam-se as técnicas de medição utilizadas para avaliar a perda de transmissão em elementos silenciadores, experimentalmente ou numericamente. A partir da comparação entre os resultados numéricos e

experimentais é possível fazer a avaliação da precisão e a eficiência da metodologia apresentada.

Os critérios mais utilizados para avaliar o desempenho acústico de silenciadores são a perda de inserção (IL), redução de ruído (NR) e a perda de transmissão (TL), descritos na seção 2.2. O parâmetro adotado para este trabalho foi a perda de transmissão uma vez que este obtido de forma pouco complicada e de fácil comparação com os modelos numéricos. Neste capítulo serão apresentadas três experimentais de medição utilizadas na predição da Perda de Transmissão Sonora de silenciadores, são elas:

- O Método da Matriz de Transferência ou Método dos Quatro Parâmetros
- O Método dos Quatro Parâmetros Modificado
- O Método dos Três-Pontos
- O Método das Duas Cargas

Estes métodos utilizam os fundamentos da propagação de ondas planas em dutos.

2.9.1. Método da Matriz de transferência

Os métodos de teste utilizados neste trabalho baseiam-se todos no método da matriz de transferência, ou método dos quatro parâmetros, dessa forma haverá aqui uma breve explicação sobre o método de tal forma a simplificar a explicação dos métodos posteriores.

De acordo com Munjal (1987) um elemento silenciador de ruído pode ser modelado na forma de uma matriz 2x2 de elementos quando as variáveis de estado são a pressão acústica p e a velocidade v . Com esses critérios, as pressões e as velocidades antes e depois do elemento silenciador ser representadas da seguinte maneira:

$$\begin{bmatrix} p_r \\ v_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{r-1} \\ v_{r-1} \end{bmatrix} \quad 2.70$$

Onde: p_r = pressão antes do elemento silenciador

p_{r-1} = pressão após o elemento silenciador

v_r = velocidade antes do elemento silenciador

v_{r-1} = velocidade após o elemento silenciador

A_{ij} = Parâmetros correspondentes ao elemento silenciador

$$\begin{aligned} A &= \frac{p_r}{p_{r-1}} \Big|_{v_{r-1}=0} & B &= \frac{p_r}{v_{r-1}} \Big|_{p_{r-1}=0} \\ C &= \frac{v_r}{p_{r-1}} \Big|_{v_{r-1}=0} & D &= \frac{v_r}{v_{r-1}} \Big|_{p_{r-1}=0} \end{aligned} \quad 2.71$$

A formulação é bastante versátil, uma vez que permite, com facilidade, o cálculo dos parâmetros com elementos que podem ser obtidos experimentalmente ou calculados numericamente pelo método dos Elementos Finitos. (MUNJAL, 1987)

De acordo com Wu, Zhang e Cheng (1998) o método, quando aplicado diretamente, possui uma limitação que o torna bastante inapto para cálculo numérico iterativo, que é a necessidade de utilizar duas condições de contorno distintas, fazendo com que cada avaliação numérica seja feita duas vezes. Para isso foi desenvolvido um método que se utiliza de uma variação desses parâmetros, de forma que possam ser calculados em apenas uma passada.

2.9.2. Método dos quatro parâmetros modificado

A modificação do método tradicional consiste em alterar a ordem dos elementos utilizados de forma que apenas a velocidade seja usada na análise numérica. Enquanto ainda são necessários dois cálculos, a análise numérica pode ser feita simultaneamente, uma vez que a única alteração é sobre a variável de velocidade. (Wu, Zhang e Cheng, 1998)

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A^* & B^* \\ C^* & D^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ -v_2 \end{bmatrix} \quad 2.72$$

Aonde

$$A^* = p_1 \Big|_{v_1=1, v_2=0}; \quad B^* = p_1 \Big|_{v_1=0, v_2=-1} \quad 2.73$$

$$C^* = p_2 \Big|_{v_1=1, v_2=0}; \quad D^* = p_2 \Big|_{v_1=0, v_2=-1} \quad 2.74$$

Com esses parâmetros é possível obter os 4 parâmetros originais através da resolução dos sistemas para p_1 e v_1 em função de p_2 e v_2 , obtendo:

$$A = \frac{A^*}{C^*}; B = B^* - A^* \frac{D^*}{C^*}; C = \frac{1}{C^*}; D = \frac{D^*}{C^*} \quad 2.75$$

A partir desses parâmetros a perda de transmissão pode ser realizada através da equação:

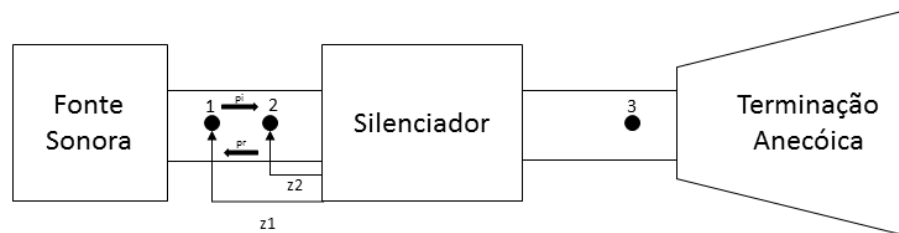
$$TL = 20 \log_{10} \left(\frac{1}{2} \left| A + \frac{B}{\rho c} + C \rho c + D \right| \right) \quad 2.76$$

2.9.3. Método dos três pontos.

A segunda forma de avaliação é o método dos três pontos, um método inicialmente desenvolvido para análise acústica pelo método dos elementos de contorno que, por sua simplicidade, pode ser facilmente utilizado em situações experimentais ou com o método dos elementos finitos, e utiliza-se da pressão em três pontos nos dutos de entrada e saída, (WAN, 1995).

Desde que a terminação seja anecóica na saída, $Z = \rho_0 c$, a onda acústica somente terá a parcela transmitida, p_3 , no duto de saída, Figura 2.12. A onda na entrada possui uma parcela incidente, p_i , e outra refletida, p_r . Nesta técnica, escolhem-se arbitrariamente dois pontos na entrada (ponto 1 e 2) e um na saída (ponto 3).

Figura 2.12 - Método dos três pontos



As pressões sonoras nos pontos 1 e 2 e as parcelas incidente e refletida podem ser escritas através das equações 2.77 a 2.80:

$$p_1(f) = p_i(f) e^{+jkz_1} + p_r(f) e^{-jkz_1} \quad 2.77$$

$$p_2(f) = p_i(f) e^{+jkz_2} + p_r(f) e^{-jkz_2} \quad 2.78$$

$$p_i = \frac{1}{2j \operatorname{sen}[k(z_1 - z_2)]} (p_1 e^{-jkz_2} - p_2 e^{-jkz_1}) \quad 2.79$$

$$p_r = \frac{1}{2j\text{sen}[k(z_1-z_2)]} (p_2 e^{-jkz_1} - p_1 e^{-jkz_2}) \quad 2.80$$

A perda de transmissão (TL) é definida pela eq. 2.3. Pode-se dizer que a potência sonora na entrada e na saída valem (Munjal, 1987):

$$W_i = \frac{p_i^2 S_i}{\rho_0 c} \quad 2.81$$

e

$$W_o = \frac{p_3^2 S_o}{\rho_0 c} \quad 2.82$$

Com a substituição destas equações na eq. 2.3 resulta:

$$TL = 20 \log_{10} \frac{|p_i|}{|p_3|} + 10 \log_{10} \frac{S_i}{S_o} \quad 2.83$$

onde p_3 é a amplitude da onda sonora num ponto qualquer localizado na saída do silenciador.

2.9.4. Método das duas cargas

O Método das Duas Cargas (*Two-Load Method*) é utilizado para determinação experimental dos quatro parâmetros da matriz de transferência de um silenciador, (Munjal e Doige, 1990; Tao e Seybert, 2003)

A técnica prevê a análise do sistema em duas situações distintas e com a utilização de quatro microfones, por exemplo, uma análise do sistema com terminação anecóica e outra com terminação rígida. A configuração I é avaliada por primeiro. Utilizando o método da matriz de transferência pode-se obter os quatro parâmetros para o silenciador entre os microfones 1-2 e 3-4, localizados nos tubos de entrada e de saída respectivamente, ou seja:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{12} & B_{12} \\ C_{12} & D_{12} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad 2.84$$

e

$$\begin{bmatrix} p_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{34} & B_{34} \\ C_{34} & D_{34} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_4 \\ v_4 \end{bmatrix} \quad 2.85$$

Os quatro parâmetros entre os microfones 2-3 podem ser expressos por:

$$\begin{bmatrix} p_{21} \\ v_{21} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{23} & B_{23} \\ C_{23} & D_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{31} \\ v_{31} \end{bmatrix} \quad 2.86$$

onde

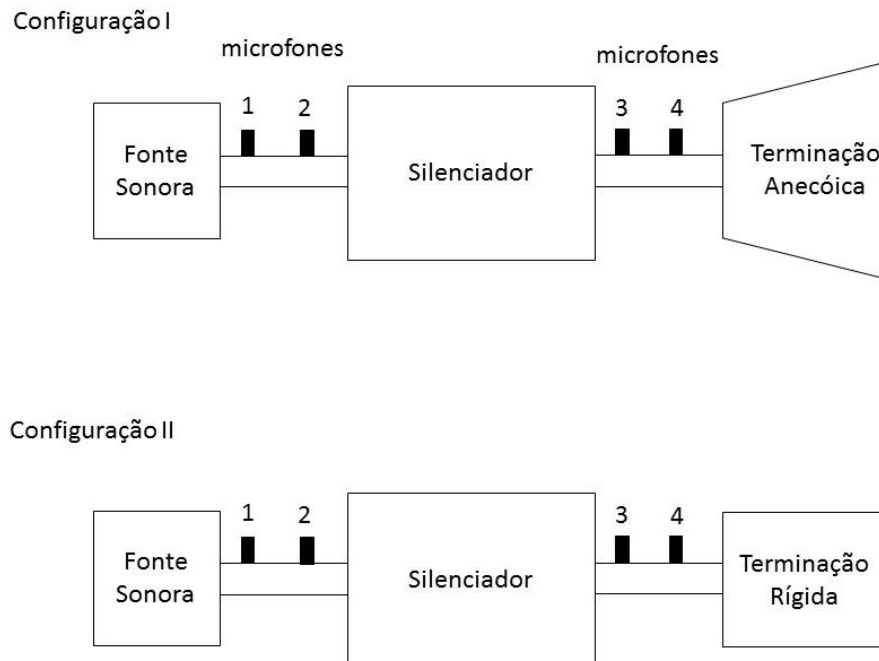
I é o sub índice referente a configuração I na Figura 2.13;

A_{ij} , B_{ij} , C_{ij} e D_{ij} são os quatro parâmetros para os pares de microfones i-j;

p_{i1} é a pressão sonora para o ponto i referente a configuração I;

v_{i1} é a velocidade da partícula para o ponto i referente a configuração I.

Figura 2.13 - Esquema do método das duas cargas



$$\begin{bmatrix} 1 & p_{21} \\ \frac{1}{B_{12}}(p_{11} - A_{12}p_{21}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{23} & B_{23} \\ C_{23} & D_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{31} \\ \frac{D_{34}}{B_{34}}p_{31} + \left(C_{34} - \frac{D_{34}A_{34}}{B_{34}}\right)p_{41} \end{bmatrix} \quad 2.87$$

Na Equação 2.87 pode-se notar que existem quatro constantes desconhecidas, A_{23} , B_{23} , C_{23} e D_{23} , para duas equações. A utilização de uma terminação diferente na configuração II, representada na Figura 2.13 implica apenas na alteração da impedância da saída, portanto, é operada essencialmente da mesma forma, gerando assim mais duas equações, e os quatro parâmetros entre os microfones 2-3 podem ser avaliados, obtendo, assim:

$$A_{23} = \frac{\Delta_{34}(H_{32I}H_{34II} - H_{32II}H_{34I}) + D_{34}(H_{32II} - H_{32I})}{\Delta_{34}(H_{34II} - H_{34I})} \quad 2.88$$

$$B_{23} = \frac{B_{34}(H_{32I} - H_{32II})}{\Delta_{34}(H_{34II} - H_{34I})} \quad 2.89$$

$$C_{23} = \frac{(H_{34I} - A_{12}H_{32I})(\Delta_{34}H_{34II} - D_{34}) - (H_{34II} - A_{12}H_{32II})(\Delta_{34}H_{34I} - D_{34})}{B_{12}\Delta_{34}(H_{34II} - H_{34I})} \quad 2.90$$

$$D_{23} = \frac{(H_{31I} - H_{31II}) + A_{12}(H_{32II} - H_{32I})}{B_{12}\Delta_{34}(H_{34II} - H_{34I})} B_{34} \quad 2.91$$

onde $H_{ij} = \frac{p_j}{p_i}$ é a função de transferência de j em relação a i e pode ser

facilmente medida com a relação entre os microfones i e j.

Desde que o fluxo no interior do silenciador possa ser desconsiderado os quatro parâmetros para os elementos 1-2 e 3-4 podem ser expressos como:

$$\begin{bmatrix} A_{12} & B_{12} \\ C_{12} & D_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0 z_{12}) & j\rho_0 c \operatorname{sen}(k_0 z_{12}) \\ \frac{j \operatorname{sen}(k_0 z_{12})}{\rho_0 c} & \cos(k_0 z_{12}) \end{bmatrix} \quad 2.92$$

$$\begin{bmatrix} A_{34} & B_{34} \\ C_{34} & D_{34} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0 z_{34}) & j\rho_0 c \operatorname{sen}(k_0 z_{34}) \\ \frac{j \operatorname{sen}(k_0 z_{34})}{\rho_0 c} & \cos(k_0 z_{34}) \end{bmatrix} \quad 2.93$$

onde z_{12} e z_{34} são as distâncias entre os microfones 1-2 e 3-4, respectivamente.

Após a determinação experimental dos quatro parâmetros através do método das duas cargas a perda de transmissão (TL) pode ser facilmente determinada por (Igarashi e Toyama, 1958; Munjal, 2014)

$$TL=20\log_{10}\left\{\frac{\left|A_{23}+\frac{B_{23}}{\rho_0 c}+C_{23}\rho_0 c+D_{23}\right|}{2}\right\}+10\log_{10}\frac{S_i}{S_o} \quad 2.94$$

3. METODOLOGIA

Este capítulo irá apresentar o processo de seleção e obtenção dos objetos de teste, bem como o método utilizado para a determinação e realização dos testes e a forma de análise dos resultados obtidos.

Fluxograma da metodologia.

1. Estudo da literatura existente sobre filtros acústicos reativos, algoritmos genéticos e método dos elementos finitos;
2. Definição dos métodos de cálculo de perda de transmissão;
3. Adaptação do aplicativo de FEM para os métodos de cálculo de perda de transmissão;
4. Definição do elemento finito;
5. Escolha dos modelos axissimétricos para otimização;
6. Definição das faixas de frequência com o modelo de controle;
7. Adaptação do código da malha para os modelos escolhidos;
8. Determinação dos parâmetros do algoritmo genético;
9. Otimização com o GA:
 - a. Testes realizados individualmente partindo do modelo de controle para todas as combinações possíveis de frequências de interesse;
 - b. Testes realizados tomando como base os resultados dos testes individuais para todas as combinações possíveis de frequências de interesse;
 - c. Testes realizados tomando como base os resultados dos testes secundários para todas as combinações possíveis de frequências de interesse;
 - d. Testes realizados com otimização simultânea dos parâmetros dois a dois e com todos os parâmetros possíveis simultaneamente para todas as combinações possíveis de frequências de interesse;

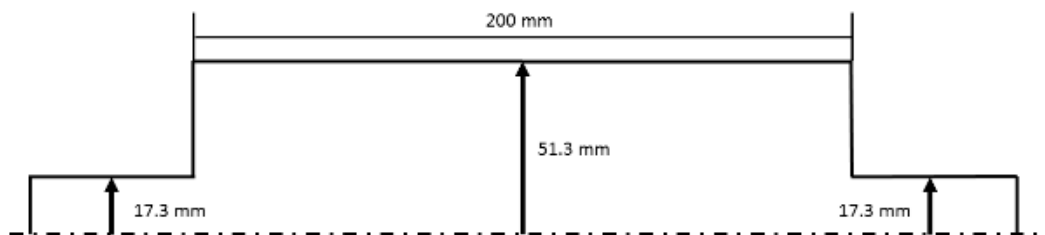
10. Avaliação dos resultados

- a. Comparação entre as formas de cálculo;
- b. Comparação entre a primeira fase e a segunda fase de testes sequenciais;
- c. Comparação entre a segunda fase a terceira fase de testes sequenciais;
- d. Comparação entre os testes sequenciais de duas variáveis e os testes simultâneos de duas variáveis;
- e. Comparação entre os testes sequenciais de três variáveis e os testes simultâneos de três variáveis;
- f. Comparação entre a ordem de realização dos testes sequenciais.

3.1. MODELO INICIAL

A primeira determinação a ser feita foi a escolha do elemento de base para que as adaptações possam ser realizadas. O raio dos tubos de entrada e saída seriam de: 17,3 mm e o raio de base da câmara de expansão seria de 51,3 mm, com um comprimento de 200 mm, conforme representado na Figura 3.1.

Figura 3.1 - Modelo Inicial – Vista axissimétrica.

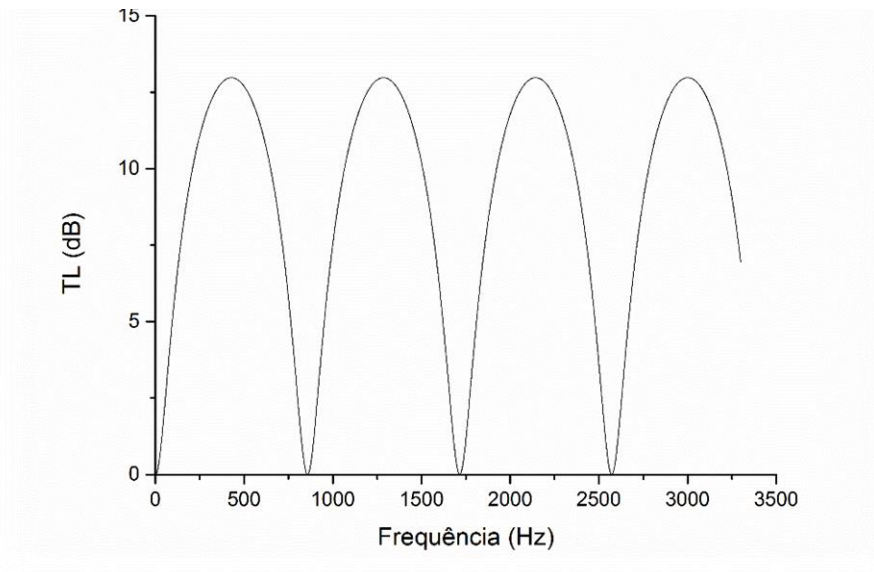


Fonte: O autor, 2018

Essa consideração, em conjunto com a teoria da onda plana determina a frequência limite para análise, considerando a velocidade do som no ar 343 m/s, a frequência limite é a frequência de corte no duto de entrada e saída, de acordo com a equação 2.30, trata-se de: 5806 Hz.

As frequências de interesse foram selecionadas com base no pior resultado do silenciador de câmara simples não modificado para, assim, testar a capacidade de otimização do método. O silenciador teste é um silenciador cuja câmara possui um comprimento de 200 mm e um diâmetro de 102,6 mm, sendo assim, conforme a teoria da onda plana, as frequências de interesse são 835 Hz, 1750 Hz, 2595 Hz:

Figura 3.2- Comportamento da TL do elemento sem modificação



Fonte: o autor

Para tentar garantir um aproveitamento melhor da banda de frequência otimizada, a análise da TL foi realizada com uma pequena banda de $\pm 12,5$ Hz, partindo das frequências de interesse e tomadas em intervalos de 1 Hz, tornando as, então, as faixas de 822,5 Hz a 847,5 Hz, de 1737,5 Hz a 1762,5 Hz e 2582,5 Hz a 2607,5 Hz.

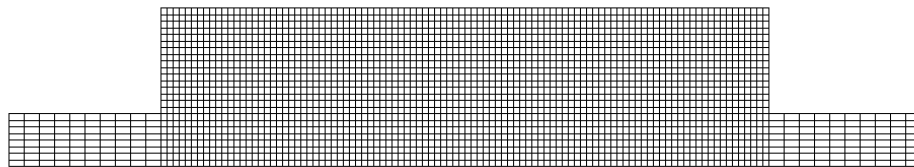
3.2. MALHA DE ELEMENTOS FINITOS

A determinação seguinte foi a de como estruturar a malha de elementos finitos a ser adaptada. Por conta da simplicidade de codificação e adaptação foi selecionada a malha de elementos quadrangulares de quatro nós, com função de interpolação linear.

De acordo com (Munjal, 1998), na análise acústica, a dimensão máxima de um elemento finito é tida como sendo inferior a 20% do comprimento de onda. Para a frequência máxima empregada, 3000 Hz, temos que a dimensão máxima do elemento poderia ser de 22,89 mm, uma vez que para uma câmara de 200 mm esse elemento não permitiria muita adaptação, foi adotado um tamanho de elemento de 2 mm em uma dimensão inicialmente.

Dessa forma, a malha inicial foi construída utilizando-se, para a câmara de expansão, uma malha de 100x24 elementos, totalizando 2400 elementos, conforme apresentado na Figura 3.2

Figura 3.3 - Malha inicial

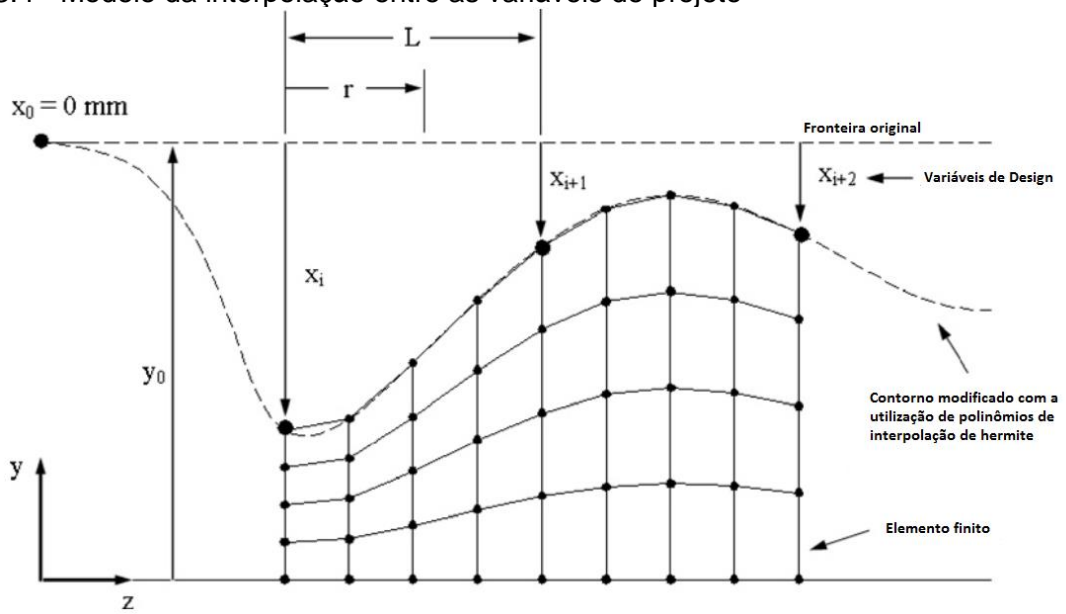


(Fonte: O autor, 2018)

A primeira alteração prevista foi a de forma nos limites da câmara de expansão, para tanto algumas considerações precisaram ser adotadas. Como a alteração se dará por meio de uma metaheurística estocástica, isto é, um mecanismo de busca pelo indivíduo ideal que utiliza valores aleatórios direcionados, a superfície gerada

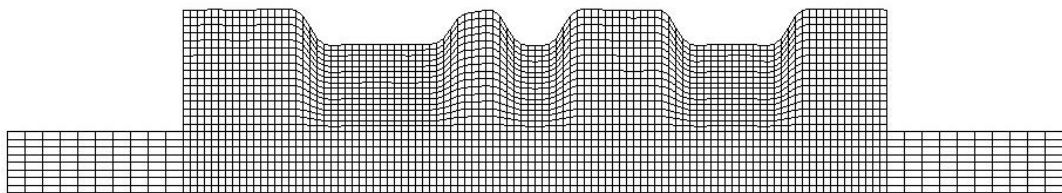
pode ser de construção muito difícil, além de apresentar um conjunto muito grande de variáveis de projeto. Para resolver este problema foi adotada a metodologia apresentada no trabalho de Lima et al. (2011), utilizando a formulação cúbica de polinômios de Hermite conforme apresentado na Figura 3.3 para a suavização da superfície e redução das variáveis de projeto, foram utilizados, obtendo formas suaves após a otimização, conforme representado pela Figura 3.4.

Figura 3.4 - Modelo da interpolação entre as variáveis de projeto



Fonte: Adaptado de Lima, et. al. (2011)

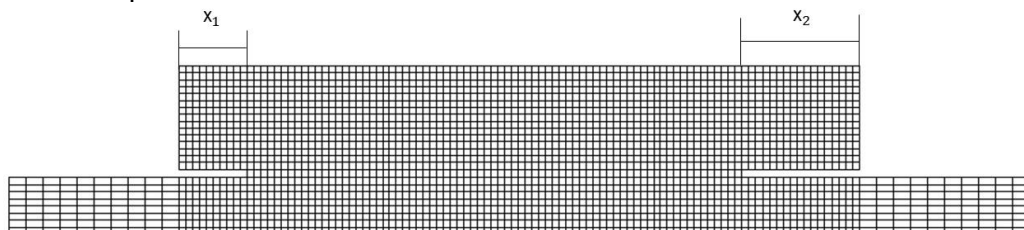
Figura 3.5 - Exemplo da alteração de superfície



(Fonte: O autor, 2018)

A segunda alteração prevista foi a alteração de extensão de dutos de entrada e saída do elemento silenciador. A otimização se deu inicialmente com limites, x_1 e x_2 simétricos até o limite de dois elementos centrais, ou seja, variando de 2 mm a 98 mm de ambos os lados, a alteração segue representada na Figura 3.5

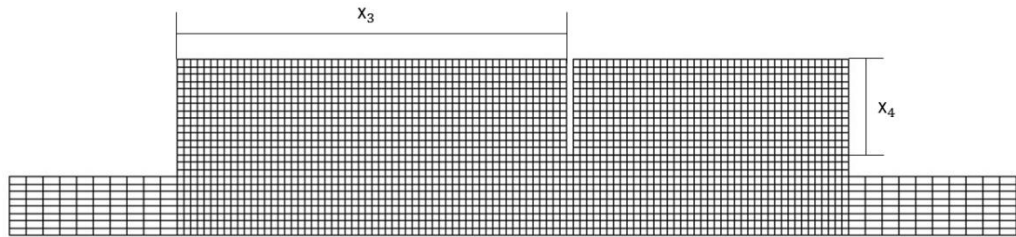
Figura 3.6 - Exemplo da extensão de dutos



(Fonte: O autor, 2018)

A terceira e última alteração prevista é a otimização do posicionamento e tamanho de um limitador entre câmaras, compondo um elemento que consiste essencialmente em duas câmaras no interior do silenciador, a otimização se dá com os limites de x_3 de 0 a 190 mm e de x_4 de 0,0 a 29,4 mm. Um exemplo está representado na Figura 3.6

Figura 3.7- Exemplo da otimização de câmaras



(Fonte: O autor, 2018)

Para facilitar a compreensão desta dissertação e evitar repetitividade na nomeação dos modelos, a partir deste ponto utilizar-se-á a terminologia apresentada na Tabela 1.

Tabela 1 - Terminologia dos modelos

Terminologia	Descrição do Modelo	Modelos utilizados
CEXX	Câmara de expansão simples com possibilidade da redução do diâmetro da câmara em XX milímetros.	CE10 CE20
DE	Câmara de expansão simples com possibilidade da extensão dos dutos de entrada e saída.	DE
2C	Câmara de expansão simples com possibilidade da divisão da câmara em duas partes.	2C

3.3. ALGORITMO GENÉTICO

De acordo com Chiu (2010), há 5 parâmetros de grande importância para a precisão do método dos algoritmos genéticos que são: tamanho da população, número máximo de iterações, Número de cromossomas, ponto de cruza e probabilidade de mutação.

Para todas as otimizações, o tamanho da população ficou determinado em 20 indivíduos, o ponto de cruza determinado aleatoriamente, e a probabilidade de

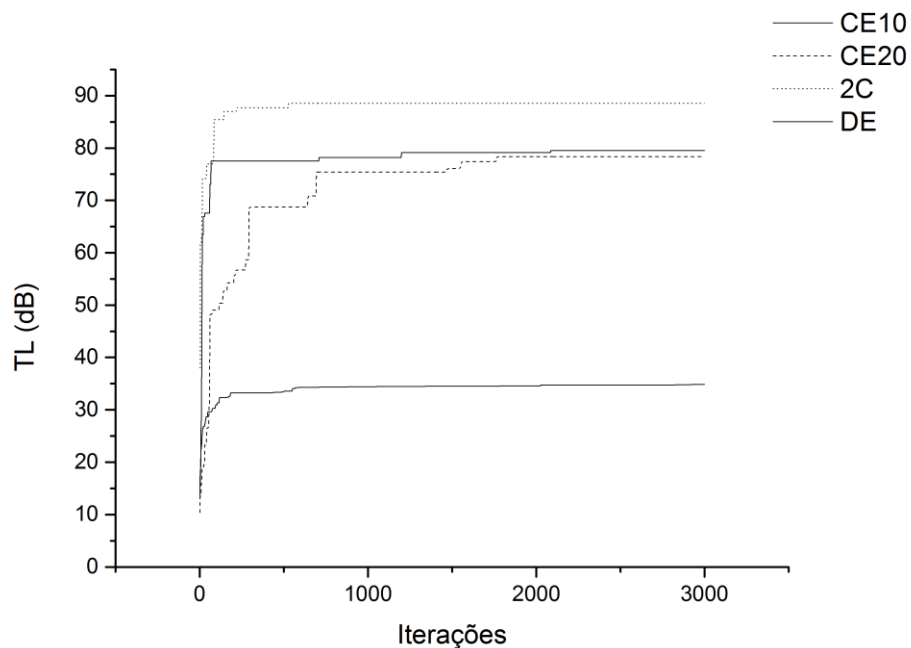
mutação em 2%, o número de cromossomas foi conforme o teste realizado, 26 cromossomas nas análises iniciais e 46 cromossomas nas análises intermediárias, com cada cromossoma composto por 12 bits.

Conforme descrito no capítulo 2.6, a função objetivo é a forma de avaliar o indivíduo e, portanto, deve representar o fenômeno avaliado. Sendo assim a função objetivo foi determinada com base no principal critério de avaliação de desempenho de um silenciador acústico, a perda de transmissão (TL). Para a avaliação coerente em múltiplas frequências a solução foi tomar uma média do somatório da perda de transmissão para cada frequência avaliada, dentro da faixa pré-determinada de frequência, adotando o seguinte formato:

$$\frac{d\omega}{\omega_f - \omega_0} \sum_{n=1}^3 \sum_{m=1}^{25} TL(f_{n,m}) \quad 3.1$$

Para a determinação do número máximo de iterações foi realizada uma análise extensiva da convergência, avaliando um elemento de cada tipo a um limite de 3000 gerações. Com esses resultados foi determinado que, a partir de 300 gerações sem melhora a TL não demonstrava aprimoramento de forma significativa, determinando, portanto que 300 gerações sem melhora com um limite de 3000 gerações no total seria o critério de parada do código, conforme apresentado na Figura 3.8

Figura 3.8 - Convergência das alterações



(Fonte: O autor, 2018)

3.4. MÉTODO DE CÁLCULO DA PERDA DE TRANSMISSÃO

Para o cálculo da perda de transmissão existem diversas formas que levam em consideração o método dos elementos finitos, foram tomados dois métodos distintos de cálculo numérico para assegurar a coerência dos resultados

O primeiro consiste no método dos quatro parâmetros modificado, conforme descrito na seção 2.9.2, um método que utiliza-se das pressões médias nos dutos de entrada e saída, das simplificações da teoria da onda plana e das pressões ao longo do elemento silenciador para a obtenção de quatro parâmetros que podem, posteriormente, ser utilizados para avaliação da TL no elemento silenciador.(WU, ZHANG E CHENG, 1998)

Uma das vantagens do método dos quatro parâmetros modificado, de acordo com Barbieri, Barbieri e Lima (2004), é a independência de manter os valores complexos, uma vez que o cálculo de TL utiliza apenas valores reais.

Este método foi escolhido por já ter sido amplamente utilizado com o método dos elementos finitos e testado experimentalmente por autores como, Barbieri, Barbieri e Lima, (2004)

A segunda forma de avaliação é o método dos três pontos, um método inicialmente desenvolvido para análise acústica pelo método dos elementos de contorno que, por sua simplicidade, pode ser facilmente utilizado em situações experimentais ou com o método dos elementos finitos, e utiliza-se da pressão em três pontos nos dutos de entrada e saída(BILAWCHUK E FYFE, 2003)

Este método foi selecionado por já ter sido amplamente utilizado com o método dos elementos finitos e testado experimentalmente por Lima, Barbieri e Barbieri (2016) De acordo com Wu et al. (1998),o método dos três pontos utiliza uma análise para cada frequência, e considera que a entrada é excitada por uma fonte de velocidade ou pressão constantes enquanto o duto de saída está conectado a uma terminação anecóica (impedância igual a ρc), e inicia sua análise com a tomada de dois pontos posicionados no eixo do duto de entrada do silenciador. Assumindo que x_1 e x_2 são as coordenadas longitudinais desses pontos, as pressões podem ser representadas por:

$$p_1 = p_i e^{-ikx_1} + p_r e^{ikx_1} ; p_2 = p_i e^{-ikx_2} + p_r e^{ikx_2} \quad 3.2$$

Com p_i representando a pressão da onda incidente e p_r representando a pressão da onda refletida. A solução do sistema, formado pelas equações representadas na equação 3.10, para p_i temos que

$$p_i = \frac{(p_1 e^{ikx_2} - p_2 e^{ikx_1})}{2i \text{sen}[k(x_2 - x_1)]} \quad 3.3$$

Contanto que o $\text{sen}[k(x_2 - x_1)] \neq 0$. O terceiro ponto pode ser colocado em qualquer lugar do duto de saída. Com esses dados a perda de transmissão pode ser avaliada com o uso da seguinte equação

$$TL = 20 \log_{10} \left(\frac{|p_i|}{|p_3|} \right) + 10 \log_{10} \left(\frac{S_i}{S_0} \right) \quad 3.4$$

Com o duto de entrada tendo a mesma área de secção transversal que o duto de saída, o segundo elemento torna-se nulo, fazendo com que a equação de perda de transmissão seja reduzida a:

$$TL = 20 \log_{10} \left(\frac{|p_i|}{|p_3|} \right) \quad 3.5$$

Com os dados de pressão ao longo do duto obtidos pelo método dos elementos finitos é possível calcular a perda de transmissão a cada iteração.

3.5. METODOLOGIA DOS TESTES NUMÉRICOS

Fase I) Teste preliminar – Para o início do estudo o modelo de câmara de expansão simples, sem otimização paramétrica da cavidade, foi testado com ambos os métodos de cálculo da TL. Os resultados obtidos nesse teste foram utilizados como dados de controle para os testes da fase posterior

Fase II) Testes primários – Ao início das otimizações, os testes foram realizados com as três variantes básicas individualmente, conforme a Figura 3.8, ou seja, a otimização foi realizada em três etapas independentes:

II.1 – determinação paramétrica da superfície da câmara de expansão;

II.2 – determinação dos comprimentos da extensão dos dutos de entrada e saída;

II.3 – determinação da localização da divisão das câmaras.

Para a caracterização de cada um dos elementos, os testes foram realizados utilizando todas as combinações possíveis das três frequências de interesse, em ambos os métodos de avaliação da TL, totalizando 14 testes por modelo, 56 otimizações primárias. Lembra-se aqui, que as três frequências de interesse são: 835, 1725 e 2595 Hz. Estas frequências correspondem as três primeiras frequências de ressonância da cavidade ($TL = 0$ dB) do modelo de câmara de expansão simples, (ver Figura 3.1 e Figura 3.2).

A comparação dos resultados dos testes iniciais determinou qual seria a forma de cálculo prioritário de avaliação, uma vez que as fases posteriores apresentaram uma quantidade excessiva de testes e a utilização de ambos os testes seria computacionalmente dispendiosa demais. O cálculo da TL com o método dos 3 pontos, a partir destas análises, foi escolhido para as próximas avaliações.

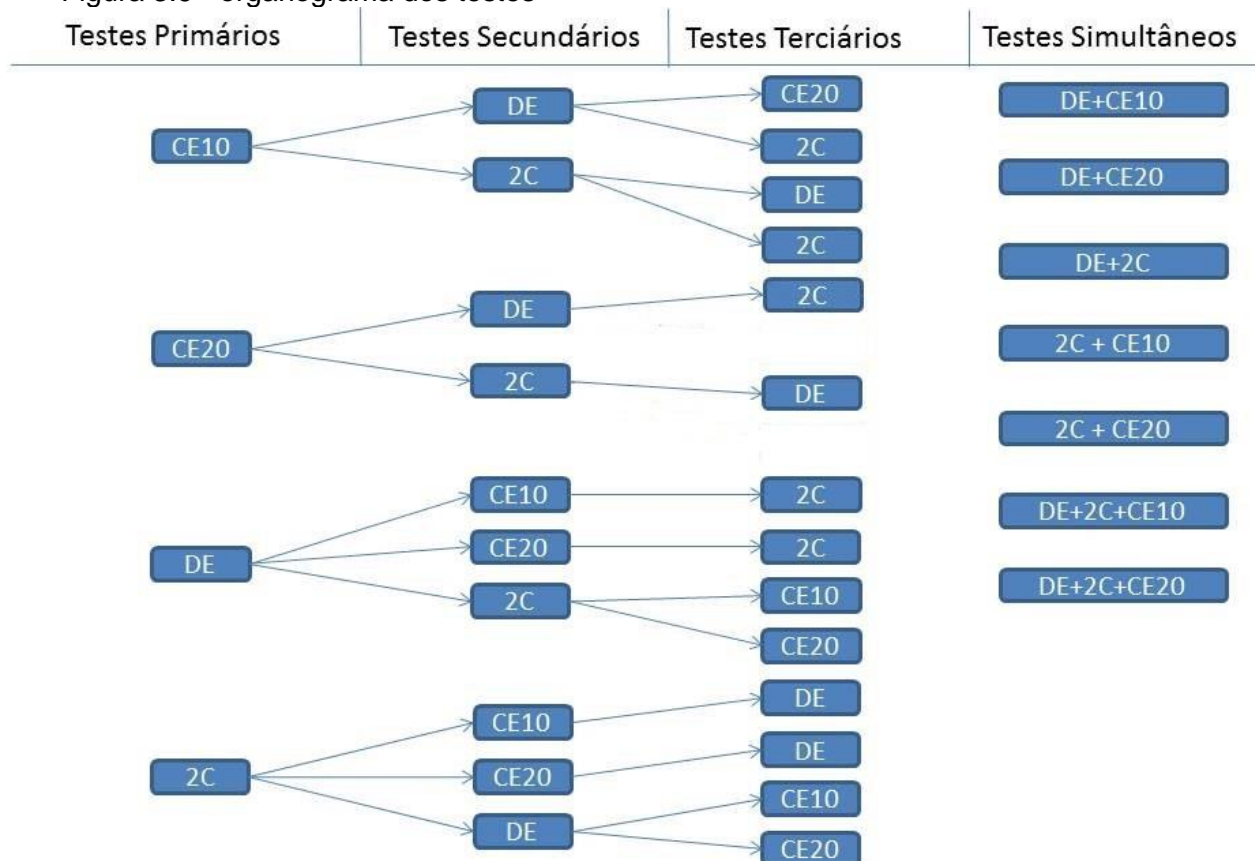
FASE III) Testes secundários – A partir dos resultados obtidos nos testes primários foi realizada a otimização contemplando todas as possibilidades de alteração da câmara de expansão, otimizando então, 10 modelos. Nesta fase, as frequências das três primeiras ressonâncias foram combinadas entre si ou não, totalizando mais 70 otimizações.

FASE IV) Testes terciários – Nesta fase foram realizadas as otimizações sobre os modelos obtidos nos testes secundários, com as otimizações paramétricas ainda não realizadas. Caracterizando assim outros 12 modelos, totalizando mais 84 testes terciários.

FASE V) Testes simultâneos – A partir do modelo inicial foram realizadas as três otimizações paramétricas simultaneamente, ou seja, alteração da cavidade, extensão dos dutos e divisão da câmara. Além disso, todas as combinações que podem ser realizadas em conjunto, caracterizando os últimos 8 modelos, gerando, assim, 56 testes.

Nesta dissertação, foi realizado um total de 266 testes (otimizações paramétricas) para a sua conclusão. A distribuição dos testes é apresentada na Figura 3.9.

Figura 3.9 - organograma dos testes



Legenda: CE10 – Câmara de expansão com limite de 10mm
 CE20 – Câmara de expansão com limite de 20mm

DE – Duto estendido
 2C – Câmara bipartida

Fonte: O autor, 2018

3.6. METODOLOGIA DE OBTENÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os testes realizados utilizam-se das bandas de frequência de 25 Hz citadas na seção 3.1, dessa forma, uma vez determinados os perfis otimizados, é necessária a obtenção de resultados num formato mais generalizado para que os dados sejam inteligíveis. Sendo assim, uma vez determinado o perfil, foi realizada uma última avaliação da perda de transmissão do modelo, numa única passagem, num intervalo de 1 Hz a 3000 Hz, em intervalos de 1 Hz para a obtenção do espectro de frequências apresentável do silenciador. Esses dados foram, então, armazenados e compilados para obter:

- Valor máximo de perda de transmissão;
- Frequência aonde ocorreu a maior perda de transmissão;
- Média de perda de transmissão para todas as frequências;
- Média de perda de transmissão para a faixa de 823 Hz a 848 Hz;
- Média da perda de transmissão para a faixa de 1738 a 1763 Hz;
- Média da perda de transmissão para a faixa de 2583 a 2608 Hz;
- Média da perda de transmissão para o conjunto de frequências de interesse específico ao modelo avaliado.

Esses dados foram, então, comparados entre si para obter os melhores resultados de cada tipo de otimização realizado, gerando assim o espectro de resultados obtido.

A partir do conjunto total de resultados foram realizadas as seguintes comparações:

- Comparação entre resultados obtidos pelo método dos 4 polos e o método dos 3 pontos;
- Comparação entre os resultados obtidos pela primeira fase de testes sequenciais e os da segunda fase de testes sequenciais;
- Comparação entre os resultados obtidos pela segunda fase de testes sequenciais e os da terceira fase de testes sequenciais;
- Comparação entre os testes sequenciais de duas variáveis e os testes simultâneos de duas variáveis;
- Comparação entre os testes sequenciais de três variáveis e os testes simultâneos de três variáveis;
- Comparação entre os testes sequenciais variando-se a ordem de execução dos testes.

3.7. METODOLOGIA DA ANÁLISE EXPERIMENTAL

A análise experimental foi feita com modelos construídos a partir de perfis selecionados entre os resultados numéricos obtidos. O perfil foi modelado em Software de CAD, particionado de forma a atender as limitações de fabricação para evitar o uso da ferramenta em balanço. A fabricação foi feita em Nylon através do uso de um torno de comando numérico computadorizado. Foram produzidas 3 peças para o primeiro perfil e duas peças para o segundo perfil, além de tampas considerando os dutos de entrada e saída. Os dutos de entrada e saída utilizados foram dutos comerciais de PVC 40mm.

As medições foram feitas com a utilização da analisadora de sinais Bruel & Kjaer Type 3160-A-042, com 6 canais, sendo quatro entradas para o analisador e duas saídas do gerador, e do software correspondente PULSE.

Figura 3.10 - Analisadora e geradora de sinais Bruel & Kjaer



Também foi utilizado um conjunto de microfones prepolarizados tipo 4935 com preamplificador Bruel & Kjaer de 1/4", com 5.6mV de sensibilidade, apresentando uma faixa dinâmica de operação de 30dB a 140 dB.

Figura 3.11 - Microfones Bruel & Kjaer tipo 4935



Os dados foram tratados de acordo com previsto no método das duas cargas e, a partir dos dados tratados, foi realizado o cálculo da TL utilizando uma rotina programada no software Matlab.

3.7.1. Erros nas medições.

Um conjunto de parâmetros foi determinado por Chung e Blaser (1980), Seybert e Soenarko, (1981), Åbom e Bodén, (1988); Bodén e Åbom, (1986), em seus estudos com o objetivo de minimizar os erros durante as medições:

- o comprimento do duto na entrada e na saída deve ser mantido em torno de 5 a 10 vezes o diâmetro interno do duto;
- os microfones devem ser posicionados o mais próximo possível da terminação;
- nas frequências onde um ponto nodal coincide com o posicionamento de um dos microfones a coerência diminuirá, ocasionando grandes erros. A melhor maneira de se evitar tal situação é fazer novas medições em pontos diferentes.
- com a finalidade de evitar a sensibilidade a erros associados aos dados de entrada, as medições podem dar melhores resultados na faixa de frequências, f_m , entre:

$$\frac{0,1c}{2s} < f_m < \frac{0,8c}{2s}$$

- com o uso de dois microfones, pode-se utilizar um par casado (como o par de intensimetria), ou comparar diferentes distâncias entre microfones (s), fases e amplitudes para as medições.

3.7.2. Bancada de medição.

As análises experimentais deste trabalho foram realizadas com o Método das Duas Cargas. A TL é calculada através da eq. 2.94 pela obtenção experimental das funções de transferência entre os microfones 1-2, 2-3 e 3-4 dos silenciadores seguindo os cuidados apresentados no item 3.7.1. A Figura 3.12 a Figura 3.15 mostram a bancada de medição e seus detalhes.

Figura 3.12 - Esquema da bancada experimental

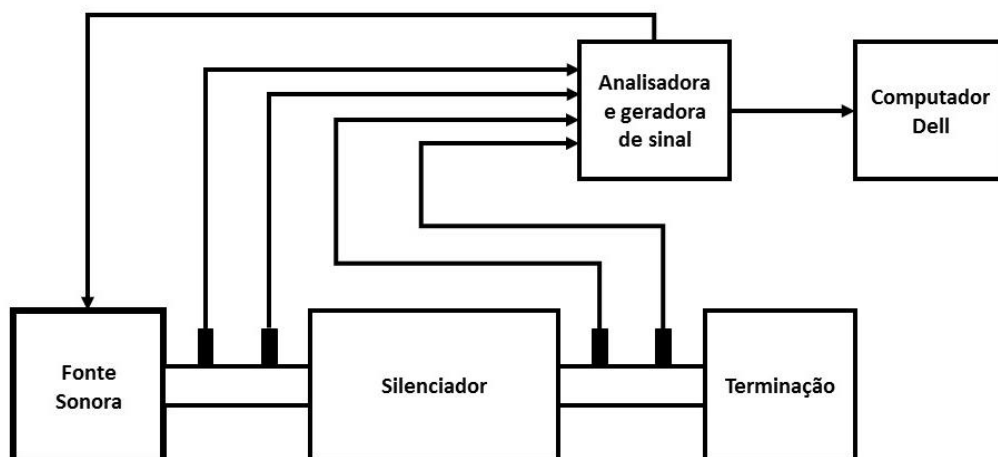


Figura 3.13 - Bancada de teste



Figura 3.14 – Primeira carga do método: Terminação Anecóica



Figura 3.15 – Segunda carga do método: Terminação Rígida



4. RESULTADOS

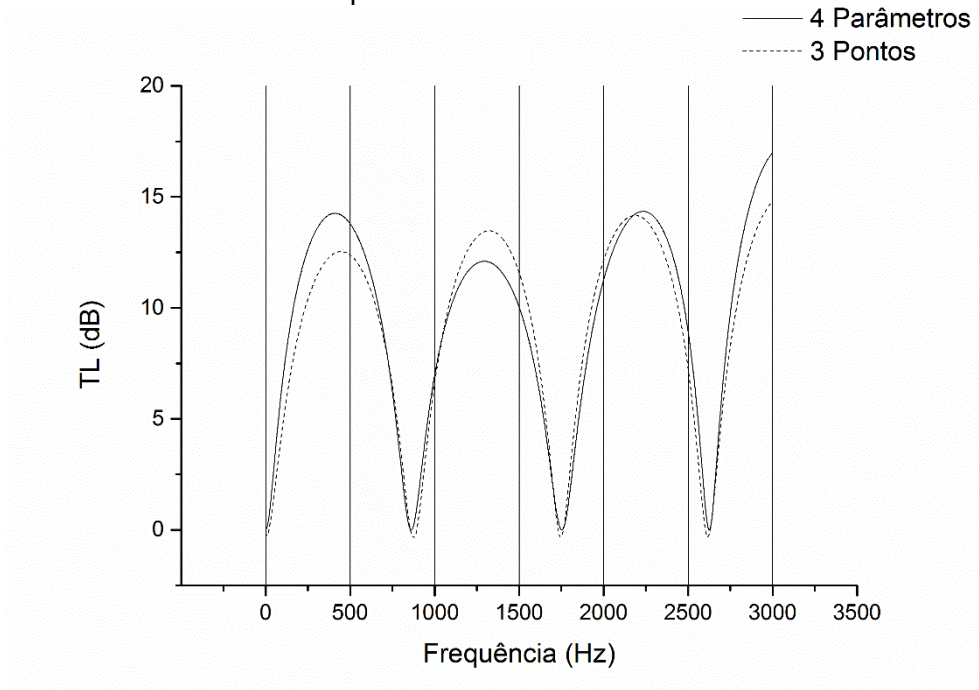
Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos nos testes realizados, bem como um breve parecer sobre o que foi obtido. Devido à quantidade excessiva de resultados, apenas alguns dos melhores resultados serão apresentados no corpo deste trabalho, com uma tabela resumida de todos os resultados apresentada no Apêndice A

4.1. TESTES PRELIMINARES

Os testes preliminares determinaram a base de referência para os testes posteriores. Os modelos nos testes preliminares não foram otimizados, foram apenas avaliados para obter uma referência para a comparação de melhora com os testes posteriores.

A Figura 4.1 representa o gráfico combinado da perda de transmissão calculada pelos dois métodos propostos.

Figura 4.1 - Resultado dos testes preliminares



Fonte: O autor, 2018

4.2. TESTES PRIMÁRIOS

Os testes primários apresentam uma complexidade maior do que os testes preliminares, uma vez que envolvem a otimização de fato, de forma que serão apresentados de forma distinta, de acordo com a seguinte legenda:

CE10 = Forma da câmara de expansão com limite de 10 mm

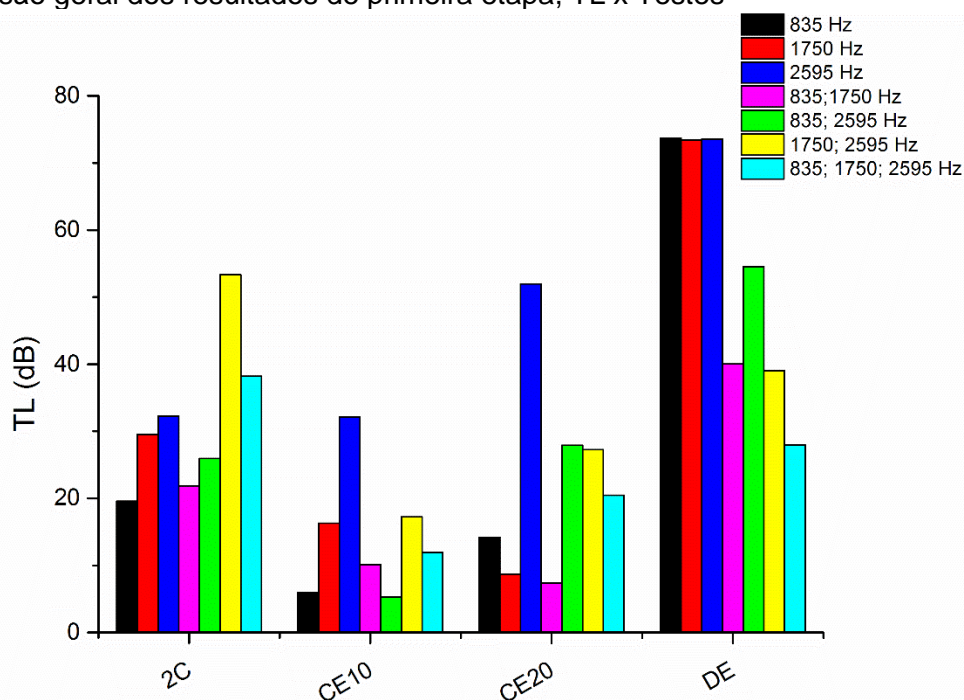
CE20 = Forma da câmara de expansão com limite de 20 mm

DE = Duto Estendido

2C = Duas câmaras

O Controle representa o teste preliminar para que a melhora possa ser avaliada.

Figura 4.2 - Visão geral dos resultados de primeira etapa, TL x Testes



É possível observar que a extensão de duto apresenta os melhores resultados para as frequências individuais e parte das frequências combinadas duas a duas, e que a divisão de câmaras apresenta um resultado melhor para as três frequências juntas, bem como para as duas maiores frequências avaliadas.

Entre os testes primários a otimização que apresentou o melhor resultado foi a de extensão de duto para a frequência de 835 Hz. Com um pico de 102,8 dB na frequência de 842 Hz e uma média de 73,7 dB na faixa de frequência de interesse. O modelo obtido, representado na Figura 4.3, consiste na câmara simples, com uma

extensão no duto de entrada de 88,2 mm e uma extensão do duto de saída de 82,1 mm.

Figura 4.3 – Melhor modelo dos Testes Primários

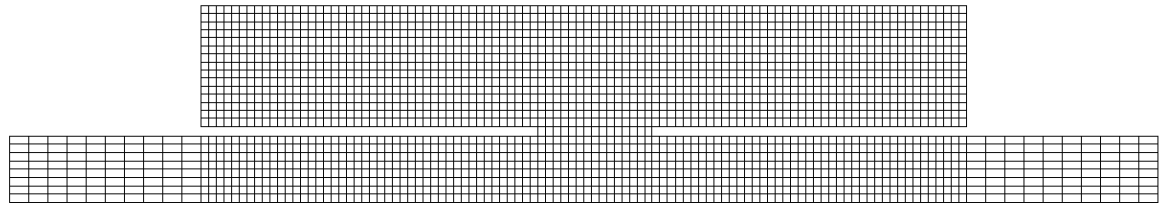
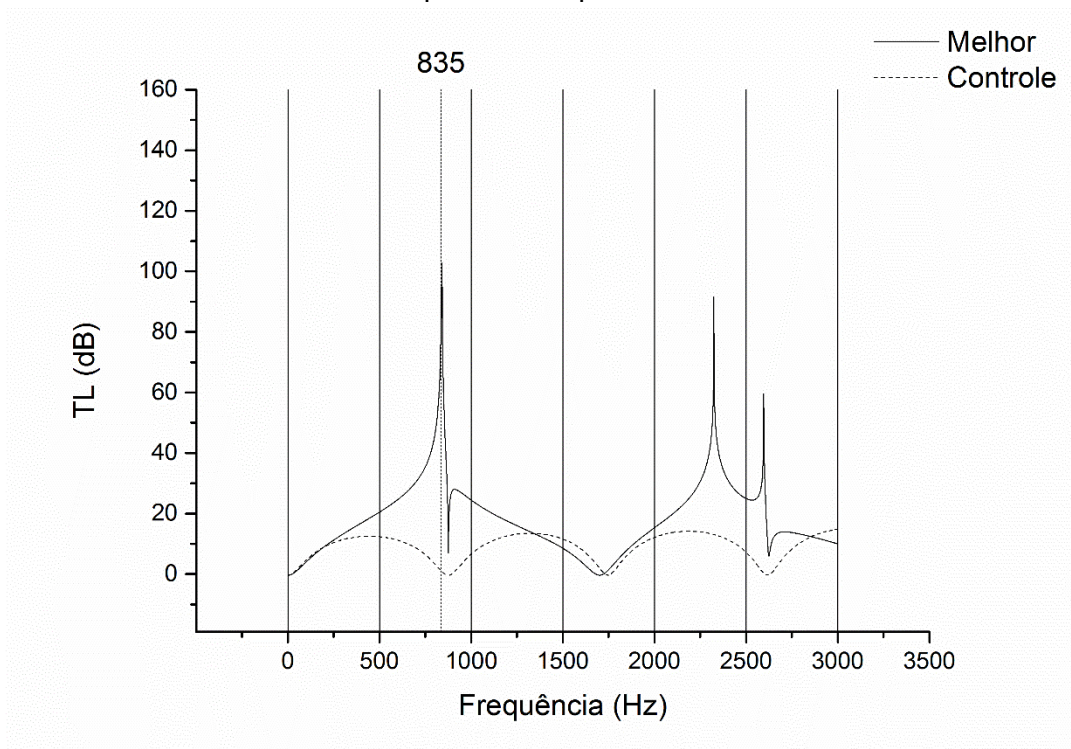


Figura 4.4 - Melhor resultado obtido na primeira etapa



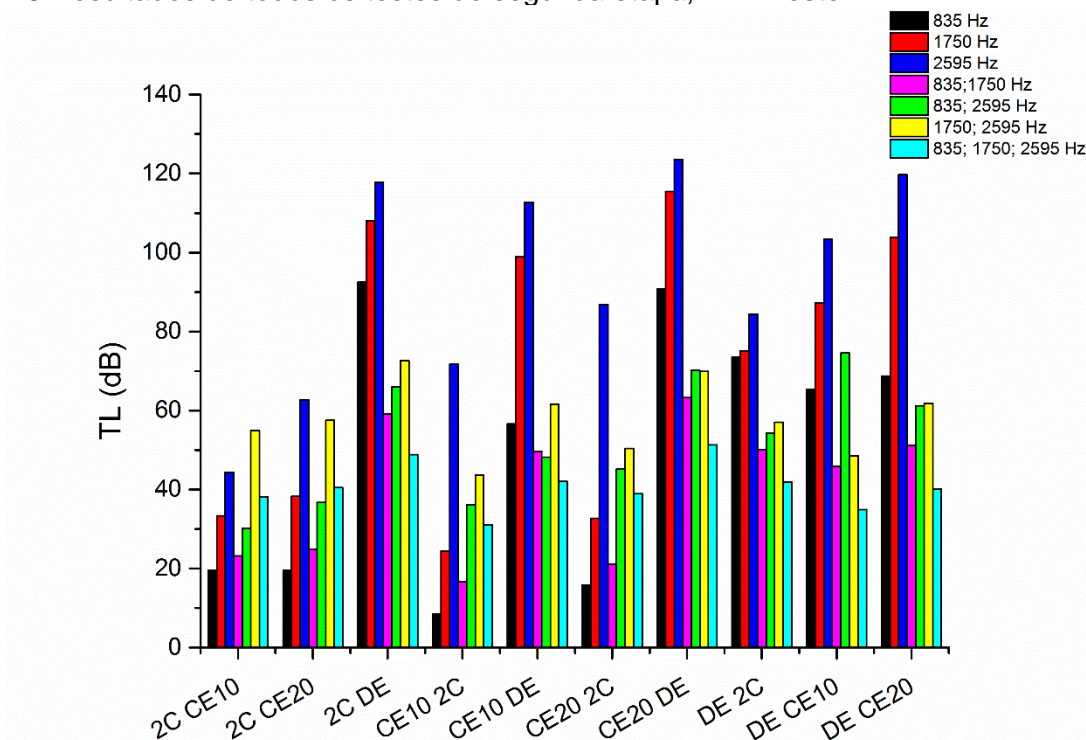
4.3. TESTES SEQUENCIAIS

A partir dos resultados obtidos nos testes primários foram realizados testes subsequentes, conforme apresentado no organograma representado , para todas as combinações de variáveis de projeto dentro da proposta deste trabalho.

4.3.1. Testes secundários

Os testes secundários foram realizados a partir dos resultados obtidos nos testes iniciais, aplicando-se os testes sobre uma variável de projeto que ainda não tivesse passado por testes, conforme previsto na Figura 3.9. A Figura 4.5 apresenta uma visão geral dos resultados obtidos por tipo de teste com todas as frequências avaliadas. O detalhamento desses dados pode ser encontrado no Apêndice A

Figura 4.5 Resultados de todos os testes de segunda etapa, TL x Teste

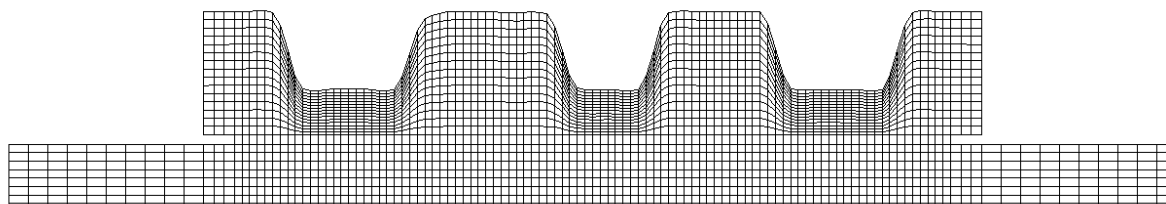


Essa etapa consistiu de um total de 70 testes, com resultados variando entre uma perda de transmissão na frequência de interesse de 123,60 dB e uma perda de transmissão de 8,51 dB na frequência de interesse. A média dos resultados é de 66,43 dB e um desvio padrão de 29,67 dB, demonstrando que a variação de dados é bastante expressiva.

Também é possível observar que os testes que fazem uso de duto estendido apresentam, na maioria dos casos, resultados melhores do que os outros testes.

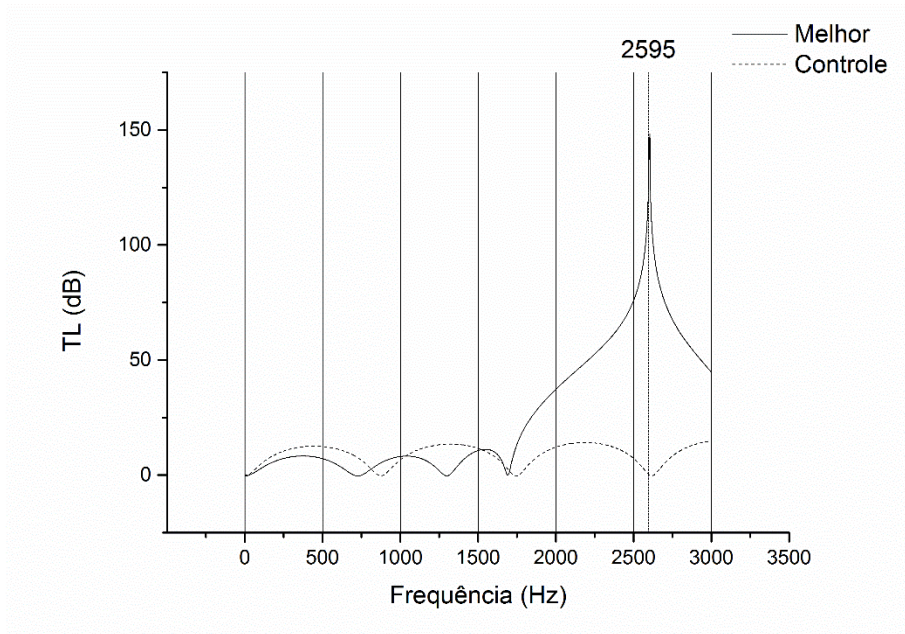
O melhor resultado obtido foi do modelo com alteração de superfície de 20 mm e extensão de duto de entrada de 7,9 mm e na saída de 8,0 mm, na frequência de 2595 Hz, conforme representado na Figura 4.6.

Figura 4.6 - Melhor modelo dos testes secundários



A TL do melhor resultado teve um pico de 148,4 dB na frequência de 2604 Hz, com uma TL média na faixa de frequência de interesse de 123,6 dB

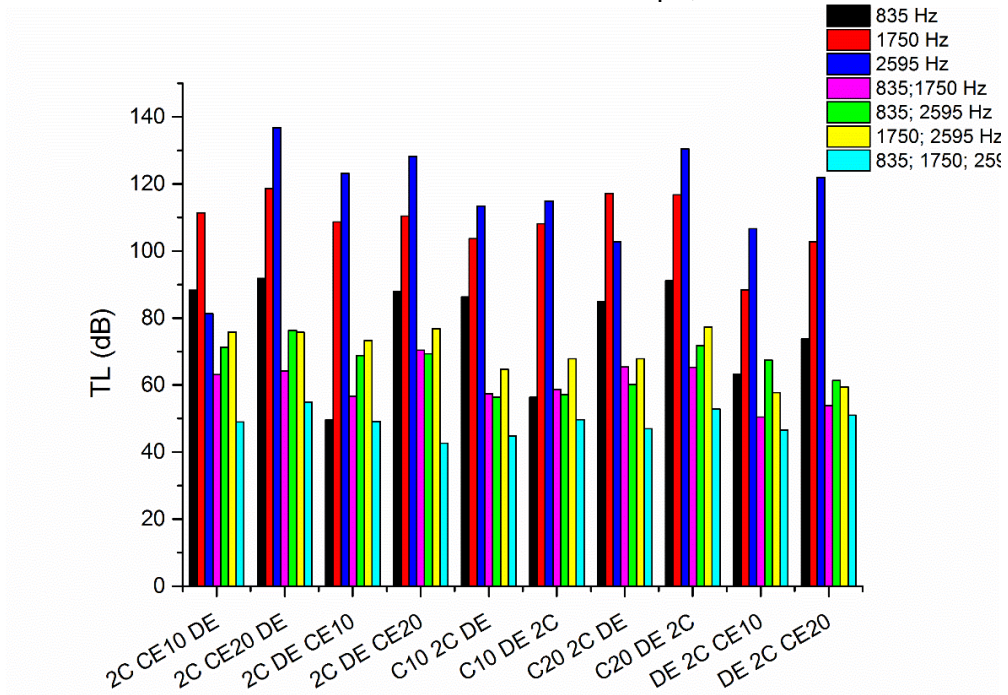
Figura 4.7 - Melhor Resultado entre os testes de secundários.



4.4. TESTES TERCIÁRIOS

Os testes terciários foram realizados com base nos resultados obtidos com os testes secundários e, rodando os testes restantes sobre esses modelos, foram obtidos os resultados finais da avaliação sequencial.

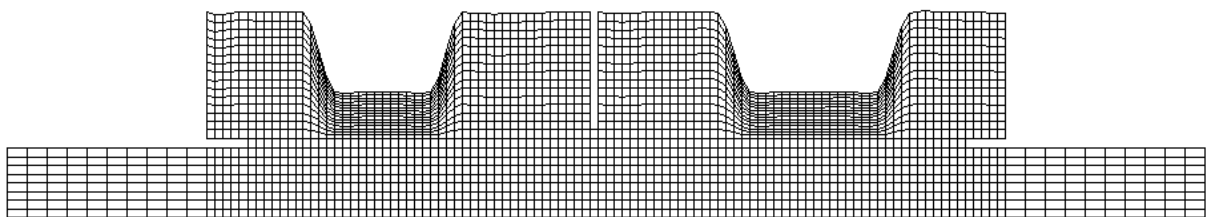
Figura 4.8 - Resultados de todos os testes de terceira etapa, TL x Teste



A etapa consistiu em 70 testes, com resultados dentro do espectro de 40 dB e 140 dB de melhora na perda de transmissão, nota-se que há uma melhora, em relação à etapa de testes secundária, na homogeneidade da TL quando são comparados todos os testes.

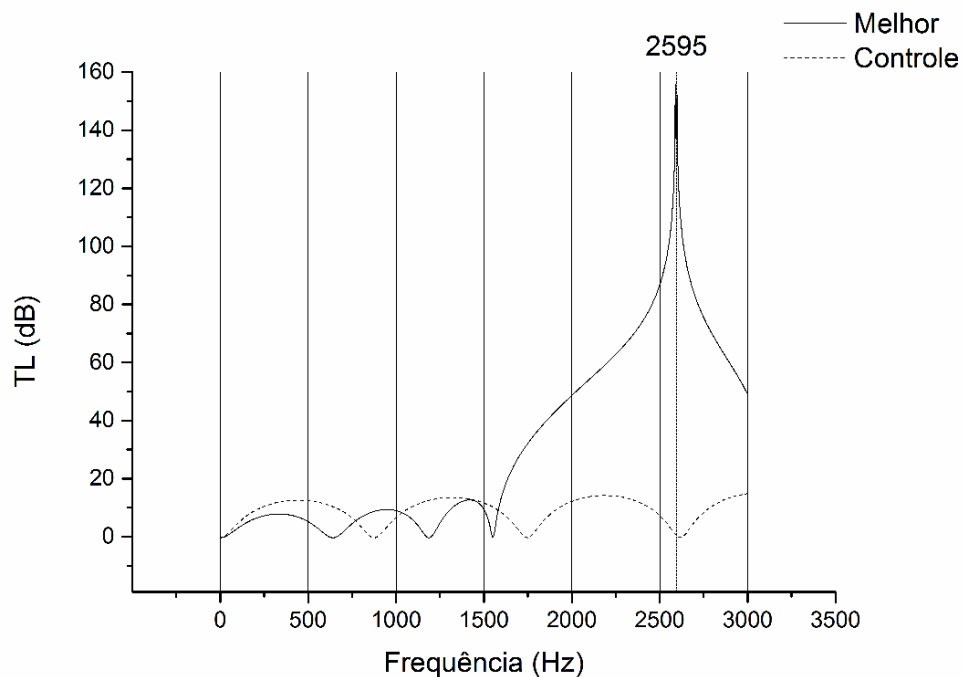
O melhor resultado foi o do modelo ordenado em particionamento de câmara, alteração de superfície de 20 mm e extensão de duto de entrada e saída, e apresentou um pico de TL de 155,7 dB, bem como média da TL de 136,76 dB na faixa de interesse. O modelo segue representado na Figura 4.9.

Figura 4.9 - Melhor modelo dos testes terciários



A Figura 4.10 representa a TL desse modelo e a comparação com o modelo de referência, sem alterações.

Figura 4.10 - Melhor resultado entre os testes terciários

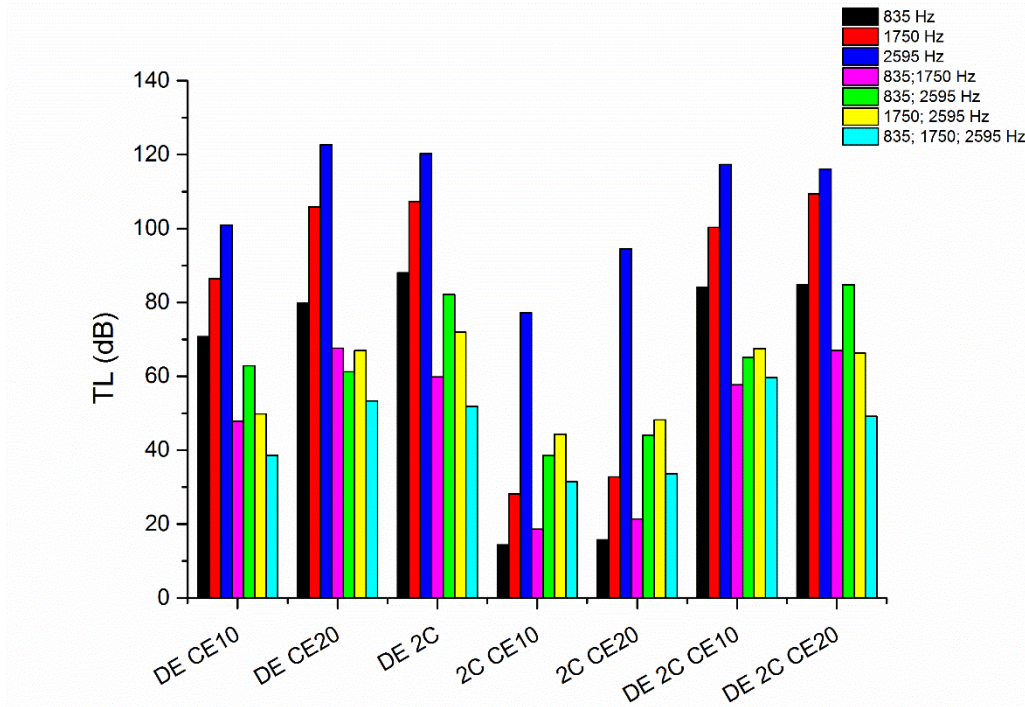


4.5. TESTES SIMULTÂNEOS

Em um grupo de testes isolado dos testes sequenciais foi realizado um conjunto de testes de forma simultânea, ou seja, otimizando mais de um parâmetro ao mesmo

tempo, entre extensão de dutos, particionamento de câmara, otimização paramétrica de superfície com limite de 10 mm e otimização paramétrica de superfície com limite de 20 mm, sendo que os dois últimos não podem ser realizados num mesmo teste, uma vez que operam sobre a mesma variável de projeto.

Figura 4.11 - Resultados dos testes simultâneos, TL x Teste



4.5.1. Testes simultâneos de duas variáveis de projeto

Os testes de duas variáveis foram realizados a partir do zero, combinando as variáveis duas a duas, de forma que todas as combinações foram testadas.

O melhor resultado foi o referente ao modelo de extensão de duto de entrada de 18,9 mm e extensão de duto de saída de 17,4 mm, bem como alteração de superfície de 20 mm, representado na Figura 4.12. Apresentando um pico de TL de 147,3 dB na frequência de 2592 Hz e uma TL média de 122,70 dB na faixa de otimização de 2595 Hz

Figura 4.12 - melhor modelo simultâneo de duas variáveis – DE CE20, 2595 Hz

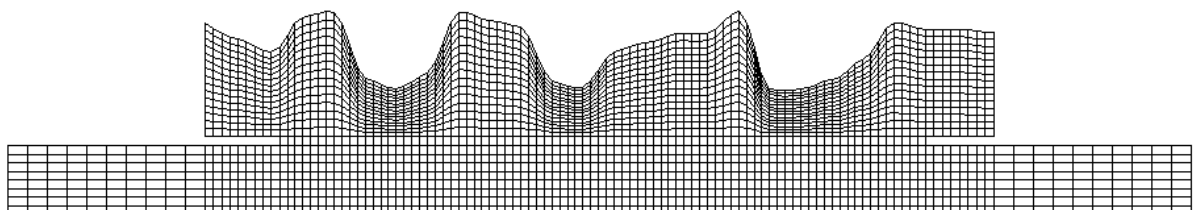
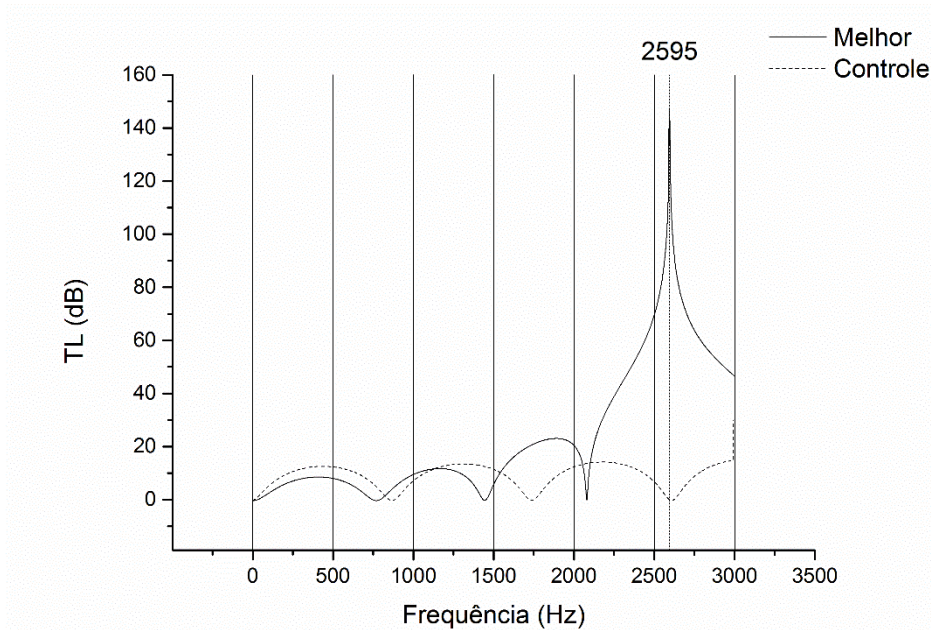


Figura 4.13 - Melhor resultado simultâneo de duas variáveis



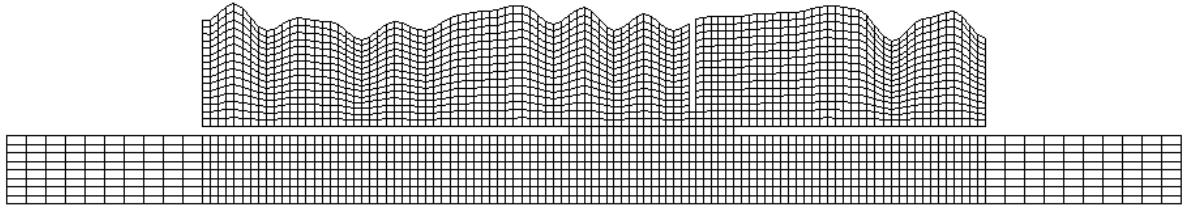
O pior resultado da bateria apresentou uma TL de 18,64 dB e foi o modelo com particionamento de câmara e alteração de superfície de 10 mm, nas frequências de interesse 835 Hz e 1750 Hz simultaneamente, enquanto o melhor resultado na mesma frequência foi o modelo com extensão de duto e alteração de superfície de 20 mm, com uma TL de 67,59 dB.

4.5.2. Testes simultâneos de três variáveis de projeto

Da mesma forma que o teste de duas variáveis, o teste com as três variáveis de projeto simultaneamente partiu do zero e teve o algoritmo gerando todas as variáveis simultaneamente, gerando duas baterias de teste, uma considerando a extensão de duto, o particionamento da câmara de expansão e a alteração de superfície de 10 mm e outra bateria considerando a alteração de superfície de 20 mm, totalizando 14 testes com resultados variando entre 49,17 dB e 117,37 dB

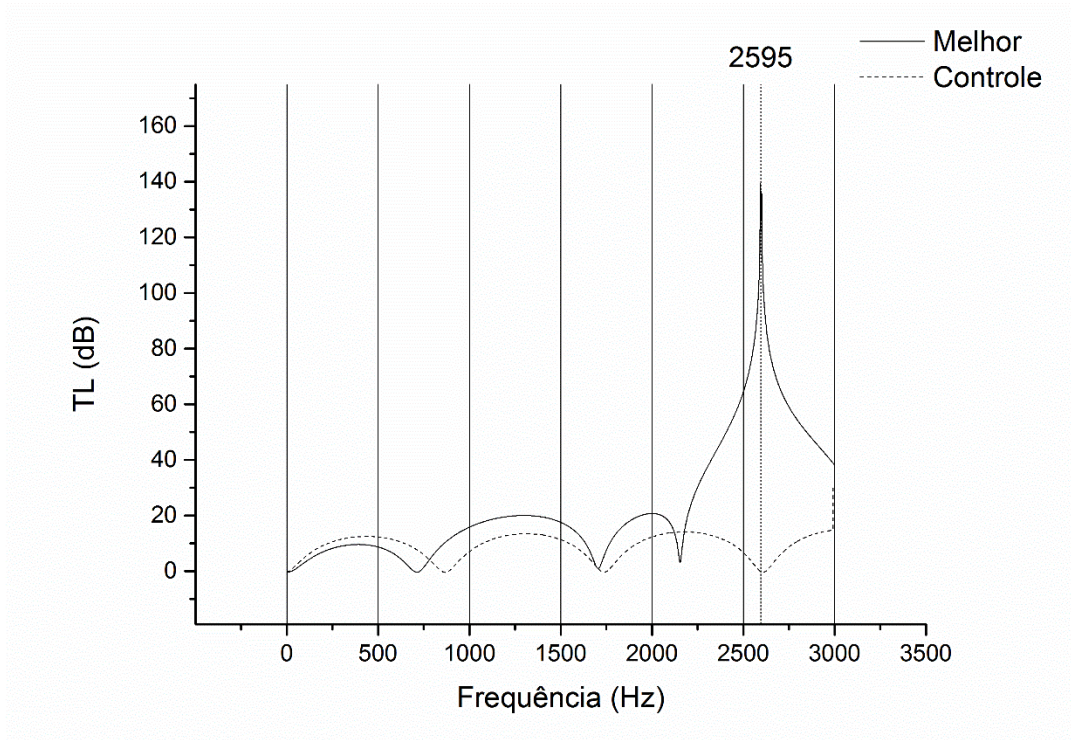
O melhor resultado foi o do modelo de otimização simultânea com 10 mm de alteração de superfície, com a extensão de duto de entrada de 93,7 mm e de duto de saída de 64,4 mm, e uma partição de 22,4 mm posicionada à 126,2 mm da entrada da câmara de expansão, representado na Figura 4.14.

Figura 4.14 - melhor modelo otimização simultânea de 3 variáveis



O modelo apresenta uma TL máxima de 139,4 dB na frequência de 2593 e uma média de TL de 117,4 dB, representado na Figura 4.15.

Figura 4.15 - TL do melhor modelo simultâneo de 3 variáveis



4.6. RESUMO DOS MELHORES RESULTADOS POR FREQUÊNCIA.

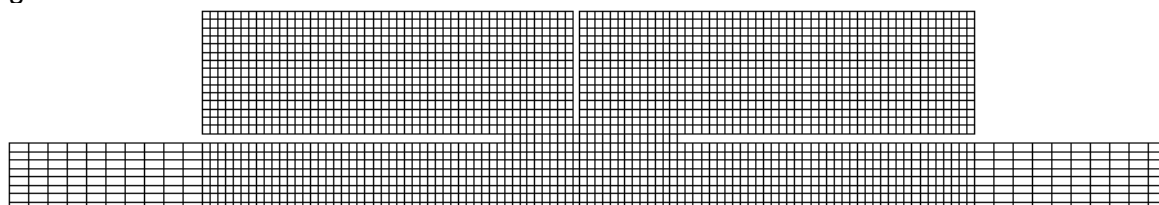
Nesta seção serão apresentados um resumo dos resultados dos modelos otimizados em função das frequências analisadas. São apresentados aqui os resultados que apresentaram a maior TL média de acordo com as bandas de frequências, conforme mostra a Tabela 2.

Tabela 2 – Melhores modelos

Bandas de frequências [Hz]	Modelo	TL média dB	Figura Do mod. otimizado	Figura da TL
835	2C DE	92,5	4.16	4.17
1750	2C C20 Dea	118,7	4.18	4.19
2595	2C C20 Deb	136,8	4.20	4.21
835 – 1750	DE 2C CE20	53,9	4.22	4.23
835 – 2595	DE 2C CE20 S	84,8	4.24	4.25
1750 – 2595	C20 DE 2C	77,4	4.26	4.27
835 – 1750 – 2595	DE 2C CE 10 S	59,64	4.28	4.29

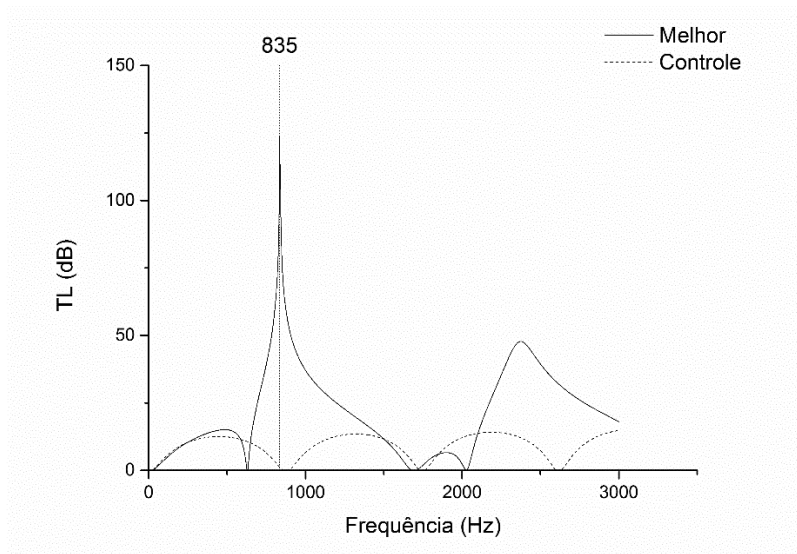
O melhor resultado para a frequência de 835 Hz foi o modelo 2C DE, representado na Figura 4.16, apresentando uma média de 92,5 Hz. O modelo apresenta uma divisão de câmara de 29,4mm posicionada a 99,3 mm do início da câmara de expansão, com uma extensão de duto de entrada de 78,3 mm e uma extensão do duto de saída de 76,9 mm.

Figura 4.16 - Melhor modelo 835 Hz



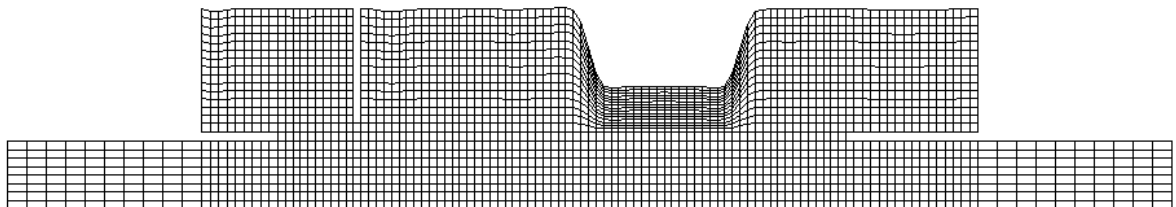
A TL do modelo 2C CE para a frequência de 835 Hz segue representada na figura:

Figura 4.17 - TL melhor modelo 835 Hz



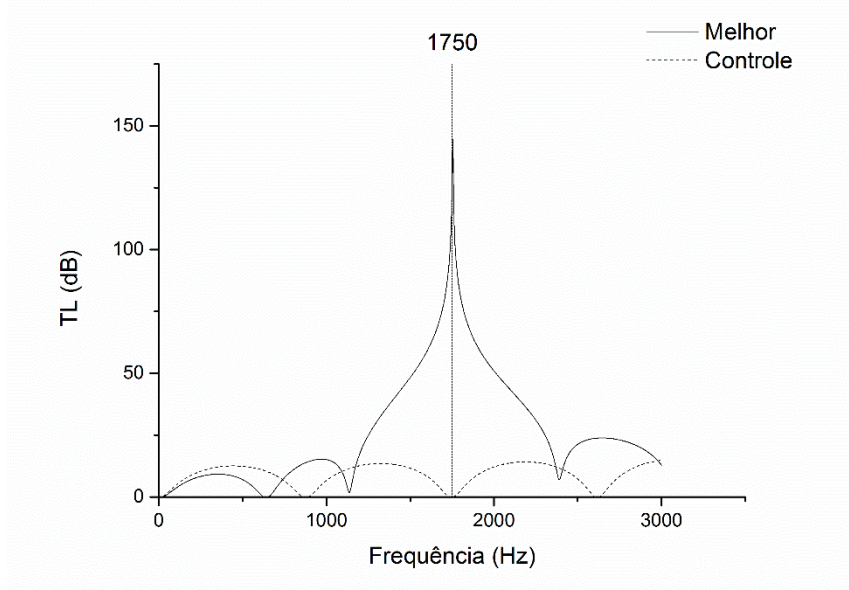
Para a frequência de 1750 Hz o melhor modelo foi o obtido com a otimização sequencial terciária ordenada em: particionamento de câmara de 29,4 mm, posicionado a 41,2 mm da entrada da câmara de expansão, com otimização de superfície de 20 mm e extensão de duto de entrada de 19,6 mm e de duto de saída de 34,0 mm, representado na Figura 4.18.

Figura 4.18 - Melhor modelo 1750 Hz



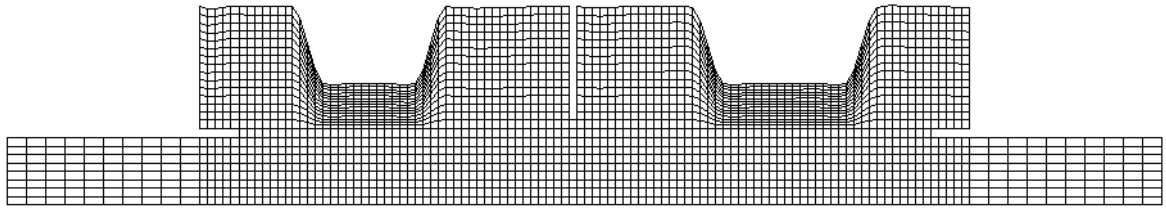
A TL do modelo apresenta um pico de 144,5 dB na frequência de 1756 Hz, com uma média na frequência de interesse de 118,7 dB.

Figura 4.19 - TL melhor modelo 1750 Hz



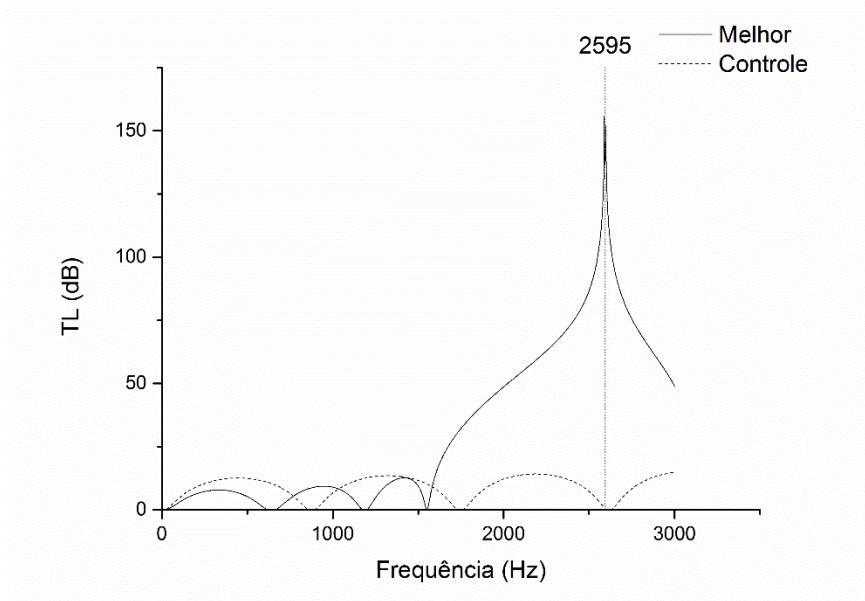
O melhor modelo para a frequência de 2595 Hz foi o obtido pela otimização sequencial ordenada em: Particionamento de câmara de 29,4 mm, posicionado a 98,9 mm da entrada da câmara de expansão, otimização de superfície de 20 mm e extensão de duto de entrada e saída de 10,1 e 10,0 mm respectivamente.

Figura 4.20 - Melhor modelo 2595 Hz



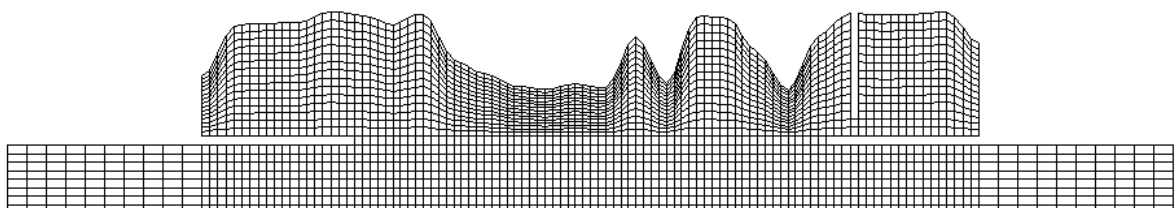
A TL do modelo apresentou um pico de 155,7 dB na frequência de 2588 e uma média de 137,8 dB na faixa de frequência de interesse.

Figura 4.21 - TL melhor modelo 2595 Hz



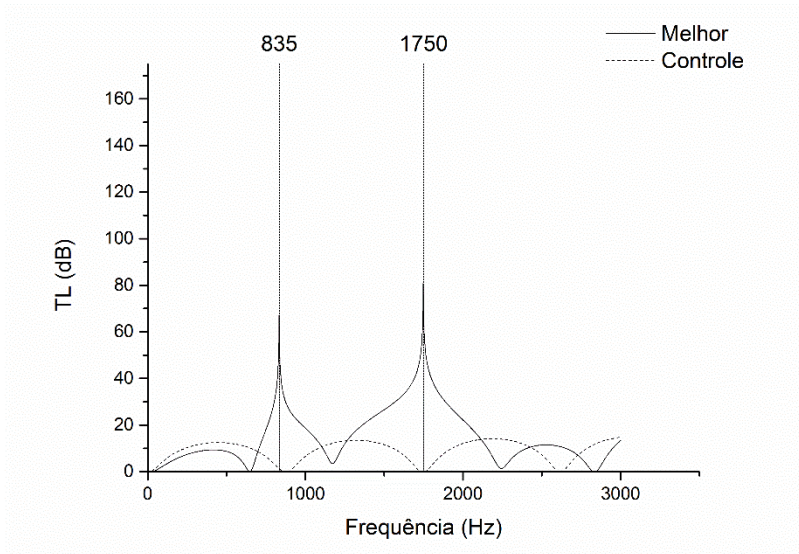
O melhor modelo para as frequências combinadas de 835 Hz e 1750 Hz foi o obtido através da otimização sequencial ordenada em: extensão de duto de entrada de 39,4 mm e extensão de duto de saída de 39,3 mm; particionamento de câmara de 27,0 mm posicionado a 170,0 mm da entrada da câmara de expansão e, finalmente, com a otimização de superfície de 20 mm.

Figura 4.22 - Melhor modelo 835 e 1750 Hz



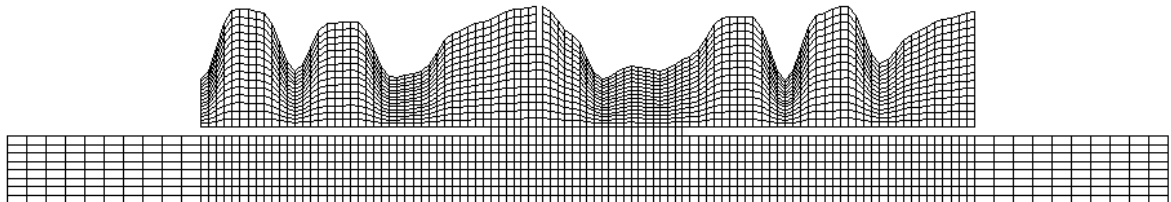
A TL do modelo apresenta seu valor máximo de 80,8 dB na frequência de 1747 Hz, com uma média das frequências de interesse de 53,9 dB.

Figura 4.23 - TL melhor modelo 835 e 1750 Hz



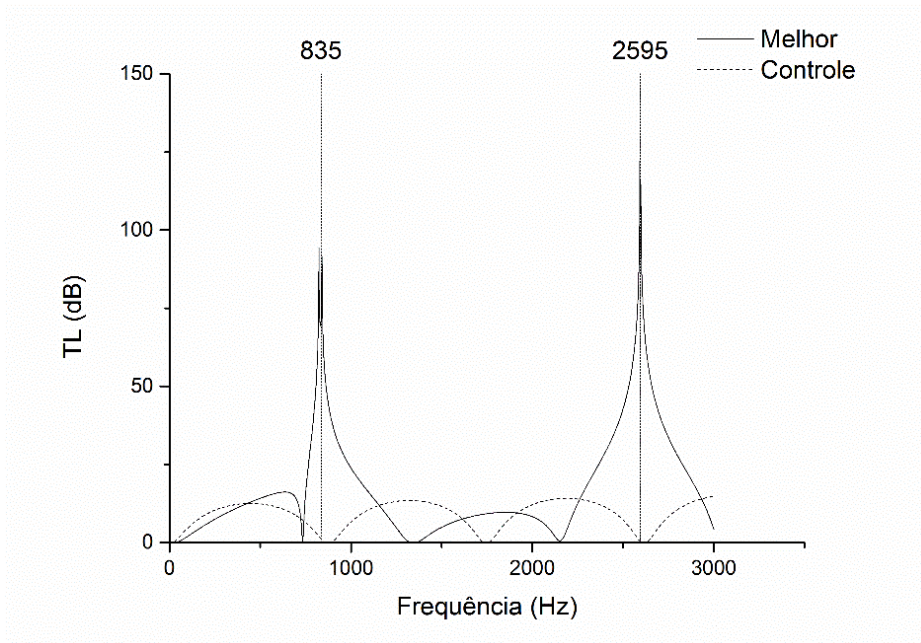
O modelo que apresentou o melhor resultado para a otimização nas frequências de 835 e 2595 Hz simultaneamente foi o obtido pela otimização simultânea, com extensão de duto de entrada de 75,2 mm e de saída de 75,6 mm, partição de 10,3 mm posicionada a 88,7 mm da entrada da câmara de expansão e otimização de superfície de 20 mm

Figura 4.24 - Melhor modelo 835 e 2595 Hz



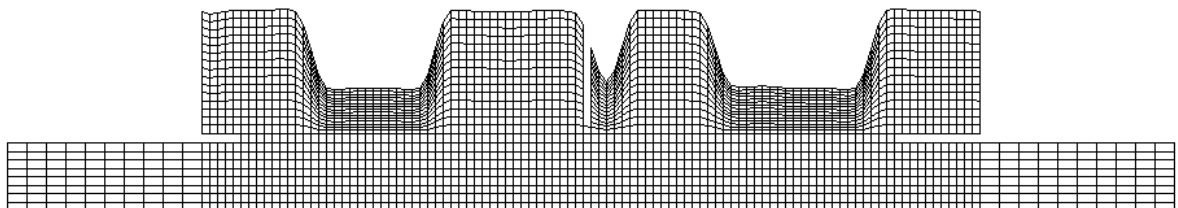
O modelo apresentou uma TL máxima de 122,1 dB na frequência de 2592 Hz, com uma média de 84,8 dB para as faixas de frequência de interesse.

Figura 4.25 - TL melhor modelo 835 e 2595 Hz



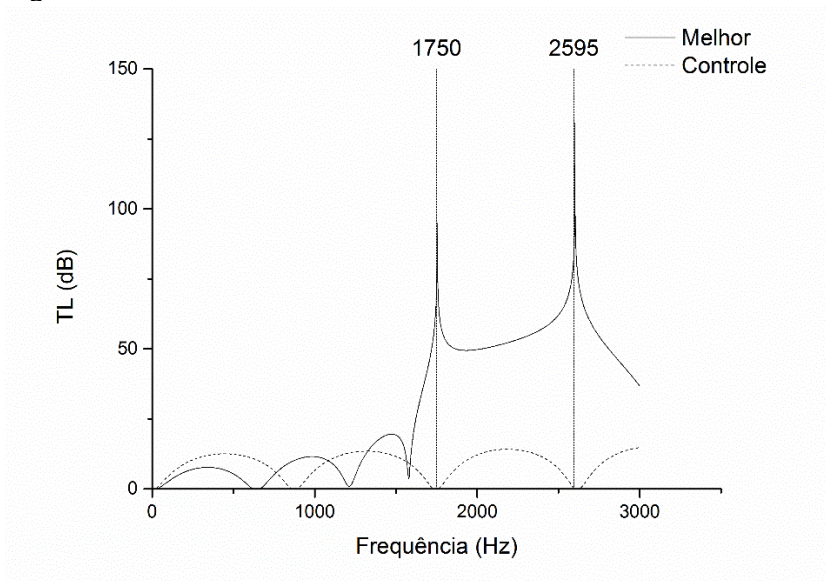
Para as frequências de 1750 e 2595 Hz o melhor modelo foi obtido através da otimização sequencial, partindo da alteração de superfície de 20mm, com extensão de duto de entrada de 10,0 mm e de saída de 22,0 mm e divisão de câmara de 26,0 mm posicionada a 100,2 mm da entrada da câmara de expansão.

Figura 4.26 - Melhor modelo 1750 e 2595 Hz



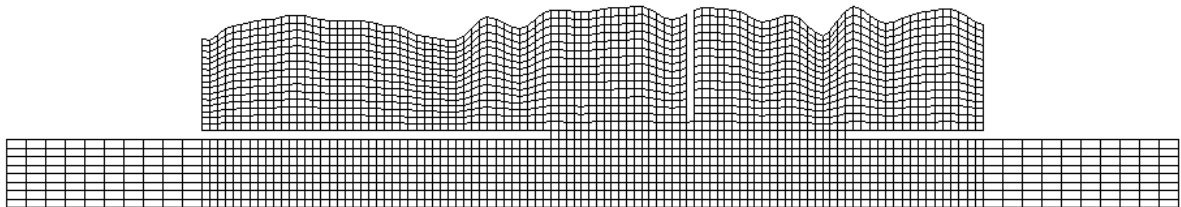
A otimização chegou a um pico de TL de 130,8 dB na frequência de 2602 Hz, com uma média nas frequências de interesse de 77,4 dB.

Figura 4.27 - TL melhor modelo 1750 e 2595 Hz



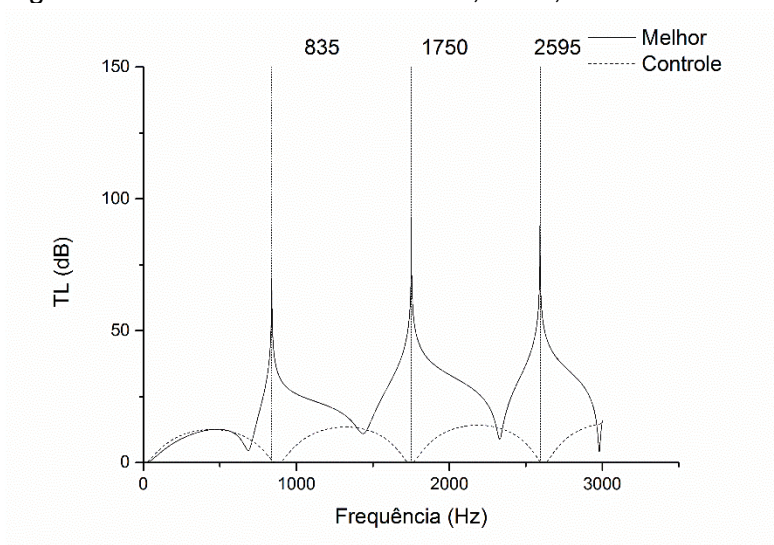
Para as três frequências simultaneamente, 835, 1750 e 2595 o melhor modelo foi obtido pela otimização simultânea. Apresentando uma extensão de duto de entrada de 89,4 mm, uma extensão de duto de saída de 35,4 mm, uma partição de 27,6 mm posicionada a 127,7 mm da entrada da câmara.

Figura 4.28 - Melhor modelo 835, 1750 e 2595 Hz



A TL máxima obtida na otimização foi de 93,0 dB para a frequência de 1751 Hz, com uma média de 59,6 dB para as frequências de interesse.

Figura 4.29 - TL melhor modelo 835, 1750, 2595 Hz



Os resultados das Figuras Figura 4.16 a Figura 4.29 mostram que após as otimizações foram obtidos diversos modelos que atendem a diversas necessidades. Não tendo sido encontrado um modelo ou uma ordenação de testes que atenda a todas as frequências simultaneamente.

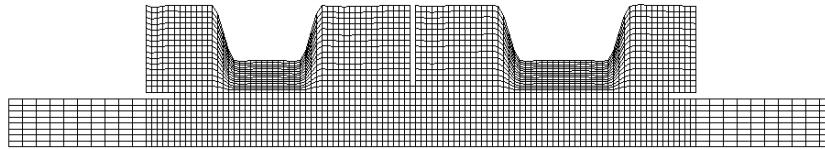
4.7 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A análise experimental de dois modelos, realizada através da construção em Nylon que, com dutos de entrada e saída em PVC, demonstrou uma excelente coerência até o limite de 50 dB de atenuação, acima disso o resultado numérico não pôde ser observado com precisão.

A análise experimental tinha como objetivo a validação do método numérico, dessa forma foram construídos apenas 2 modelos, o modelo que apresentou o melhor resultado em termos de TL média entre todos os resultados e um modelo de construção mais simples da seção de duas etapas de otimização. O primeiro modelo, apresentado na Figura 4.30, representa o modelo que apresentou a maior perda de transmissão entre todos os modelos estudados para a sua frequência de interesse, o modelo foi obtido pela otimização sequencial de 3 etapas, iniciando com a otimização de particionamento de câmara, obtendo uma partição de 29,4 mm, posicionada a 98,9 mm da entrada da câmara de expansão, seguindo com a otimização paramétrica de

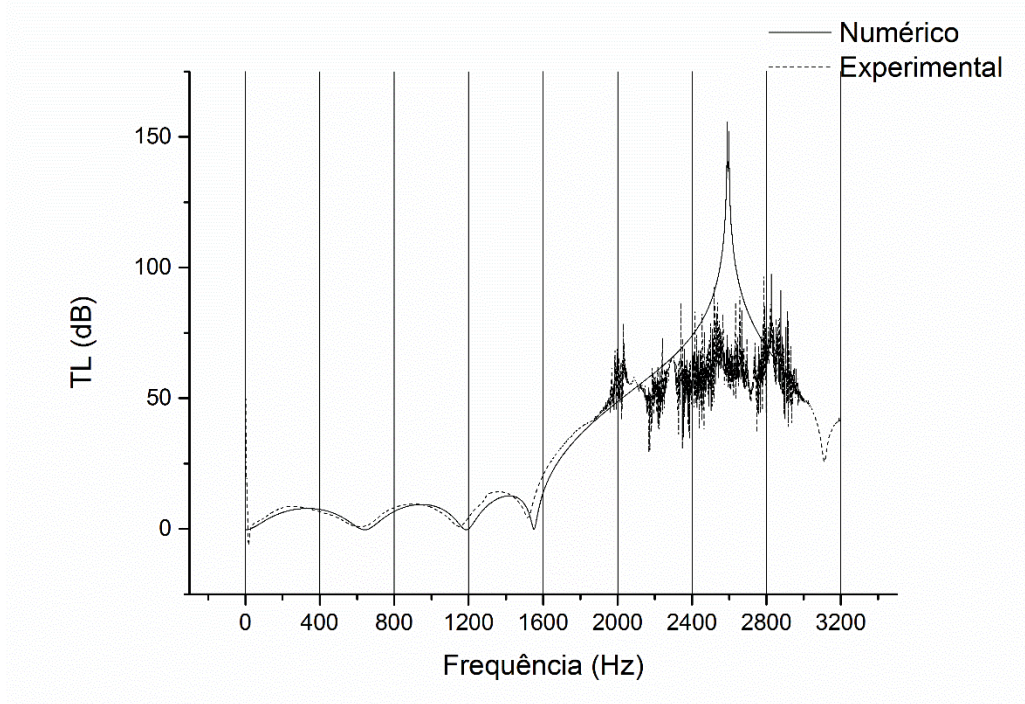
superfície de 20 mm e finalizando com a otimização de extensão de duto de entrada e saída, obtendo dutos estendidos de 10,1 e 10,0 mm respectivamente.

Figura 4.30 - Modelo 2C CE20 DE



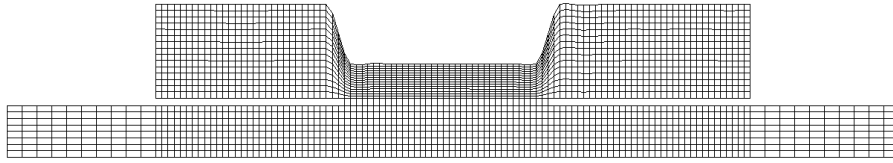
Os resultados obtidos pela análise experimental desse modelo seguem representados na Figura 4.31 e apresentam uma discrepância acima da atenuação de 50 dB, falha que pode ser atribuída à fonte não sendo capaz de fornecer intensidade sonora suficiente na faixa de frequências avaliada, no entanto, o restante do espectro de frequência apresentou uma ótima concordância com o resultado numérico.

Figura 4.31 - Comparação numérico x experimental, Modelo 2C C20 DE para 2595 Hz.



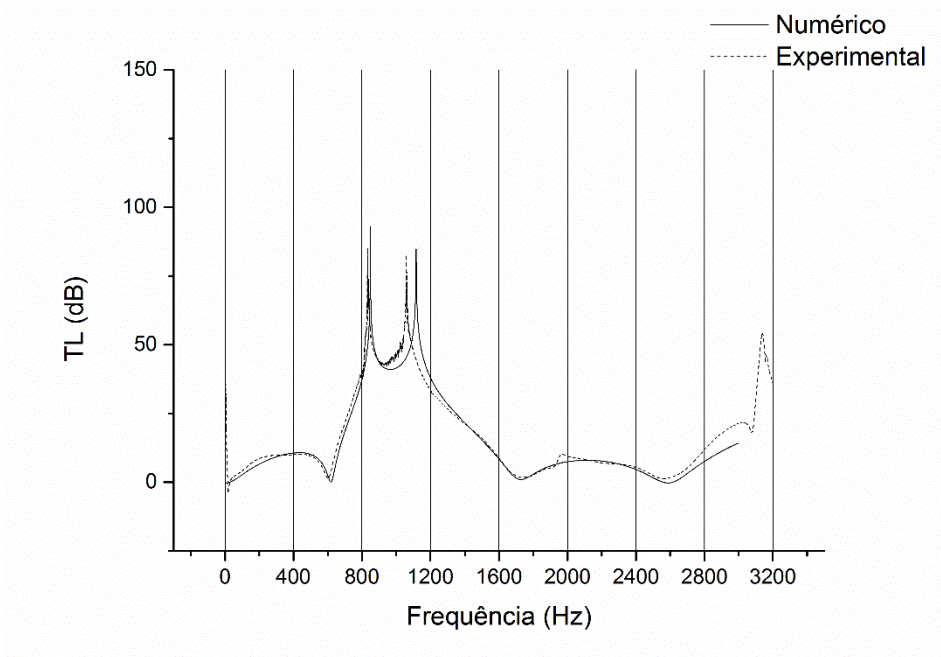
O segundo modelo trata-se de um modelo mais simples, obtido pela otimização sequencial de duas etapas, iniciando com a otimização paramétrica de superfície de 20 mm e então realizando a extensão de duto, obtendo assim dutos de , representado na Figura 4.32.

Figura 4.32 - Modelo 2 DE CE20 para 835 Hz



O resultado obtido pelos testes experimentais está representado na Figura 4.33, apresenta uma discrepância menor quando comparado com o primeiro modelo, uma vez que seu pico se apresenta em uma frequência menor, no entanto, sofre do mesmo tipo de distorção, apenas de forma menos perceptível, quando a perda de transmissão supera os 50 dB.

Figura 4.33 - Comparação numérico x experimental, Modelo CE20 DE para 835 Hz.



5. ANÁLISE E DISCUSSÃO

Durantes os testes da fase inicial foi possível observar que a otimização de uma única variável de projeto apresentava resultados muito distintos entre si, denotando um deslocamento de domos nos casos de alteração de superfície, os casos de duto estendido e particionamento de câmara mostraram resultados que corroboram com a literatura, gerando picos em ao menos uma das frequências de otimização, quando mais de uma, no caso da extensão de duto e gerando uma boa resposta de banda larga no particionamento de câmara.

O uso de três frequências simultaneamente apresentou resultados de pouca melhora em relação às análises de duas frequências simultaneamente nos casos de Duto estendido, porém, o uso de duas câmaras apresentou um bom resultado para as três frequências de interesse. Os modos de alteração de superfície apresentaram respostas de menor eficiência e apresentaram priorização para a terceira frequência, ou seja, quando mais de uma frequência era otimizada em conjunto com 2595 Hz, as melhoras tendiam a aparecer apenas na frequência mais alta, com pouca ou nenhuma influência nas frequências de 835 Hz e/ou 1750 Hz.

Os testes da segunda etapa apresentaram uma melhora bem mais significativa com múltiplas frequências, uma vez que na segunda etapa foi possível combinar os benefícios das alterações da câmara distintas, conseguindo resultados bastante superiores aos obtidos na primeira etapa de testes. Os resultados foram, no entanto, bastante variados. A extensão de duto de entrada e saída esteve presente em todos os melhores resultados para frequências individuais, uma vez que eram otimizadas frequências múltiplas os resultados passaram a ser menos previsíveis, com uma média de TL de 58,12 dB entre todos os testes e um desvio padrão de 28.05 dB, mostrando uma variação considerável entre os resultados.

Durante a terceira etapa de testes os melhores resultados se apresentaram bastante semelhantes aos obtidos na segunda etapa, no entanto, a média da perda de transmissão ao longo de todos os testes foi superior, de 78,14 dB, indicando que, embora os melhores resultados não tenham apresentado muita melhora, os que tinham valores inferiores tiveram uma melhora significativa, ainda assim, o desvio padrão continua alto, 25,28 dB, indicando que a variação de dados ainda é grande.

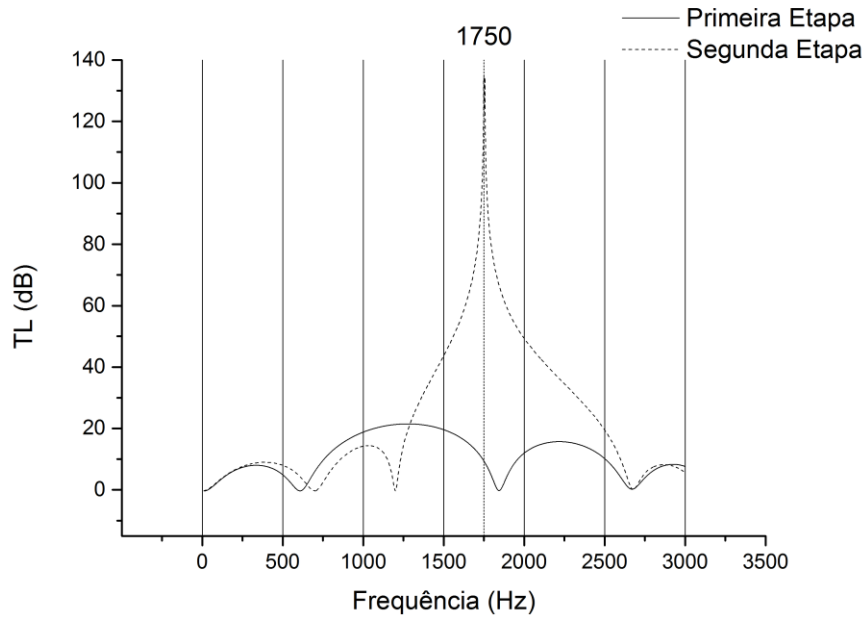
Na etapa independente de testes simultâneos os resultados podem ser divididos em dois grupos, o de dois parâmetros de otimização, que apresentou resultados bastante semelhantes aos dos testes de segunda etapa, apresentando uma média de 60,73 dB e um desvio padrão de 30,50 dB, então embora tenha apresentado uma média melhor do que o método de duas etapas, a variação também foi maior. O segundo grupo de resultados é o de três parâmetros de otimização que apresentou um resultado bastante semelhante ao da terceira etapa de testes sequenciais, com uma média de 80,77 dB e um desvio padrão de 22,58, apresentando o mesmo padrão que os métodos sequenciais apresentaram, de que a utilização de três variáveis apresenta resultados semelhantes aos de dois parâmetros, no entanto com um desvio padrão menor.

Os resultados entre as formas de cálculo, método dos 4 pontos e método dos 3 polos apresenta um conjunto de resultados bastante semelhante, no entanto, o método dos 4 pontos apresenta uma aparente valorização dos domos formados. No entanto, as otimizações apresentam perfis semelhantes em muitos casos, ainda que os resultados não sejam absolutamente idênticos. Por conta disso e do fato de que o método dos 3 polos utiliza a parcela complexa da onda para a realização dos cálculos, permitindo assim que o trabalho seja futuramente expandido para uma otimização de silenciadores dissipativos, os resultados apresentados nesse trabalho foram prioritariamente os obtidos pelo método dos 3 polos. A comparação entre os modelos real e complexo foi realizada utilizando apenas os resultados da primeira etapa de testes.

A Análise dos resultados referente às duas primeiras etapas apresenta uma melhoria de perda de transmissão nas frequências de interesse em todos os testes realizados.

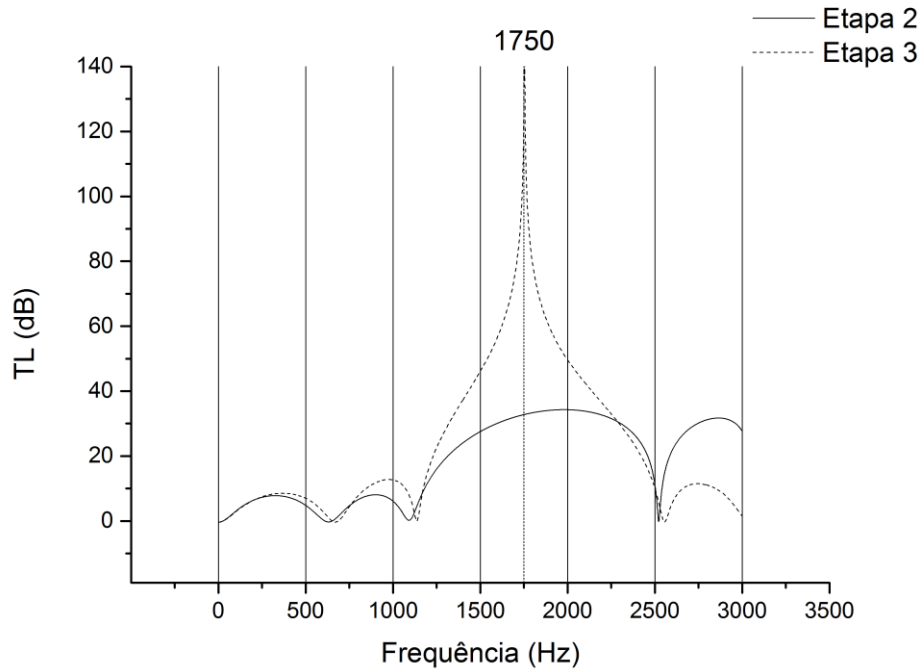
Os dados apresentados aqui variaram entre uma melhoria de 8.71 dB a 115.47 dB, quando comparados com o controle. Ao comparar os testes de primeira etapa com os de segunda etapa alguns testes apresentam melhora muito mais expressiva do que outros. Conforme exemplificado na Figura 5.1, a comparação entre a primeira etapa com otimização paramétrica de superfície de 20 mm e a segunda etapa, em cujo perfil foi aplicado o procedimento da extensão de dutos de entrada e saída, com uma melhora de 106,75 dB sobre o teste anterior.

Figura 5.1 - Comparação Etapas 1 e 2, 1750 Hz CE20 e CE20 DE



As etapas sequenciais 2 e 3 apresentaram pouca melhoria na maior parte dos casos de bons resultados, conforme apresentado na Figura 5.2, no entanto, aonde os resultados não eram muito bons a melhoria foi significativa.

Figura 5.2 - Comparação etapas 2 e 3, 1750 Hz



Os modelos sequenciais e simultâneos apresentaram resultados com uma média de TL nas frequências de interesse bastante próxima, no entanto, devido à ordenação dos testes simultâneos, houve alguma discrepância entre os resultados obtidos. Inicialmente serão discutidos os resultados da otimização de dois parâmetros nos quais o modelo simultâneo foi superior ao modelo sequencial e então os resultados aonde os modelos sequenciais foram superiores ao simultâneo.

Figura 5.3 - Comparação entre Simultâneo e Sequencial de duas fases

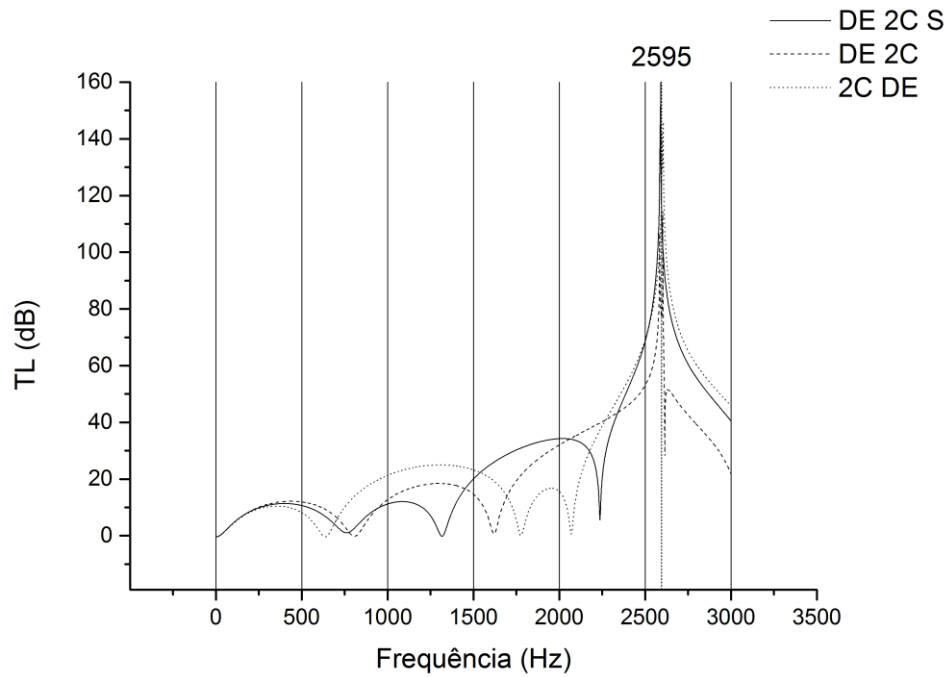
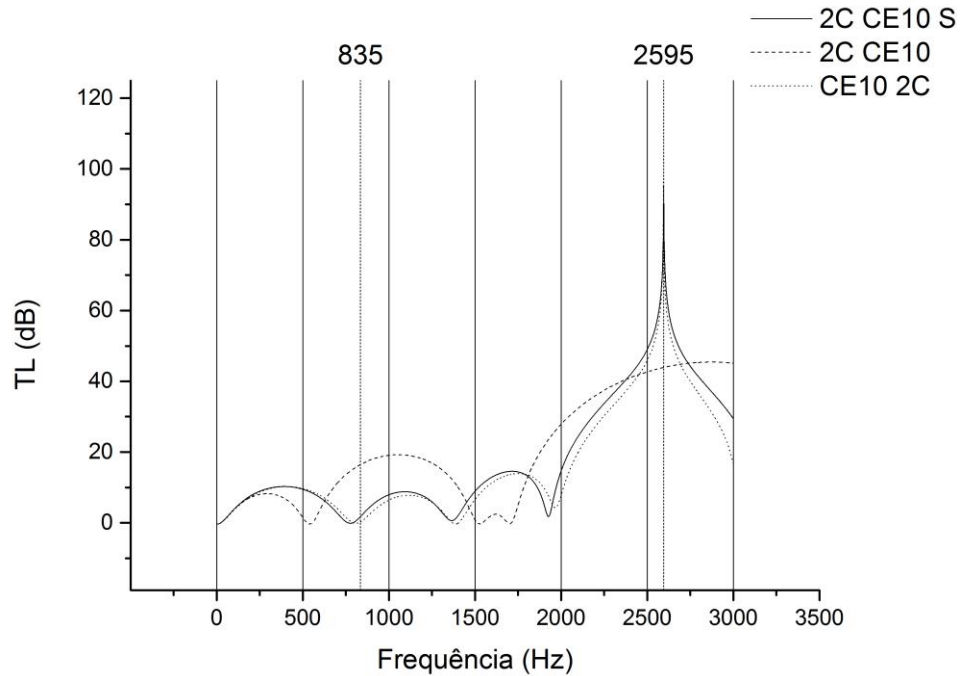


Figura 5.4 - Comparação entre simultâneo e sequencial de duas fases



A comparação do método simultâneo com o seriado para os modelos de dois elementos otimizados apresenta resultados bastante semelhantes, quando comparando os melhores resultados de ambos os métodos. A ordem das otimizações

nos modelos seriados tem influência considerável sobre o efeito final, alguns resultados foram melhores com o modelo seriado, como foi o caso do modelo de otimização paramétrica de superfície de 20 mm e extensão de duto, para a frequência de 835 Hz, que teve um resultado de 90,82 dB, quando comparado com o modelo simultâneo que forneceu o resultado de 79,84 dB. Isso provavelmente é devido à otimização paramétrica de superfície que obteve um resultado irregular que não forneceu melhoria frente à melhoria obtida pela extensão de duto no elemento simultâneo. O Quadro 4 apresenta a diferença no formato obtido pelos elementos.

Quadro 4 – Formato dos modelos simultâneo e sequencial

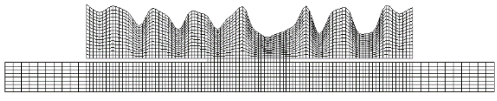
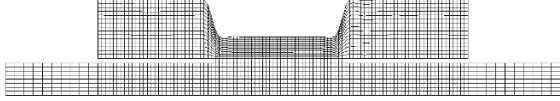
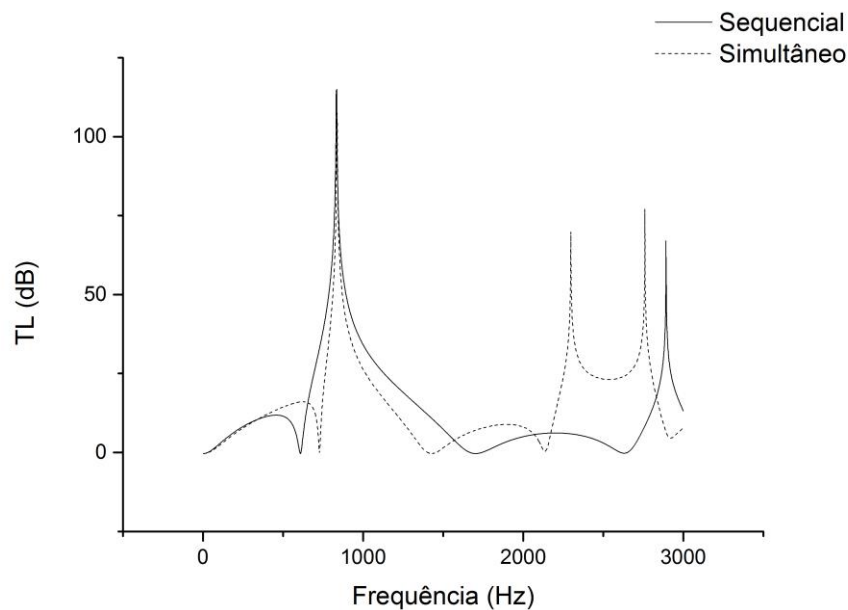
CE20 DE Simultâneo	CE20 DE Sequencial
	

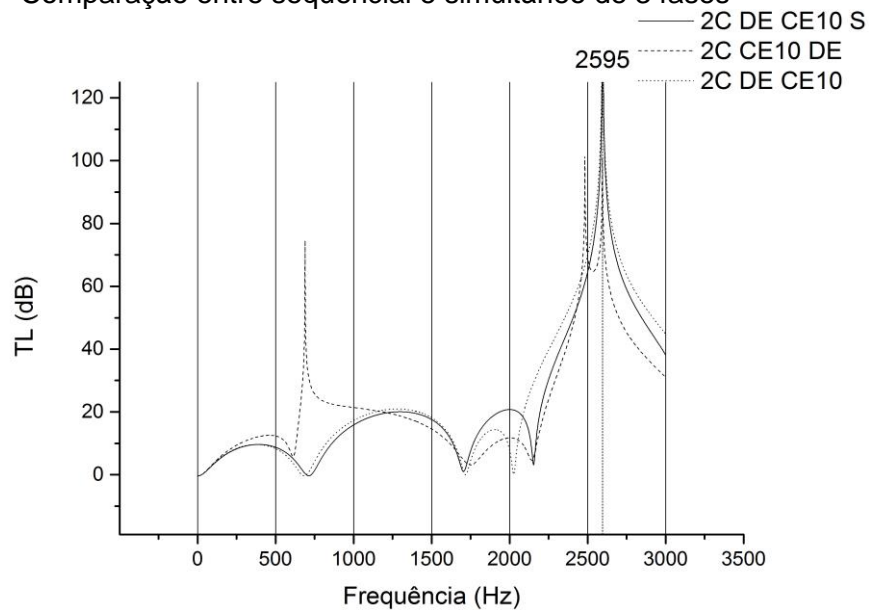
Figura 5.5 – Sequencial CE 20 DE X Simultâneo CE 20 DE



A seguir serão comparados os modelos que apresentaram as mais expressivas melhoras priorizando o modelo simultâneo de três variáveis, e, em seguida, os modelos que priorizam o modelo sequencial, o primeiro modelo, representado na Figura 5.6 é a comparação dos três parâmetros, com a otimização paramétrica de superfície de 10 mm, e duas de suas variações sequenciais. A partir deste ponto, os modelos otimizados simultaneamente receberão o índice “S” nas legendas das

Figuras e os modelos que foram otimizados sequencialmente, ficarão sem índice indicador.

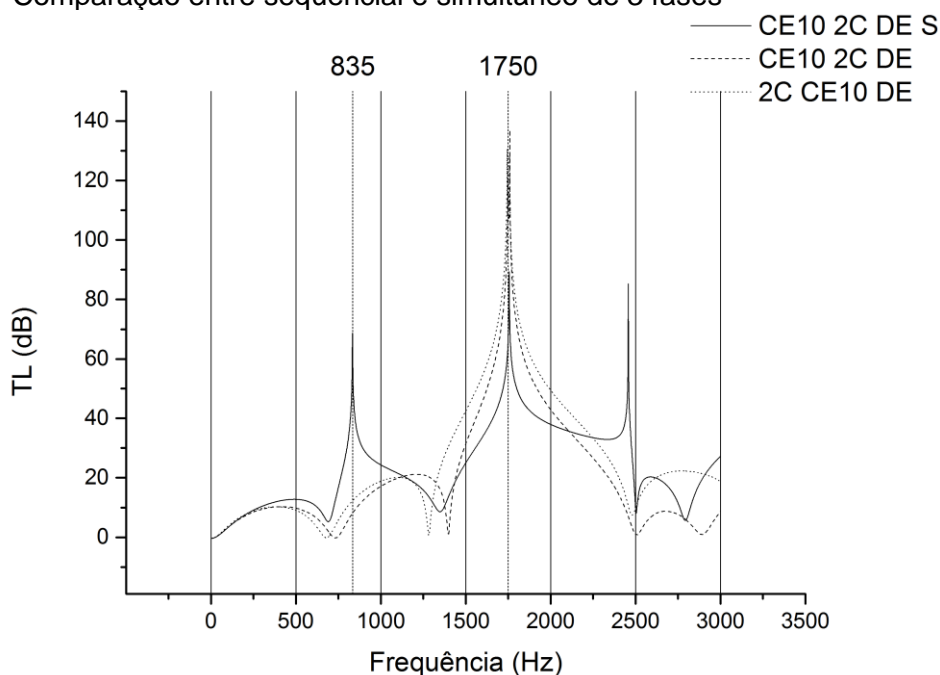
Figura 5.6 - Comparação entre sequencial e simultâneo de 3 fases



Nota-se que a variação da ordem de otimização tem uma influência expressiva no perfil do resultado, e que o perfil de TL do melhor resultado obtido no modelo seriado é bastante semelhante ao melhor perfil obtido pelo modelo simultâneo.

A Figura 5.7 apresenta a comparação dos modelos com os três parâmetros, com a alteração de superfície com limite de 10 mm,

Figura 5.7 - Comparação entre sequencial e simultâneo de 3 fases



A análise das otimizações de três elementos apresenta uma gama maior de resultados a ser comparado, os exemplos apresentam apenas 3, sendo um simultâneo e dois sequenciais para evitar a poluição visual. No entanto, cada modelo simultâneo apresenta 5 variações sequenciais com resultados bastante variados entre si. A Figura 5.6 e a Figura 5.7 denotam essa variação. Nenhum padrão foi observado no que diz respeito à ordem de otimização das fases, as combinações modelo por frequência de interesse não denotaram qualquer relação em particular.

A comparação do modelo simultâneo com o seriado demonstra que os resultados obtidos pelos dois métodos são de qualidade bastante semelhante nos casos com menos variáveis de projeto, no entanto, quando há a alteração de superfície externa da câmara, os resultados sofrem uma variação maior, uma vez que as variáveis que governam a extensão de duto e o particionamento da câmara parecem ter uma influência maior na TL, fazendo com que sua variação seja mais significativa na alteração da qualidade do resultado. Devido à característica aleatória do algoritmo genético e do grande número de variáveis regendo a alteração de superfície externa é possível que o algoritmo passe muitas gerações sem melhora e sem atingir um ponto ótimo, atingindo o critério de parada num elemento menos eficiente que o sequencial e gerando modelos de formato bastante irregular, uma vez que o sequencial otimiza os parâmetros de menor influência individualmente.

6. CONCLUSÕES

A análise dos testes de primeira fase, para todas as frequências de interesse, e suas combinações mostrou que a otimização paramétrica de superfície, quando tomada individualmente, apresenta pouco efeito no aumento dos valores máximos de perda de transmissão em relação ao controle. No entanto, o modelo apresenta um deslocamento dos domos que pode ser utilizado para ajustes finos, de forma a auxiliar a obtenção de um máximo valor de TL numa frequência de interesse qualquer em conjunção com outros elementos de perda de transmissão.

A variação dos limites da alteração de superfície afeta a perda de transmissão, gerando resultados mais significativos na maior parte dos testes com limites maiores. Ainda assim, os resultados obtidos pela otimização paramétrica de superfície são muito inferiores, em termos de perda de transmissão, quando comparados com os resultados obtidos com a extensão de duto e com o particionamento de câmara, tomados individualmente.

Os testes de extensão de duto apresentaram o comportamento previsto pela literatura, gerando picos de perda de transmissão em ao menos uma das frequências de interesse, apresentando, portanto, um comportamento semelhante ao de um ressonador de Helmholtz. O uso da otimização por extensão de duto é aconselhável para a obtenção de uma melhor perda de transmissão em uma única frequência, ou faixa estreita de frequências, de interesse.

Os testes de particionamento de câmara também apresentaram os resultados previstos pela literatura, gerando domos que apresentam uma maior perda de transmissão para faixas mais largas de frequências, tornando-o um bom elemento em potencial para faixas mais largas, como todas as faixas deste trabalho foram estreitas, não é possível afirmar a eficácia do método para a otimização de largas faixas de frequência.

Os métodos de cálculo de perda de transmissão por elementos finitos empregados nos cálculos de função objetivo apresentaram resultados bastante semelhantes entre si, gerando perdas de transmissão de qualidade semelhante, com uma diferença notável, o método dos quatro polos apresenta uma valorização da perda de transmissão dos domos, no entanto apresenta domos e picos em frequências semelhantes às obtidas pelo método dos 3 pontos.

O método dos quatro polos modificado apresentou resultados bastante próximos do método dos três pontos, ainda que o primeiro não leve em consideração a parcela complexa dos dados avaliados. Ambos os métodos são coerentes entre si e apresentam otimizações de mesma qualidade.

O algoritmo genético apresentou-se bastante versátil na otimização de quaisquer que fossem as alterações de forma desejadas, uma vez que foi possível realizar a alteração de comprimento do duto de entrada, de partição da câmara, de forma da câmara de expansão, no entanto, os resultados das otimizações simultâneas apontam uma limitação. Quando os parâmetros de otimização apresentam uma eficiência muito menor do que outros parâmetros no mesmo teste, como, por exemplo, na otimização simultânea dos parâmetros de extensão de duto e otimização paramétrica de superfície, aonde a TL em bandas estreitas de frequência é fortemente influenciada pela variação da extensão de duto, mas fracamente influenciada pela alteração de superfície, a otimização pode não atingir um formato ótimo dentro dos critérios de convergência. Recomenda-se um estudo detalhado da influência de cada parâmetro na preparação da otimização.

O uso de múltiplas frequências de interesse não apresenta otimização para todas as frequências, por vezes limitando-se a uma ou duas das frequências analisadas, isso se deve, em parte, à escolha da função objetivo somatório das perdas de transmissão, que não prioriza uma entre as frequências de interesse, mas que permite obter um bom resultado que considera as melhorias em todas as frequências, ainda que se obtenha um resultado individualmente inferior para todas. Para uma faixa estreita de frequências de interesse, a função objetivo do somatório das TLs é aconselhável, para duas faixas estreitas já há uma queda na média de perda de transmissão das frequências de interesse, no entanto, ainda é possível obter um resultado de boa qualidade.

Os métodos sequenciais geram resultados de grande qualidade, mas exigem um tratamento de dados, para que seja possível utilizar o perfil obtido na simulação anterior na simulação posterior, e mais tempo computacional, uma vez que são realizados múltiplos testes em vez de apenas um. A grande desvantagem do uso do método sequencial está na determinação da melhor ordem de realização dos testes, podendo aumentar o número de testes geometricamente com o número de parâmetros a ser otimizado, e ainda obter resultados de qualidade inferior ao

simultâneo em alguns deles. O modelo sequencial é recomendado quando os parâmetros de otimização apresentam efeitos de variação de perda de transmissão muito diferentes entre si e o número de variáveis de projeto que rege cada parâmetro é muito diferente, como é o caso da otimização paramétrica de superfície, regida por 26 variáveis de projeto, a extensão de duto, regida por 2 variáveis de projeto e o particionamento, regido por outras 2 variáveis de projeto.

O modelo simultâneo apresentou resultados de boa qualidade em uma avaliação só, portanto é aconselhável sempre que houver pouco tempo hábil para a otimização, os resultados obtidos não foram ideais, mas não foi necessário o ajuste de parâmetros secundários, nem o tratamento de dados entre testes que o modelo sequencial exige. Ainda nos casos aonde os parâmetros de menor influência não puderam ser otimizados dentro dos critérios de parada, os resultados foram bons para as frequências de interesse.

O uso da otimização paramétrica de superfície da câmara parece ser interessante como forma de ajuste para a melhoria de um elemento já otimizado num elemento de maior influência, como particionamento da câmara ou extensão de duto, no entanto, essa otimização traz uma grande dificuldade construtiva ao modelo, enquanto a otimização de critérios de mais simples construção também oferecem bons resultados, tais quais a otimização de extensão de duto e particionamento de câmara.

A otimização de três parâmetros diferentes pelo uso de elementos finitos e algoritmos genéticos para a perda de transmissão demonstrou que é possível obter resultados de qualidade para múltiplas frequências de interesse obtendo picos de perda de transmissão moderada em todas as frequências, picos expressivos em mais de uma frequência, ou picos de magnitude superior em frequências únicas. Que a ausência de um padrão claro na ordem de otimização dificulta a determinação de uma regra para os testes que vá garantir o melhor resultado, fazendo com que cada caso deva ser estudado de forma individual de acordo com os parâmetros construtivos individuais.

A Comparação dos resultados obtidos numericamente com os resultados experimentais mostrou uma ótima convergência dentro dos limites do equipamento experimental, apresentando, em ambos os casos, um perfil de resultado muito semelhante, validando, assim, os métodos utilizados para a otimização numérica.

Entre sugestões de trabalhos futuros destacam-se:

- Otimização de distribuição de material absorvente utilizando o método dos três pontos, algoritmo genético e elementos finitos
- Otimização de múltiplas câmaras particionadas, com otimizações na extensão de duto entre câmaras.
- Conjunção de outras otimizações de forma como a extensão de duto em boca de sino
- Análise de bandas largas de frequências sob as otimizações conjuntas de extensão de duto, forma externa e particionamento de câmara

7. REFERENCIAL BIBLIOGRÁFICO

ÅBOM, M.; BODÉN, H. Error analysis of two-microphone measurements in ducts with flow. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 83, n. 6, p. 2429–2438, 1988.

AIRAKSINEN, T. **Numerical Methods for Acoustics and Noise Control**. [s.l.] University of Jyväskylä, 2010.

AIRAKSINEN, T.; HEIKKOLA, E. Multiobjective muffler shape optimization with hybrid acoustics modeling. **Journal of Accoustical Society of America**, v. 130, n. 3, p. 1359–1369, 2011.

ANTEBAS, A. G. *et al.* A finite element approach for the acoustic modeling of perforated dissipative mufflers with non-homogeneous properties. **Mathematical and Computer Modelling**, v. 57, n. 7–8, p. 1970–1978, 2013.

BABISCH, W. *et al.* Road traffic noise and hypertension--accounting for the location of rooms. **Environmental research**, v. 133, p. 380–7, ago. 2014.

BARBIERI, R.; BARBIERI, N. The technique of active/inactive finite elements for the analysis and optimization of acoustical chambers. **Applied Acoustics**, v. 73, n. 2, p. 184–189, 2012.

BARBIERI, R.; BARBIERI, N.; LIMA, K. F. Application of the Galerkin-FEM and the improved four-pole parameter method to predict acoustic performance of expansion chambers. **Journal of Sound and Vibration**, v. 276, n. 3–5, p. 1101–1107, 2004.

BARRON, R. F. **Industrial Noise Control and Acoustics**. 10th. ed. New York, USA: Marcel Dekker, LTD, 2003.

BELEGUNDU, A.; CHANDRUPATLA, T. **Optimization Concepts and Applications in Engineering**. 2nd. ed. New York, USA: Cambridge University Press, 2011.

BIES, D. A.; HANSEN, C. H. **Engineering Noise Control Theory and practice**. 4th Editio ed. Abington: CRC Press, 2009.

BILAWCHUK, S.; FYFE, K. R. Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems. **Applied Acoustics**, v. 64, n. 9, p. 903–916, set. 2003.

BODÉN, H.; ÅBOM, M. Influence of errors on the two-microphone method for measuring acoustic properties in ducts. **The Journal of the Acoustical Society of**

America, v. 79, n. 2, p. 541–549, 1986.

BROATCH, A. *et al.* Time-domain computation of muffler frequency response: Comparison of different numerical schemes. **Journal of Sound and Vibration**, v. 305, n. 1–2, p. 333–347, 2007.

CHEN, T. Y.; CHIOU, Y. H. Structural Topology Optimization Using Genetic Algorithms. **World Congress on Engineering**, v. III, p. 3–7, 2013.

CHIU, M.-C. Shape optimization of multi-chamber mufflers with plug-inlet tube on a venting process by genetic algorithms. **Applied Acoustics**, v. 71, n. 6, p. 495–505, 2010.

_____. Noise Elimination of a Multi-tone Broadband Noise with Hybrid Helmholtz Mufflers Using a Simulated Annealing Method. **Archives of Acoustics**, v. 37, n. 4, p. 489–498, 2012.

CHIU, M. C. Numerical Assessment of Hybrid mufflers on a Venting System within a Limited Back Pressure and Space Using Simulated Annealing. **Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active ...**, v. 30, n. 4, p. 247–276, 2011a.

_____. Optimization Design of Hybrid Mufflers on Broadband Frequencies Using the Genetic Algorithm. **Archives of Acoustics**, v. 36, n. 4, p. 795–822, 2011b.

CHIU, M. C.; CHANG, Y. C. Shape optimization of multi-chamber cross-flow mufflers by SA optimization. **Journal of Sound and Vibration**, v. 312, n. 3, p. 526–550, 2008.

CHUNG, J. Y.; BLASER, D. A. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. II. Experiment. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 68, n. 3, p. 914–921, 1980.

DENIA, F. D. *et al.* Acoustic attenuation performance of perforated dissipative mufflers with empty inlet/outlet extensions. **Journal of Sound and Vibration**, v. 302, n. 4–5, p. 1000–1017, 2007.

ERIKSSON, L. J. Higher order mode effects in circular ducts and expansion chambers. **The Journal of the Acoustical Society of America**, 1980.

FREI, P.; MOHLER, E.; RÖÖSLI, M. Effect of nocturnal road traffic noise exposure and annoyance on objective and subjective sleep quality. **International journal of hygiene and environmental health**, v. 217, n. 2–3, p. 188–95, mar. 2014.

GERGES, S. N. Y. **Ruido: Fundamentos e Controle**. 2. ed ed. Florianópolis, SC: NR Editora, 2000.

GRIEFAHN, B.; MARKS, A.; ROBENS, S. Noise emitted from road, rail and air traffic and their effects on sleep. **Journal of Sound and Vibration**, v. 295, n. 1–2, p. 129–140, ago. 2006.

HERRIN, D. W. *et al.* Predicting insertion loss of large duct systems above the plane wave cutoff frequency. **Applied Acoustics**, v. 73, n. 1, p. 37–42, 2012.

IGARASHI, J.; TOYAMA, M. **Fundamentals of acoustical silencers (I) Theory and experiment of acoustic low-pass filters**. [s.l: s.n.].

JENSEN, J. S.; SIGMUND, O. Topology optimization of photonic crystal. v. 22, n. 6, p. 1191–1198, 2005.

KHAMCHANE, A.; KHELFAOUI, Y.; HAMTACHE, B. Shape optimization of reactive mufflers using threshold acceptance and finite element methods. v. 19, p. 040137–040137, 2013.

LEE, J. S.; GÖRANSSON, P.; KIM, Y. Y. Topology optimization for three-phase materials distribution in a dissipative expansion chamber by unified multiphase modeling approach. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v. 287, p. 191–211, 2015.

LEE, J. W. Optimal topology of reactive muffler achieving target transmission loss values: Design and experiment. **Applied Acoustics**, v. 88, p. 104–113, 2015.

LIMA, K. F.; BARBIERI, N.; BARBIERI, R. Alternative method for acoustical characterization of absorbent materials based on the assessment of the acoustical efficiency of dissipative silencers. **Noise Control Engineering Journal**, v. 64, n. 2, p. 195–207, 2016.

LIMA, K. F.; LENZI, A.; BARBIERI, R. The study of reactive silencers by shape and parametric optimization techniques. **Applied Acoustics**, v. 72, n. 4, p. 142–150, 2011.

MITCHELL, M. Genetic algorithms: An overview. **Complexity**, v. 1, n. 1, p. 31–39, 1995.

MONTENEGRO, G.; ONORATI, A.; TORRE, A. The prediction of silencer acoustical performances by 1D, 1D-3D and quasi-3D non-linear approaches. **Computers and Fluids**, v. 71, p. 208–223, 2013.

MUNJAL, M. L. **Acoustics of ducts and mufflers**. 1st. ed. New York, USA: John Wiley, 1987. v. 1

_____. Analysis and Design of Mufflers — an Overview of Research At the Indian

Institute of Science. **Journal of Sound and Vibration**, v. 211, n. 3, p. 425–433, 1998.

_____. Recent advances in muffler acoustics. **International Journal of Acoustics and Vibrations**, v. 18, n. 2, p. 71–85, 2013.

_____. **Acoustics of Ducts and Mufflers**. 2nd. ed. New York, USA: John Wiley & Sons Ltd, 2014.

MUNJAL, M. L.; DOIGE, A. G. Theory of a two source-location method for direct experimental evaluation of the four-pole parameters of an aeroacoustic element. **Journal of Sound and Vibration**, v. 141, n. 2, p. 323–333, 1990.

NUNES, M. A.; SILVA, G. C. Position optimization of Helmholtz resonator in ducts using a genetic algorithm. v. 19, p. 040089–040089, 2013.

PANIGRAHI, S. N.; MUNJAL, M. L. A generalized scheme for analysis of multifarious commercially used mufflers. **Applied Acoustics**, v. 68, n. 6, p. 660–681, 2007.

RAO, S. S. **The finite Element Method in Engineering**. 4th Editio ed. [s.l.] Elsevier Ltd, 2005.

SELAMET, A.; DENIA, F. D.; BESA, A. J. Acoustic behavior of circular dual-chamber mufflers. **Journal of Sound and Vibration**, v. 265, n. 5, p. 967–985, 2003.

SELAMET, A.; JI, Z. L. Acoustic Attenuation Performance of Circular Expansion Chambers With Extended Inlet/Outlet. **Journal of Sound and Vibration**, v. 223, n. 2, p. 197–212, 1999.

SELAMET, A.; RADAVIDICH, P. M. the Effect of Length on the Acoustic Attenuation Performance of Concentric Expansion Chambers: an Analytical, Computational and Experimental Investigation. **Journal of Sound and Vibration**, v. 201, n. 4, p. 407–426, 1997.

SEYBERT, A. F.; SOENARKO, B. Error analysis of spectral estimates with application to the measurement of acoustic parameters using random sound fields in ducts. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 69, n. 4, p. 1190–1199, 1981.

TALBI, E.-G. **Metaheuristics**. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2009.

TAO, Z.; SEYBERT, A. F. **A Review of Current Techniques for Measuring Muffler Transmission Loss**SAE Technical Paper. **Anais...SAE International**, 2003Disponível em: <<http://papers.sae.org/2003-01-1653/>>

WAN, G. C. **Prediction and Measurement of the Acoustic Performance of Mufflers** International congress on noise control engineering, INTER-NOISE 95. **Anais...**Newport Beach, CA: Noise Control Foundation, 1995

WANG, C.; HUANG, L. Analysis of absorption and reflection mechanisms in a three-dimensional plate silencer. **Journal of Sound and Vibration**, v. 313, n. 3–5, p. 510–524, 2008.

WU, T. W.; ZHANG, P.; CHENG, C. Y. R. Boundary Element Analysis of Mufflers With an Improved Method for Deriving the Four-Pole Parameters. **Journal of Sound and Vibration**, v. 217, n. 4, p. 767–779, 1998.

YANG, L.; JI, Z. L.; WU, T. W. Transmission loss prediction of silencers by using combined boundary element method and point collocation approach. **Engineering Analysis with Boundary Elements**, v. 61, p. 265–273, 2015.

YEDEG, E. L.; WADBRO, E.; BERGGREN, M. Interior layout topology optimization of a reactive muffler. **Structural and Multidisciplinary Optimization**, v. 53, n. 4, p. 645–656, 3 abr. 2016.

YEH, L. J. *et al.* GA optimization on multi-segments muffler under space constraints. **Applied Acoustics**, v. 65, n. 5, p. 521–543, 2004.

YEH, L. J.; CHANG, Y. C.; CHIU, M. C. Numerical studies on constrained venting system with reactive mufflers by GA optimization. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, v. 65, n. 8, p. 1165–1185, 2006.

YOON, G. H.; JENSEN, J. S.; SIGMUND, O. Topology optimization of acoustic-structure interaction problems using a mixed finite element formulation. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, v. 70, n. 9, p. 1049–1075, 2007.

YU, X. *et al.* Sub-chamber optimization for silencer design. **Journal of Sound and Vibration**, v. 351, p. 57–67, 2015.

YU, X.; CHENG, L. Duct noise attenuation using reactive silencer with various internal configurations. **Journal of Sound and Vibration**, v. 335, p. 229–244, 2015.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L. **The Finite Element Method Volume 1 : The Basis**. 5th ed. ed. Oxford: Butterworth Heinemann, 2000. v. 1

APÊNDICE A: TABELAS RESUMIDAS DE RESULTADOS

Testes iniciais, todas as frequências de interesse

	Ω Máximo	TL Máxima	TL Média	TL Média F1	TL Média F2	TL Média F3	Frequências de Interesse
INICIAIS - 825 Hz							
2C	2787	33.351	17.28152	19.56573	0.703558	32.27497	19.56573
CE10	487	11.8462	6.003095	5.933807	0.360854	1.36448	5.933807
CE20	1267	21.4923	11.0113	14.20282	8.716842	3.960796	14.20282
DE	842	102.8175	18.08474	73.70126	1.380623	34.89376	73.70126
INICIAIS - 1750 Hz							
2C	3000	46.9517	20.70396	11.44976	29.55324	37.88296	29.55324
CE10	2110	21.6028	11.06716	-0.14735	16.28085	3.751012	16.28085
CE20	1267	21.4923	11.0113	14.20282	8.716842	3.960796	8.716842
DE	1754	94.6994	19.22913	6.76367	73.39422	3.806076	73.39422
INICIAIS - 2595 Hz							
2C	2787	33.3547	17.28204	19.56538	0.727231	32.27837	32.27837
CE10	2787	33.2088	17.20039	19.49335	0.762819	32.12739	32.12739
CE20	3000	80.5994	21.33787	3.233293	11.58109	51.96211	51.96211
DE	2597	93.8119	21.01109	3.916048	3.052881	73.57694	73.57694
INICIAIS - 835 Hz + 1750 Hz							
2C	1973	29.9412	17.06727	15.78227	27.99635	14.30076	21.88931
CE10	2787	33.2088	17.20039	19.49335	0.762819	32.12739	10.12809
CE20	3000	80.5994	21.33787	3.233293	11.58109	51.96211	7.407192
DE	1755	94.6092	19.22994	6.762985	73.29708	3.807724	40.03003
INICIAIS - 835 Hz + 2595 Hz							
2C	2787	33.3547	17.28204	19.56544	0.724831	32.27833	25.92189
CE10	1756	92.355	19.23463	6.758433	73.2826	3.814824	5.286629
CE20	3000	56.5636	20.55447	6.935993	5.595538	48.87958	27.90779
DE	835	95.453	18.00763	74.24379	1.30935	34.85121	54.5475
INICIAIS - 1750 Hz + 2595 Hz							
2C	2598	97.6797	22.63785	8.042789	29.17526	77.48539	53.33033
CE10	3000	30.3502	11.25348	-0.31819	9.979712	24.4704	17.22506
CE20	3000	56.5636	20.55447	6.935993	5.595538	48.87958	27.23756
DE	1756	127.1386	19.24546	6.756293	74.18735	3.818468	39.00291
INICIAIS - 835 Hz + 1750 Hz + 2595 Hz							
2C	2598	97.6797	22.63785	8.042789	29.17526	77.48539	38.23448
CE10	3000	30.5404	11.55394	-0.15789	11.83332	24.13946	11.9383
CE20	3000	56.5636	20.55447	6.935993	5.595538	48.87958	20.47037
DE	1756	92.355	19.23463	6.758433	73.2826	3.814824	27.95195

Testes Sequenciais de segunda fase

	Ω Máximo	TL Máxima	TL Média	TL Média F1	TL Média F2	TL Média F3	Frequências de interesse
SEQUENCIAIS DUPLOS - 835 Hz							
2C CE10	2787	33.2088	17.20039	19.49335	0.762819	32.12739	19.49335
2C CE20	2788	33.129	17.17076	19.48174	0.892308	32.03803	19.48174
2C DE	834	123.8672	21.72219	92.53191	1.889546	33.26977	92.53191
CE10 2C	2776	23.8252	11.42334	8.511593	2.263015	22.72322	8.511593
CE10 DE	835	76.8394	16.3256	56.59844	-0.11645	11.9542	56.59844
CE20 2C	2088	22.0141	11.91756	15.82986	14.80782	6.39622	15.82986
CE20 DE	835	114.9498	13.24827	90.82904	0.123473	0.364848	90.82904
DE 2C	838	98.5308	17.99238	73.54803	2.223931	17.5674	73.54803
DE CE10	838	86.3448	17.02526	65.38179	4.717235	16.21995	65.38179
DE CE20	835	93.7691	13.29766	68.78927	1.137631	14.464	68.78927
SEQUENCIAIS DUPLOS - 1750 Hz							
2C CE10	3000	45.8771	21.45927	9.455874	33.33	36.49156	33.33
2C CE20	2970	40.3372	23.17028	7.909915	38.28195	31.25989	38.28195
2C DE	1744	124.2628	23.9612	6.73167	107.9776	26.26734	107.9776
CE10 2C	2001	26.6296	14.19009	5.721852	24.39932	12.64322	24.39932
CE10 DE	1759	113.6195	18.91226	0.116519	98.92241	3.398236	98.92241
CE20 2C	1980	34.2763	18.67068	7.372781	32.7333	21.02504	32.7333
CE20 DE	1749	135.234	23.50936	8.588174	115.4725	10.63523	115.4725
DE 2C	1752	92.1876	19.22738	6.672567	75.19753	3.68196	75.19753
DE CE10	1758	101.69	17.45954	5.845452	87.18705	0.095016	87.18705
DE CE20	1758	119.8588	20.15161	0.924081	103.8687	7.982164	103.8687
SEQUENCIAIS DUPLOS - 2595 Hz							
2C CE10	2856	45.7866	20.42192	15.63791	6.635885	44.29284	44.29284
2C CE20	3000	70.7302	28.52181	10.41432	36.30445	62.69755	62.69755
2C DE	2605	145.9138	27.18161	15.31891	5.679685	117.8272	117.8272
CE10 2C	2594	104.854	15.98426	0.520174	14.56091	71.68742	71.68742
CE10 DE	2590	129.69	20.79064	-0.21969	11.79303	112.6372	112.6372
CE20 2C	2598	116.686	22.89711	3.073704	16.11871	86.91053	86.91053
CE20 DE	2604	148.4049	26.44695	3.575511	13.07032	123.596	123.596
DE 2C	2603	114.6666	22.75667	1.015096	19.31828	84.41403	84.41403
DE CE10	2593	131.8867	19.31481	2.557256	0.339092	103.3569	103.3569
DE CE20	2591	137.5975	22.42399	0.230789	10.55589	119.7429	119.7429
SEQUENCIAIS DUPLOS - 835 Hz + 1750 Hz							
2C CE10	1971	33.5753	18.0315	14.30661	32.05548	12.22171	23.18105
2C CE20	1927	37.4153	20.70817	13.3646	36.50317	17.87186	24.93388
2C DE	839	104.1833	25.78009	49.96068	68.13454	44.38796	59.04761
CE10 2C	1969	25.536	12.74852	9.63073	23.57956	11.17952	16.60514
CE10 DE	1760	122.1705	19.36403	-0.22873	99.47613	0.852188	49.6237
CE20 2C	1991	33.0236	16.24988	10.78108	31.29248	11.5493	21.03678
CE20 DE	1741	138.2499	23.96681	11.62159	114.8739	4.15958	63.24776

DE 2C	1746	86.141	16.16025	42.2343	58.03539	16.84106	50.13485
DE CE10	1759	99.0111	17.02724	7.512259	84.0451	7.04614	45.77868
DE CE20	1755	115.9475	16.89627	3.453915	98.95945	1.038652	51.20668
	SEQUENCIAIS DUPLOS - 835 Hz + 2595 Hz						
2C CE10	2872	45.4836	20.5305	16.44503	4.834742	43.9213	30.18317
2C CE20	3000	65.2499	28.19962	12.73414	35.78938	60.64189	36.68802
2C DE	2335	103.0045	25.41807	53.30694	3.607481	78.65212	65.97953
CE10 2C	2594	96.7884	16.29298	0.253693	13.93247	72.04062	36.14716
CE10 DE	2596	84.8814	19.44124	31.23391	13.35132	65.13731	48.18561
CE20 2C	2596	117.2656	21.4574	6.428459	15.19589	83.78388	45.10617
CE20 DE	2826	123.5175	24.05043	60.8389	7.461815	79.5017	70.1703
DE 2C	842	93.2642	18.00537	72.9884	1.420246	35.41021	54.19931
DE CE10	2596	113.5131	17.82855	64.11504	4.047027	85.03632	74.57568
DE CE20	833	105.3955	16.24731	68.28826	5.385831	54.17104	61.22965
	SEQUENCIAIS DUPLOS - 1750 Hz + 2595 Hz						
2C CE10	2599	101.9277	23.55895	7.166548	28.18709	81.51383	54.85046
2C CE20	2600	104.976	25.18743	7.134874	30.86883	84.19677	57.5328
2C DE	2603	146.9563	25.14398	2.32923	27.90563	117.303	72.60434
CE10 2C	2606	105.3141	18.16386	2.3408	19.26552	68.08309	43.6743
CE10 DE	2591	86.4415	19.94631	0.411078	56.41362	66.87004	61.64183
CE20 2C	2583	121.3904	20.74639	3.381248	22.9228	77.87383	50.39831
CE20 DE	2584	117.1094	23.81851	3.681415	65.74622	74.03394	69.89008
DE 2C	2591	113.5209	19.77098	6.660126	58.37449	55.73579	57.05514
DE CE10	1745	103.9277	17.75482	5.0863	84.32507	12.66265	48.49386
DE CE20	1747	125.6945	19.64394	-0.27381	98.21013	25.39296	61.80155
	SEQUENCIAIS DUPLOS - 835 Hz + 1750 Hz + 2595 Hz						
2C CE10	2602	100.4612	22.96231	7.589304	28.22865	78.71215	38.1767
2C CE20	2597	101.2133	24.26292	8.109852	32.13551	81.1042	40.44985
2C DE	2499	113.7803	24.0276	39.00304	23.28056	84.2264	48.83666
CE10 2C	2596	92.4981	17.26996	1.633537	18.87052	72.62974	31.0446
CE10 DE	2591	82.3445	19.82758	11.56986	55.34983	59.26024	42.05998
CE20 2C	2587	122.4	22.66696	5.948437	19.86834	90.93795	38.91824
CE20 DE	2599	97.9801	25.16286	7.824933	68.37597	77.54812	51.24968
DE 2C	1755	108.5129	25.63889	17.63771	76.11459	31.9185	41.89027
DE CE10	1756	98.7999	16.96567	7.44907	83.86922	13.41907	34.91245
DE CE20	1755	111.0561	19.42672	0.514722	95.21855	24.54674	40.09334

Testes sequenciais de terceira fase

	Ω Máximo	TL Máxima	TL Média	TL Média F1	TL Média F2	TL Média F3	Frequencias de Interesse
SEQUENCIAIS TRIPLOS – 835 Hz							
2C CE10 DE	846	105.872	22.25407	88.30498	1.793565	33.55517	88.30498
2C CE20 DE	841	112.0102	21.60629	91.82332	1.702415	33.24617	91.82332
2C DE CE10	2341	104.6314	22.50994	49.63763	14.53007	33.88919	49.63763
2C DE CE20	834	127.0818	17.4243	87.90013	0.291565	65.0964	87.90013
C10 2C DE	2163	118.1297	19.03469	86.34536	0.138623	16.71658	86.34536
C10 DE 2C	837	76.8752	16.32341	56.37203	0.086412	11.90588	56.37203
C20 2C DE	846	124.7561	12.57443	84.94802	6.442231	-0.00263	84.94802
C20 DE 2C	830	113.3582	13.26534	91.12007	0.0383	-0.01771	91.12007
DE 2C CE10	843	91.8391	17.89399	63.28235	6.592431	16.58652	63.28235
DE 2C CE20	835	115.9129	13.54217	73.8136	0.075815	14.31128	73.8136
SEQUENCIAIS TRIPLOS – 1750 Hz							
2C CE10 DE	1759	129.1001	24.59676	7.852659	111.4438	24.98586	111.4438
2C CE20 DE	1756	144.5747	26.57743	12.37765	118.6629	23.581	118.6629
2C DE CE10	1750	126.4785	23.04939	7.09517	108.6666	22.46034	108.6666
2C DE CE20	1756	128.375	23.38188	8.200619	110.4215	25.43056	110.4215
C10 2C DE	1758	121.2341	19.89924	0.400607	103.716	6.702612	103.716
C10 DE 2C	1745	135.4537	21.86104	11.46998	108.1301	22.53524	108.1301
C20 2C DE	1751	148.584	23.6343	9.449874	117.2239	4.770364	117.2239
C20 DE 2C	1750	138.4709	23.62311	9.924915	116.7428	8.115848	116.7428
DE 2C CE10	1757	102.6203	17.48854	4.712744	88.39465	-0.22306	88.39465
DE 2C CE20	1753	119.9601	18.94531	-0.21454	102.7279	4.556336	102.7279
SEQUENCIAIS TRIPLOS – 2595 Hz							
2C CE10 DE	2482	101.456	22.36456	22.87293	3.174496	81.32196	81.32196
2C CE20 DE	2588	155.757	31.80851	7.721111	32.02125	136.7642	136.7642
2C DE CE10	2592	157.1903	25.32534	10.54819	4.0941	123.1647	123.1647
2C DE CE20	2598	145.8748	26.25962	6.529211	17.11162	128.254	128.254
C10 2C DE	2598	138.8507	20.38206	-0.2619	14.80754	113.4233	113.4233
C10 DE 2C	2599	168.2249	21.14956	-0.28702	15.09489	114.9523	114.9523
C20 2C DE	2625	124.6671	24.97927	26.1417	14.29319	102.7218	102.7218
C20 DE 2C	2591	153.131	27.85714	3.81237	20.00972	130.4868	130.4868
DE 2C CE10	2596	132.3378	20.90137	0.265326	13.89034	106.7008	106.7008
DE 2C CE20	2594	169.1085	23.50711	3.408681	18.75767	121.9171	121.9171
SEQUENCIAIS TRIPLOS – 835 Hz + 1750 Hz							
2C CE10 DE	1744	130.6126	25.80111	12.31684	113.9459	18.93524	63.13138
2C CE20 DE	1763	149.7518	28.91466	15.30704	113.2629	27.74087	64.28497
2C DE CE10	1752	86.4907	22.58357	47.01109	66.36195	26.85113	56.68652
2C DE CE20	1756	169.7468	19.08425	44.24472	96.55825	1.85628	70.40148
C10 2C DE	1759	137.011	20.32888	8.086315	106.6857	6.988268	57.38602
C10 DE 2C	1759	128.8486	22.77085	12.87897	104.5596	25.40836	58.71931

C20 2C DE	1744	146.03	24.06623	13.18623	117.7711	-0.06848	65.47865
C20 DE 2C	1749	159.4797	24.92991	13.48966	117.2869	19.17051	65.3883
DE 2C CE10	1751	78.9619	14.94467	42.80494	58.23016	12.97522	50.51755
DE 2C CE20	1747	80.7933	15.20465	46.93604	60.89125	11.12362	53.91364
	SEQUENCIAIS TRIPILOS – 835 Hz + 2595 Hz						
2C CE10 DE	2605	127.3988	21.76883	47.23491	1.584712	95.31129	71.2731
2C CE20 DE	2590	160.3497	34.45878	10.34226	32.99446	142.2838	76.31303
2C DE CE10	2510	106.7634	23.60459	50.47314	5.092108	87.18216	68.82765
2C DE CE20	2517	124.7059	24.43821	46.89468	10.76798	91.90584	69.40026
C10 2C DE	2590	131.4107	20.43607	-0.20147	14.85204	113.1407	56.46959
C10 DE 2C	2595	108.2338	22.39893	44.73525	24.71112	69.50848	57.12186
C20 2C DE	2646	119.2996	25.21055	21.32517	15.6174	99.07062	60.19789
C20 DE 2C	2832	99.7156	23.98402	64.23384	7.213708	79.45101	71.84242
DE 2C CE10	2600	106.8135	17.507	54.05144	0.3379	80.88039	67.46592
DE 2C CE20	2595	102.1483	15.20324	67.68245	5.720831	55.09731	61.38988
	SEQUENCIAIS TRIPILOS – 1750 Hz + 2595 Hz						
2C CE10 DE	2593	162.0981	26.02362	3.592252	27.27494	124.3442	75.80956
2C CE20 DE	2589	137.2246	27.59184	8.463537	29.69973	121.8978	75.79879
2C DE CE10	2600	135.7015	24.76342	2.471274	27.01928	119.5767	73.29797
2C DE CE20	2598	154.6764	27.15087	4.391078	25.97917	127.7591	76.86912
C10 2C DE	2595	89.5225	20.45992	0.907774	59.60606	69.80913	64.70759
C10 DE 2C	1754	93.8331	22.4045	7.424267	67.70687	68.07024	67.88855
C20 2C DE	2580	153.9961	24.55011	3.299604	25.62467	110.1561	67.89038
C20 DE 2C	2602	130.8379	28.91064	8.943785	68.91899	85.80003	77.35951
DE 2C CE10	1481	80.2279	19.75923	2.446826	57.88586	57.54587	57.71587
DE 2C CE20	1744	118.1696	18.59221	0.520363	94.04783	24.87919	59.46351
	SEQUENCIAIS TRIPILOS – 835 Hz + 1750 Hz + 2595 Hz						
2C CE10 DE	2596	99.4215	23.96558	4.9049	66.8093	75.18918	48.9678
2C CE20 DE	2594	156.6976	27.29947	8.979626	31.02247	124.9034	54.9685
2C DE CE10	2687	113.2397	23.5492	38.88326	19.84884	88.65587	49.12932
2C DE CE20	2598	138.8507	20.38206	-0.2619	14.80754	113.4233	42.65632
C10 2C DE	2496	103.2864	20.84555	35.25119	17.77678	81.49304	44.84034
C10 DE 2C	2591	82.0573	19.8418	33.60193	55.48184	60.0638	49.71586
C20 2C DE	2584	116.6393	24.80648	6.777541	49.81321	84.19912	46.92996
C20 DE 2C	2593	99.9038	26.27543	8.285233	70.39635	79.95557	52.87905
DE 2C CE10	1755	113.9053	23.77147	12.72029	95.71162	31.28228	46.5714
DE 2C CE20	1745	127.4202	26.14286	11.90939	103.3436	37.72147	50.99148

Testes Simultâneos

	Ω Máximo	TL Máxima	TL Média	TL Média F1	TL Média F2	TL Média F3	Frequências de Interesse
SIMULTÂNEOS – 835 Hz							
DE CE10	1759	97.517	16.67693	70.74123	5.534504	14.26026	70.74123
DE CE20	838	107.6102	15.23848	79.84277	7.77595	23.43022	79.84277
DE 2C	828	106.1894	19.74826	88.00299	1.129088	29.56704	88.00299
2C CE10	2815	27.54100	13.73729	14.36067	2.12128	25.74373	14.36067
2C CE20	2593	21.78220	11.17703	15.76280	4.79008	10.27773	15.76280
DE 2C CE10	837	110.4319	17.97325	84.17832	14.14398	24.42292	84.17832
DE 2C CE20	841	110.2552	16.96095	84.82726	2.117173	35.02986	84.82726
SIMULTÂNEO – 1750 Hz							
DE CE10	1759	101.5989	17.34495	6.479763	86.47519	4.69966	86.47519
DE CE20	1756	142.809	18.29276	0.647637	105.9038	9.166668	105.9038
DE 2C	1741	122.5186	24.9427	11.72726	107.3545	22.5819	107.3545
2C CE10	1969	29.7997	16.53543	7.681307	28.1651	19.77646	28.1651
2C CE20	3000	49.4514	19.80565	6.351196	32.81621	20.05796	32.81621
DE 2C CE10	1759	114.8096	19.8501	6.780893	100.2771	7.226744	100.2771
DE 2C CE20	1750	135.7719	19.903	4.007452	109.4225	11.97272	109.4225
SIMULTÂNEOS – 2595 Hz							
DE CE10	2591	122.2255	19.93811	0.529348	1.172238	100.9619	100.9619
DE CE20	2592	147.3639	23.94654	1.997959	20.94272	122.6968	122.6968
DE 2C	2590	162.6346	26.38155	4.338615	30.2015	120.2941	120.2941
2C CE10	2595	96.9058	18.80492	1.402844	14.28623	77.21903	77.21903
2C CE20	2598	115.2324	22.17855	3.304259	1.754762	94.52118	94.52118
DE 2C CE10	2593	139.4397	23.63733	8.244689	7.335369	117.3745	117.3745
DE 2C CE20	2600	133.6084	21.28585	0.238281	12.10903	116.0739	116.0739
SIMULTÂNEOS – 835 Hz + 1750 Hz							
DE CE10	1757	106.2686	17.69826	3.229141	92.52013	9.403912	47.87463
DE CE20	1751	133.5833	16.50608	40.56466	94.61304	10.98516	67.58885
DE 2C	1752	89.1234	25.046	52.10194	67.5587	12.63233	59.83032
2C CE10	2007	28.7955	14.22489	10.70859	26.57636	11.7744	18.64247
2C CE20	2018	33.9789	16.62369	10.8198	32.04188	21.35038	21.43084
DE 2C CE10	1756	89.3512	23.2909	48.51412	66.75929	20.27829	57.63671
DE 2C CE20	1750	131.6603	16.41358	41.77633	92.19824	8.44792	66.98729
SIMULTÂNEOS – 835 Hz + 2595 Hz							
DE CE10	2591	105.6646	18.4377	46.09524	2.720454	79.63064	62.86294
DE CE20	2558	108.1343	19.78785	39.57254	11.9608	82.95758	61.26506
DE 2C	2585	122.2237	24.18651	64.82777	9.821438	99.43716	82.13247
2C CE10	2595	94.9509	18.08809	1.692781	14.40652	75.25888	38.47583
2C CE20	2595	102.465	21.26444	5.223467	10.99532	82.78165	44.00256
DE 2C CE10	2482	127.8867	23.4413	48.16721	12.99759	82.19792	65.18257
DE 2C CE20	2592	122.0562	17.34831	74.64038	9.249123	94.93095	84.78566
SIMULTÂNEOS – 1750 Hz + 2595 Hz							

DE CE10	1741	110.8651	17.6223	3.755681	87.96616	11.69042	49.82829
DE CE20	2601	139.0934	21.82153	0.755978	20.08326	113.8907	66.987
DE 2C	2599	95.4525	25.15582	5.323737	69.50799	74.47007	71.98903
2C CE10	2600	91.2319	16.95616	0.397833	18.2241	70.47755	44.35082
2C CE20	2595	97.3472	19.27296	5.173356	18.65578	77.66917	48.16247
DE 2C CE10	2595	95.3613	24.06691	11.70216	59.52287	75.57835	67.55061
DE 2C CE20	2597	100.667	21.95569	0.533811	56.78084	75.81826	66.29955
	SIMULTÂNEOS – 835 Hz + 1750 Hz + 2595 Hz						
DE CE10	2602	72.6321	18.61489	16.06033	49.00912	50.58863	38.55269
DE CE20	1752	89.7256	20.38512	38.43462	57.33258	64.25821	53.3418
DE 2C	2595	115.7416	26.70993	52.04036	23.13639	80.37254	51.84977
2C CE10	2593	94.199	18.03477	1.917115	17.91583	74.67319	31.50205
2C CE20	2595	95.45	18.81595	4.9154	20.0772	75.85815	33.61692
DE 2C CE10	1751	93.0078	24.47969	49.10121	64.16808	65.65344	59.64091
DE 2C CE20	2587	105.0175	17.72347	38.29626	18.45004	90.76508	49.17046