



**UTILIZAÇÃO DE PLACAS MICROPERFURADAS EM  
FILTROS ACÚSTICOS DO TIPO CÂMARA DE  
EXPANSÃO PARA CONTROLE DE RUÍDO EM DUTOS**

**Maria dos Reis Santos Borges**

**Dissertação de Mestrado  
Integridade de Materiais da Engenharia**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

**Faculdade UNB Gama/Faculdade de Tecnologia  
Programa de Pós Graduação em Integridade de  
Materiais da Engenharia**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE UNB GAMA/FACULDADE DE TECNOLOGIA  
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE  
MATERIAIS DA ENGENHARIA

UTILIZAÇÃO DE PLACAS MICROPERFURADAS EM  
FILTROS ACÚSTICOS DO TIPO CÂMARA DE EXPANSÃO  
PARA CONTROLE DE RUÍDO EM DUTOS

Maria dos Reis Santos Borges

Orientador: Prof<sup>ª</sup> Dra. Maria Alzira de Araújo Nunes (FGA/UnB)

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

PUBLICAÇÃO: ENM.DM - 090A/2020

BRASÍLIA/DF: 8 de dezembro de 2020.

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**  
**FACULDADE UnB GAMA/FACULDADE DE TECNOLOGIA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE**  
**MATERIAIS DA ENGENHARIA**

**UTILIZAÇÃO DE PLACAS MICROPERFURADAS EM FILTROS**  
**ACÚSTICOS DO TIPO CÂMARA DE EXPANSÃO PARA CONTROLE**  
**DE RUÍDO EM DUTOS**

**MARIA DOS REIS SANTOS BORGES**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE.**

**APROVADA POR:**



---

**Prof. Dra. Maria Alzira de Araújo Nunes (FGA/UnB)**  
**(Orientador)**



---

**Prof. Dra. Carla Tatiana Mota Anflor (FGA/UnB)**  
**(Examinadora Interna)**



---

**Prof. Dr. Paulo Henrique Mareze (Universidade Feral de Santa Maria - UFSM)**  
**(Examinador Externo)**

**Brasília, 08/12/2020.**

## FICHA CATALOGRÁFICA

Borges, Maria dos Reis Santos  
Utilização de Placas Microperfuradas em Filtros Acústicos do tipo Câmara de Expansão para Controle de Ruído em Dutos  
[Distrito Federal] 2020.  
xvii, 130p. (FGA/FT/UnB, Mestre, Integridade de Materiais da Engenharia, 2020.  
Dissertação de Mestrado - Universidade de Brasília.  
Faculdade UNB Gama/Faculdade de Tecnologia.  
Programa de Pós Graduação em Integridade de Materiais da Engenharia.

Palavras-chave:

- |                               |                         |
|-------------------------------|-------------------------|
| 1. filtros acústicos reativos | 2. câmara de expansão   |
| 3. placa microperfurada       | 4. perda de transmissão |
| I. FGA/FT/UnB                 | II. Título (série)      |

## REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

Borges, Maria dos Reis Santos (2020). Utilização de Placas Microperfuradas em Filtros Acústicos do Tipo Câmara de Expansão para Controle de Ruído em Dutos. Dissertação de Mestrado, Publicação ENM.DM - 090A/2020, Programa de Pós Graduação em Integridade de Materiais da Engenharia, Universidade de Brasília, Brasília, Distrito Federal, xvii, 130p.

## CESSÃO DE DIREITOS

**NOME DO AUTOR:** Maria dos Reis Santos Borges.

**TÍTULO DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO:** Utilização de Placas Microperfuradas em Filtros Acústicos do Tipo Câmara de Expansão para Controle de Ruído em Dutos.

**GRAU / ANO:** MESTRE / 2020

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

*Maria dos Reis Santos Borges*

Maria dos Reis Santos Borges

*À Antônia, Maria Pereira e Maria dos Reis Soares*

# Agradecimentos

Agradeço a Deus por todas as bençãos concedidas durante essa caminhada, e por me conceder a oportunidade de realizar esse sonho.

A minha querida mãe Antônia, que sempre confiou, investiu e acreditou no meu potencial.

As minhas avós Maria dos Reis e Maria Pereira, e à minha madrinha Sicília, que com todos os seus ensinamentos, me motivaram e ajudaram a correr atrás dos meus sonhos. À minha prima Brígida e tia Sheila, por toda ajuda, companheirismo, paciência e ensinamentos compartilhados.

À minha orientadora, Prof.<sup>a</sup> Dra. Maria Alzira, agradeço imensamente pelos ensinamentos, paciência e disposição durante o mestrado.

Aos meus melhores amigos: Lincoln, Yanne e Thiago, por sempre me ajudarem e motivarem, com todo seu companheirismo e apoio. Aos colegas de mestrado: Cláudia, Davi, Juliana e Ívia, por toda ajuda, conversas e conselhos concedidos nessa caminhada. Ao Andrey Carvalho e sua família, por toda ajuda e disposição durante a realização da fase experimental deste trabalho.

Ao Programa de Pós-Graduação em Integridade de Materiais da Engenharia, e à Universidade de Brasília, por me proporcionar a estrutura para realizar esse sonho.

Ao Decanato de Pós-Graduação da Universidade de Brasília (DPG - UnB) e à Fundação de Apoio à Pesquisa do Distrito Federal (FAP-DF), pelo auxílio financeiro concedido para a realização deste trabalho.

A Niki, minha fiel companheira em todas as horas de escrita.

# Resumo

Os filtros acústicos reativos são silenciadores cujo mecanismo de atenuação sonora está associado às descontinuidades geométricas existentes em seu interior, que adicionam mudanças de impedância às ondas sonoras incidentes. Na prática, esses atenuadores, em sua maioria, destinam-se ao controle de ruído passivo em dutos de exaustão de grandes máquinas. Isso se deve ao fato de que tais atenuadores são mais eficientes em baixas frequências, região na qual ruído de exaustão possui maior amplitude. Em grupos geradores de energia, o filtro acústico reativo mais utilizado é o do tipo câmara de expansão, que consiste em súbitas expansões e contrações de área. Esse tipo de silenciador dispensa a aplicação de materiais porosos ou fibrosos, evitando a poluição do ar circundante causada pela degradação desses materiais. Neste trabalho são propostos 12 modelos de câmaras de expansão com placa microperfurada (*Microperforated Panel - MPP*) em seu interior, afim de que este seja uma alternativa viável no controle passivo do ruído de exaustão. Com o objetivo principal de estimar a perda de transmissão (*Transmission Loss - TL*) dos filtros acústicos propostos, primeiro a mesma foi obtida analiticamente, através do Método da Matriz de Transferência (MMT), utilizando o modelo de câmara de expansão simples como referência. Em seguida, foi desenvolvido um modelo numérico via Método dos Elementos Finitos (MEF) no *software* ANSYS®. Com a validação entre as duas técnicas de obtenção, foi construída uma bancada experimental que proporciona a determinação da TL via Método de Duas Cargas. Com isso, o comportamento dos atenuadores foi analisado e comparado de maneira experimental, fornecendo não só uma estimativa mais próxima da realidade, como diretrizes para aumentar e prever as amplitudes máximas de TL, de acordo com a inserção da MPP e das complexidades geométricas inseridas.

**Palavras-chaves:** filtros acústicos reativos; câmara de expansão; placa microperfurada; perda de transmissão; método de duas cargas.

# Abstract

The reactive acoustic filters are type of silencers whose sound attenuation mechanism is the geometric discontinuities, which add impedance changes to the incident sound waves. In practice, these attenuators, for the most part, are designed to passive noise control in exhaust ducts, of large machines. This is due to that such silencers are more efficient at low frequencies, a region where the exhaust noise has greater amplitude. In energy generating groups, the most used reactive acoustic filter is the expansion chamber type, which consists of sudden expansions and contractions of the area. This type of silencer dispenses with the application of porous or fibrous materials, preventing pollution of the surrounding air caused by the degradation of these materials. In this work, 12 models of expansion chambers with microperforated panel (MPP) are proposed in their interior, in order that, this is a viable alternative in passive control of exhaust noise. With the main objective of estimating the Transmission Loss (TL) of the proposed acoustic filters, first it was obtained analytically, using the Transfer Matrix Method (TMM), using the simple expansion chamber model as a reference. Then, a numerical model was developed via Finite Element Method (FEM) in *software* ANSYS<sup>®</sup>. With the validation between these two obtaining techniques, an experimental bench was built, that provides the determination of TL via the Two Load Method. With this, the behavior of the attenuators was analyzed and compared in an experimental way, providing not only an estimate closer to reality, but guidelines for increasing and predicting the maximum amplitudes of TL, according to the insertion of the MPP and the geometric complexities.

**Key-words:** reactive acoustic filters; expansion chamber; microperforated panel; transmission loss; two load method.

# Sumário

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1	Motivação	3
1.2	Objetivos	6
1.2.1	Objetivos Específicos	6
1.3	Metodologia	6
1.4	Estrutura do Trabalho	8
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>10</b>
2.1	Métodos Numéricos	10
2.2	Bancadas Experimentais	13
2.3	Aplicação de Placas Microperfuradas em Filtros Acústicos	18
<b>3</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>22</b>
3.1	Teoria de Ondas Planas	22
3.1.1	Propagação de Ondas Planas Unidimensional	23
3.1.2	Propagação de Ondas Tridimensional	24
3.1.3	Modos acústicos de propagação de ondas em dutos circulares	25
3.2	Desempenho Acústico	28
3.2.1	Perda de Inserção - Insertion Loss	28
3.2.2	Redução de Ruído - Noise Reduction	28
3.2.3	Perda de Transmissão - Transmission Loss	29
3.3	Método da Matriz de Transferência	30
3.3.1	Dutos com Seção Transversal Circular Uniforme	31
3.3.2	Dutos Estendidos	31
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>34</b>
4.1	Método Analítico	37
4.2	Método Numérico	38
4.3	Método Experimental	39
<b>5</b>	<b>CARACTERIZAÇÃO ACÚSTICA DA PLACA MICROPERFURADA</b>	<b>41</b>

5.1	Teoria de Dah-You Maa . . . . .	41
5.2	Método de Dois Microfones - Equacionamento . . . . .	44
5.3	Simulação: Tubo de Impedância 3D . . . . .	47
5.4	Placa Microperfurada Fabricada . . . . .	49
5.5	Validação da caracterização da MPP . . . . .	52
<b>6</b>	<b>BANCADA EXPERIMENTAL PARA ESTIMATIVA DA PERDA DE TRANSMISSÃO . . . . .</b>	<b>54</b>
6.1	Método de Duas Cargas - Equacionamento . . . . .	55
6.2	Bancada Experimental . . . . .	58
6.2.1	Equipamentos Utilizados . . . . .	59
6.2.2	Dimensionamento e montagem . . . . .	60
6.3	Calibração e Aferição da Bancada Experimental . . . . .	64
6.3.1	Calibração dos Microfones . . . . .	64
6.3.2	Medição do Ruído de Fundo - <i>Signal-to-Noise Ratio</i> . . . . .	65
6.3.3	Correções de Amplitude e Diferença de Fase entre os microfones . . . . .	66
<b>7</b>	<b>RESULTADOS . . . . .</b>	<b>69</b>
7.1	Câmara de Expansão Simples . . . . .	69
7.1.1	Modelagem Analítica . . . . .	69
7.1.2	Simulação Numérica . . . . .	72
7.1.2.1	Pré-Processamento . . . . .	72
7.1.2.2	Malha . . . . .	73
7.1.2.3	Propriedades do fluido e Condições de Contorno . . . . .	74
7.1.2.4	Solução e Pós-Processamento . . . . .	75
7.1.2.5	Convergência de Malha . . . . .	76
7.1.3	Validação entre os Métodos de Obtenção da TL . . . . .	78
7.2	Câmaras de Expansão com Placa Microperfurada . . . . .	80
7.2.1	Efeito da Inserção da MPP . . . . .	80
7.2.2	Efeito da Variação das Descontinuidades Geométricas . . . . .	83
7.2.2.1	Posição dos dutos estendidos . . . . .	83
7.2.2.2	Comprimento da cavidade de apoio à MPP . . . . .	86
7.2.3	Efeito da Adição de Partições Internas à Cavidade de Apoio à MPP . . . . .	89
7.2.3.1	Mudança do comprimento das partições . . . . .	93
7.2.4	Efeito da Adição de Dutos estendidos na entrada e na saída . . . . .	95
7.2.4.1	Duto estendido na saída . . . . .	95
7.2.4.2	Duto estendido na entrada . . . . .	97
7.2.4.3	Comprimento das extensões . . . . .	99
<b>8</b>	<b>CONCLUSÕES . . . . .</b>	<b>101</b>
8.1	Trabalhos publicados durante a realização desta dissertação . . . . .	104

<b>REFERÊNCIAS</b> . . . . .	<b>105</b>
<b>APÊNDICES</b>	<b>111</b>
<b>APÊNDICE A – DESENHOS TÉCNICOS</b> . . . . .	<b>112</b>

# Lista de Figuras

Figura 1.1 – Sala de grupo gerador e seus principais componentes. Fonte: Energ (2019).	2
Figura 1.2 – Nível de potência sonora das fontes de ruído de gerador a diesel. Fonte: ASHRAE (2002).	3
Figura 1.3 – Filtros acústicos: (a) Dissipativo. Fonte: Controls (2019); (b) Reativo. Fonte: Encyclopaedia Britannica (2008).	4
Figura 1.4 – Tipos de MPP, com microperfurações em formato: (a) circular. (b) fendas. Fonte: Liu, Herrin e Seybert (2007).	5
Figura 1.5 – Fluxograma resumido da metodologia desenvolvida no presente trabalho.	7
Figura 2.1 – Exemplos de malhas de câmara de expansão simples obtidas: (a) em MEF; e (b) em MEC. Fonte: Bilawchuk e Fyfe (2003).	11
Figura 2.2 – Modelo geométrico de câmara de expansão com placa perfurada disposta transversalmente. Fonte: Jena e Panigrahi (2015).	13
Figura 2.3 – Set up experimental do Método de Dois Microfones. Fonte: Ross e Seybert (1977).	14
Figura 2.4 – Set up do Método de Duas Cargas. Fonte: ASTM (2017)	15
Figura 2.5 – Set up do Método de duas fontes. Fonte: Tao e Seybert (2003).	16
Figura 2.6 – Esquema experimental para medição da TL de protótipos de filtros acústicos. Fonte: Thieme (2000).	16
Figura 2.7 – Bancada experimental para teste de filtro acústico com MPP em seu interior. Fonte: Tan e Ripin (2013).	17
Figura 2.8 – Set up experimental para medição da TL de câmara de expansão em uma sala anecóica. Fonte: Rajadurai, Raj e Mathan (2015).	18
Figura 2.9 – Câmara de Expansão com MPP na entrada e na saída. Fonte: Tan e Ripin (2013).	20
Figura 2.10 – Câmara de expansão com tubo em MPP. Fonte: Lee, Bolton e Martinson (2016).	21
Figura 3.1 – Modos de propagação de onda em duto uniforme circular. Fonte: Silva (2016).	27
Figura 3.2 – Esquema para obtenção da TL de uma câmara de expansão simples.	29

Figura 3.3 – Elementos constituintes para o funcionamento de um filtro acústico. Fonte: Howard e Cazzolato (2015). . . . .	30
Figura 3.4 – Decomposição dos elementos constituintes de um filtro acústico reativo. Fonte: Ver e Beranek (2005). . . . .	30
Figura 3.5 – Tipos de descontinuidades de área de dutos em filtros acústicos: (a) e (b) Extensão de duto de saída e de entrada, (c) e (d) Expansão ou contração reversa, (e) e (f) Expansão ou contração súbita. Fonte: Munjal (1987). . . . .	31
Figura 4.1 – Fluxograma da metodologia desenvolvida neste trabalho. . . . .	34
Figura 4.2 – Modelos de filtros acústicos com MPP propostos - dimensões em milí- metros [mm]. . . . .	36
Figura 4.3 – Fluxograma das etapas envolvidas para obtenção da TL analítica do modelo de câmara de expansão simples. . . . .	37
Figura 4.4 – Fluxograma das etapas desenvolvidas para obtenção da TL numérica, via MEF. . . . .	38
Figura 5.1 – MPP posicionada frente a uma cavidade de ar. Fonte: Liu <i>et al.</i> (2017). . . . .	41
Figura 5.2 – Esquema para medição de impedância acústica e coeficiente de absorção em um tubo de impedância via Método de Dois Microfones. . . . .	45
Figura 5.3 – Modelo Numérico do Tubo de Impedância Acústica. . . . .	48
Figura 5.4 – Placa Microperfurada utilizada. . . . .	50
Figura 5.5 – Impedância Acústica Característica da Placa Microperfurada utilizada. . . . .	51
Figura 5.6 – Coeficientes de Absorção da MPP testada. . . . .	52
Figura 5.7 – Comparação da obtenção analítica do coeficiente de absorção da MPP com aquele obtido por (TAO <i>et al.</i> , 2005). . . . .	53
Figura 6.1 – Esquema para medição da TL utilizando o Método de Duas Cargas. Fonte: ASTM (2017). . . . .	55
Figura 6.2 – Bancada Experimental utilizada neste trabalho para obtenção da TL dos modelos de filtros acústicos propostos neste trabalho. . . . .	58
Figura 6.3 – Esquema da bancada experimental: equipamentos eletrônicos e dutos de teste. . . . .	58
Figura 6.4 – Fonte Sonora utilizada na bancada de testes: alto-falante embutido na caixa acústica. . . . .	61
Figura 6.5 – Equipamentos utilizados para fornecimento do sinal de teste ao alto- falante. . . . .	61
Figura 6.6 – Microfones utilizados e suporte adaptado para fixação no duto. (a) Microfones de 1/4” e (b) União de engate rápido. . . . .	62
Figura 6.7 – Analisador de frequência digital de quatro canais utilizado na bancada experimental. . . . .	62
Figura 6.8 – Objeto de teste da bancada experimental. (a) Silenciador e (b) Detalhe da adaptação existente na entrada e na saída do silenciador. . . . .	63

Figura 6.9 – Terminações utilizadas no Método de Duas Cargas: (a) Espumas acústicas plana e casca de ovo, (b) CAP de 0,150 m de diâmetro. . . . .	63
Figura 6.10–Calibração dos microfones de teste: (a) Calibrador e microfone, (b) Nível de Pressão Sonora medido pelos microfones no processo de calibração . . . . .	64
Figura 6.11–Relação Sinal-Ruído (SNR) nos quatro microfones utilizados na bancada experimental. . . . .	65
Figura 6.12–Posição inicial para medição da função de correção entre os microfones. . . . .	66
Figura 6.13–Posição intercambiada entre os microfones, para medição da função de correção. . . . .	67
Figura 6.14–Correções de amplitude e de fase - H21 . . . . .	67
Figura 6.15–Correções de amplitude e de fase - H31 . . . . .	68
Figura 6.16–Correções de amplitude e de fase - H41 . . . . .	68
Figura 7.1 – Câmara de Expansão Simples - dimensões em [mm] . . . . .	70
Figura 7.2 – Curva de TL analítica do modelo de câmara de expansão simples. . . . .	71
Figura 7.3 – Modelo geométrico 3D da câmara de expansão simples no ANSYS® . . . . .	72
Figura 7.4 – Modelo discretizado em MEF (Malha) da câmara de expansão simples obtida no ANSYS®, com 12 EPW a) Vista em 3D e b) Corte transversal da câmara, detalhe da parte central. . . . .	73
Figura 7.5 – Excitação e condições de contorno aplicadas: (a) Fonte Sonora nos nós da face do duto de entrada, em rosa e (b) Terminação não-reflexivas e portas acústicas nos nós das faces externas dos dutos de entrada e saída, em verde. . . . .	74
Figura 7.6 – Comparação entre a TL analítica e numérica da câmara de expansão simples . . . . .	75
Figura 7.7 – Malha com 40 EPW do modelo de câmara de expansão simples. . . . .	77
Figura 7.8 – Comparação entre a curva analítica e as curvas de TL obtidas no estudo de convergência de malha. . . . .	77
Figura 7.9 – Erro percentual em função do número de EPW, para o modelo de câmara de expansão simples. . . . .	78
Figura 7.10–Comparação entre as curvas de TL obtidas analítica, numérica e experimentalmente para o modelo de câmara de expansão simples. . . . .	78
Figura 7.11–Erro percentual entre a TL numérica e a TL experimental para o modelo de câmara de expansão simples. . . . .	79
Figura 7.10–Curvas de TL com e sem MPP, dos 12 modelos de filtro acústico propostos. . . . .	82
Figura 7.11–Comparação entre as curvas de TL dos modelos 1 e 2. . . . .	84
Figura 7.12–Comparação entre as curvas de TL dos modelos 3 e 4. . . . .	84
Figura 7.13–Comparação entre as curvas de TL dos modelos 5 e 6. . . . .	85
Figura 7.14–Comparação entre as curvas de TL dos modelos 7 e 8. . . . .	86
Figura 7.15–Comparação entre as curvas de TL dos modelos 1 e 3. . . . .	87
Figura 7.16–Comparação entre as curvas de TL dos modelos 2 e 4. . . . .	88
Figura 7.17–Detalhe da partição interna inserida na cavidade de apoio à MPP. . . . .	89

Figura 7.18–Comparação entre as curvas de TL dos Modelos 1 e 5. . . . .	90
Figura 7.19–Comparação entre as curvas de TL do Modelo 2 e 6. . . . .	91
Figura 7.20–Comparação entre as curvas de TL dos modelos 3 e 7. . . . .	91
Figura 7.21–Comparação entre as curvas de TL dos modelos 4 e 8. . . . .	92
Figura 7.22–Comparação entre as curvas de TL dos modelos 5 e 7. . . . .	93
Figura 7.23–Comparação entre as curvas de TL dos modelos 6 e 8. . . . .	94
Figura 7.24–Comparação entre as curvas de TL dos modelos 1 e 9. . . . .	95
Figura 7.25–Comparação entre as curvas de TL dos modelos 3 e 11. . . . .	96
Figura 7.26–Comparação entre as curvas de TL dos modelos 2 e 10. . . . .	97
Figura 7.27–Comparação entre as curvas de TL dos modelos 4 e 12. . . . .	98
Figura 7.28–Comparação entre as curvas dos modelos 9 e 12. . . . .	99
Figura 7.29–Comparação entre as curvas de TL dos modelos 10 e 11. . . . .	100
Figura A.1–Placa Microperfurada fabricada. . . . .	112
Figura A.2–Tubo de PVC Ø 150mm - 1 . . . . .	112
Figura A.3–Tubo de PVC Ø 150mm - 2 . . . . .	113
Figura A.4–Tubo de PVC Ø 150mm - 3 . . . . .	113
Figura A.5–Tubo de PVC de Ø 150mm - 4 . . . . .	114
Figura A.6–Tubo de PVC de Ø 300mm . . . . .	114
Figura A.7–Conexão entre os dutos de Ø 150mm e de Ø 300mm. . . . .	115
Figura A.8–Cap de Ø 150mm. . . . .	115

# Lista de Tabelas

Tabela 1 – Parâmetros de transição e coeficiente de perda de pressão. Fonte: Howard e Cazzolato (2015) . . . . .	33
Tabela 2 – Propriedades Geométricas da Placa Microperfurada. . . . .	49
Tabela 3 – Propriedades Mecânicas da Placa Microperfurada. . . . .	50
Tabela 4 – Máximo Coeficiente de Absorção e Frequência de Pico de acordo com o Comprimento da Cavidade de Apoio. . . . .	51
Tabela 5 – Parâmetros geométricos da MPP de (TAO <i>et al.</i> , 2005). . . . .	53
Tabela 6 – Condições climáticas das medições experimentais. . . . .	59
Tabela 7 – Equipamentos eletrônicos utilizados para determinação da TL em bancada experimental. . . . .	59
Tabela 8 – Frequência em que ocorrem os valores de máximo e mínimo da TL da câmara de expansão simples. . . . .	71
Tabela 9 – Características das malhas simuladas no estudo de convergência de malha do modelo de câmara de expansão simples. . . . .	76
Tabela 10 – Máximo Coeficiente de Absorção e Frequência de Pico de acordo com o Comprimento da Cavidade de Apoio. . . . .	86

# Lista de Abreviaturas e Siglas

<i>ASTM</i>	American Society for Testing and Materials
<i>EPW</i>	Elements Per Wavelength (Elementos por Comprimento de Onda)
<i>HVAC</i>	Heating, Ventilation and Air-Conditioning
<i>ISO</i>	International Organization for Standardization
<i>JCA</i>	Johnson-Champoux-Allard
<i>MEF</i>	Método dos Elementos Finitos
<i>MEC</i>	Método dos Elementos de Contorno
<i>MMT</i>	Método da Matriz de Transferência
<i>MPP</i>	Microperforated Panel (Placa Microperfurada)
<i>TL</i>	Transmission loss (Perda de Transmissão)

# Lista de Símbolos

$A$	Área de seção transversal
$\alpha$	Coefficiente de Absorção
$R$	Coefficiente de Reflexão Complexo
$L$	Comprimento
$\lambda$	Comprimento de Ondas
$x, y, z$	Coordenadas
$r, \theta, z$	Coordenadas Cilíndricas
$\rho_0$	Densidade do Meio
$\rho$	Densidade Instantânea
$\varphi$	Fase Complexa
$f$	Frequência
$\omega$	Frequência Angular
$\omega_0$	Frequência de Ressonância da MPP
$J_m$	Função de Bessel de Ordem $m$
$N_m$	Função de Newmann de Ordem $m$
$H_f$	Função de Transferência
$Z$	Impedância Acústica Característica
$(m,n)$	Modos de Propagação
$k$	Número de Ondas
$e$	Número Neperiano ou Euler
$\nabla$	Operador Gradiente

$\sigma$	Porcentagem de Perfuração da MPP
$p$	Pressão Sonora
$p_0$	Pressão Sonora Instantânea
$\gamma$	Razão de Calores Específicos a Pressão e Volume Constantes
$t$	Tempo
$u$	Velocidade da Partícula
$c$	Velocidade do Som
$\eta$	Viscosidade Dinâmica

# 1 Introdução

O excesso de ruído em ambientes afeta severamente a saúde física e psicológica do homem. Os avanços tecnológicos ocorridos nos últimos anos provocaram a multiplicação das fontes de ruído, demonstrando a necessidade da modernização das alternativas de controle existentes (LIMA, 2008). Uma das fontes de ruído excessivo são os sistemas mecânicos de grande porte, como por exemplo, os grupos geradores de energia elétrica.

Os grupos geradores são equipamentos utilizados para suprir necessidades de energia elétrica em caso de imprevistos ou falhas no abastecimento (ARAÚJO, 2004). No tocante aos grupos geradores a diesel, os mesmos apresentam-se como uma solução prática e eficaz para o eventual fornecimento de energia, além de proporcionar economia quando comparado a outras modalidades de grupos geradores existentes, como aqueles à gasolina ou gás natural, por exemplo (ARAÚJO, 2004);(GERADORA, 2016).

No Brasil, o Ministério da Saúde exige que todos os hospitais mantenham um sistema alternativo de fornecimento de energia, que geralmente é composto por grupos geradores a diesel (HIMOINSA, 2005). Além disso, também é estabelecido pela NBR 10152 (ABNT, 2017) que em hospitais o nível sonoro poderado em A nos apartamentos, enfermarias, berçários e centros cirúrgicos deve ser entre 35 e 45 dB. Isso demonstra a importância em se garantir que tais ambientes contenham ferramentas de controle que assegurem os níveis de ruído estipulados pela norma.

O funcionamento desse tipo de sistema se dá por meio de um motor a combustão que realiza a conversão da energia mecânica em elétrica. Para isso, o grupo gerador conta com alguns componentes para seu funcionamento, como alternador e sistemas de resfriamento e exaustão, por exemplo. Esses sistemas geralmente são instalados em salas com paredes em alvenaria, que não podem ser totalmente fechadas, visando evitar o superaquecimento do motor (Owa Sonex Brasil, 2019).

A Figura 1.1 ilustra uma configuração típica de sala de grupo gerador a diesel com aplicação em sistemas hospitalares, nos quais podem ser visualizados os componentes necessários para o funcionamento do grupo gerador. Nesses sistemas, uma fonte de ruído comum é o sistema de escape dos gases gerados pela combustão do motor, também chamado de ruído de exaustão (Grupos Geradores, 2009).

Porém, ainda existem outras fontes de ruído em grupos geradores, como por

exemplo, o ruído mecânico, gerado pelo funcionamento do sistema. Outra fonte de ruído provém do ventilador do radiador, utilizado para o resfriamento do motor. Esse ruído, quando combinado ao ruído mecânico, pode ser maior ou semelhante ao ruído de exaustão (UDDIN *et al.*, 2016).

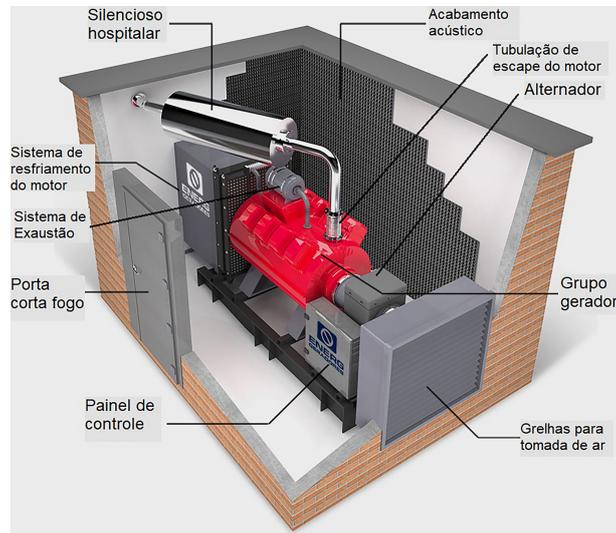


Figura 1.1 – Sala de grupo gerador e seus principais componentes. Fonte: [Energ \(2019\)](#).

O ruído emitido por esses tipos de sistemas depende da potência e do tamanho do grupo gerador. Para atenuar esse ruído são utilizadas algumas ferramentas de controle, como isolamento acústico, grelhas acústicas e silenciadores (UDDIN *et al.*, 2016). No tocante ao ruído de exaustão, a alternativa mais comum é a utilização de silenciadores, que proporcionam uma atenuação significativa desse ruído sem afetar o desempenho do sistema (Grupos Geradores, 2009).

Os chamados silenciadores hospitalares geralmente são construídos em aço inoxidável, em formatos de câmaras e são alocados diretamente na tubulação de escape, como mostrado na Figura 1.1. Como princípio de atenuação sonora, são utilizadas descontinuidades geométricas e materiais de absorção acústica em seu interior que geralmente constituem-se de materiais porosos ou fibrosos.

Porém, os gases da tubulação de escape proporcionam um desgaste gradual do material acústico existente no interior desse tipo de silenciador. Isso provoca não só a contaminação do ar expelido pelos dutos de exaustão, bem como alterações em seu desempenho (LIU; HERRIN; SEYBERT, 2007). Tais fatos demonstram o risco da aplicação desses elementos em ambientes que requerem um grau elevado de higiene do ar circundante, como hospitais e indústrias do setor alimentício, por exemplo.

Em busca de minimizar essa problemática, este trabalho propõe a utilização de uma Placa Microperfurada (*Microperforated Panel - MPP*) no interior de silenciadores reativos do tipo câmara de expansão. Para conhecer e analisar o comportamento deste elemento, foi estimado o seu desempenho acústico através da Perda de Transmissão (*Transmission*

*Loss - TL*), que é o parâmetro mais utilizado para descrever o comportamento acústico desse tipo de dispositivo.

Com a finalidade de obter um desempenho acústico mais próximo da realidade, os filtros acústicos com MPP foram montados em bancada experimental, possibilitando a obtenção da TL via Método de Duas Cargas. Para isso, a bancada foi validada de maneira analítica, via Método da Matriz de Transferência (MMT) e também de maneira numérica, com o emprego o Método de Elementos Finitos (MEF).

## 1.1 Motivação

A Figura 1.2 ilustra os níveis de potência sonora do ruído (NWS) emitido pelas fontes de ruído mais comuns de um grupo gerador à diesel com potência de 2 MW (ASHRAE, 2002). A comparação entre esses níveis demonstra que o ruído mecânico em conjunto com o radiador, o ruído de exaustão sem silenciador e o ruído mecânico sem radiador, apresentam maiores amplitudes em baixas frequências (nas bandas de 63 Hz e de 125 Hz). Isso demonstra a importância em se utilizarem ferramentas de controle voltadas para o ruído de exaustão em baixas frequências.

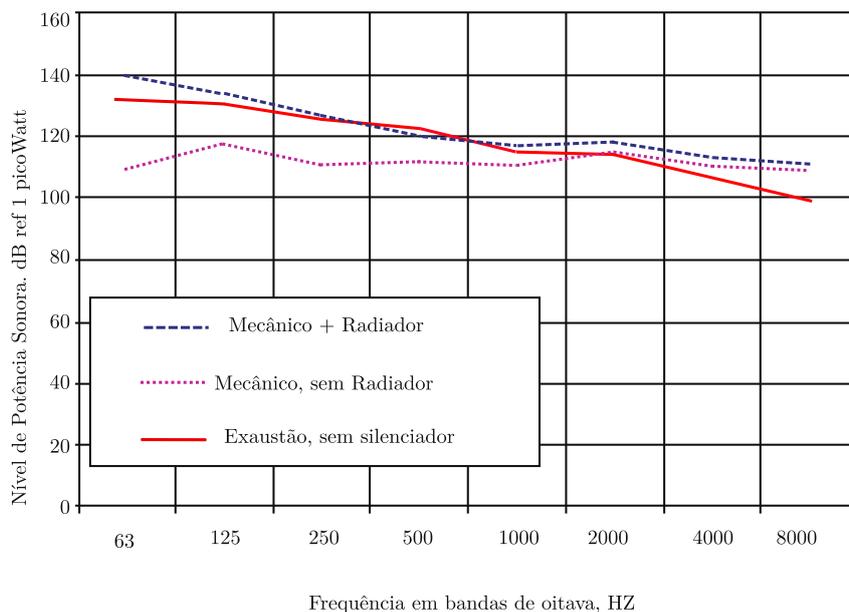


Figura 1.2 – Nível de potência sonora das fontes de ruído de gerador a diesel. Fonte: ASHRAE (2002).

Nesse cenário, uma das ferramentas mais utilizadas no controle de ruído de exaustão em grupos geradores são os silenciadores ou filtros acústicos, também chamados de *mufflers*. Esses dispositivos funcionam baseados em princípios fundamentais da acústica, como reflexão, supressão e dissipação do som.

De acordo com o potencial de atenuação do NWS que o filtro acústico pode proporcionar, esses elementos subdividem-se em três categorias (Grupos Geradores, 2009):

- a) Industriais, com atenuação cujo LAeq está entre 12 e 18 dB;
- b) Residenciais, com atenuação cujo LAeq está entre 18 a 25 dB;
- c) Hospitalares, também chamados “críticos”, com maior atenuação, com LAeq entre 25 a 35 dB.

No controle de ruído de exaustão são frequentemente utilizados os do tipo hospitalar, devido ao seu maior potencial de atenuação. Esses dispositivos são confeccionados em aço laminado a frio ou em aço inoxidável, com dimensões que variam de acordo com o tamanho e potência do grupo gerador em questão (STEMAC, 2019). Quanto ao mecanismo de atenuação utilizado, os filtros acústicos classificam-se ainda em dissipativos ou reativos (também chamados de reflexivos) (MUNJAL, 1987).

Os chamados “dissipativos” atuam de forma a absorver e dissipar a energia acústica, utilizando para isso uma estrutura constituída de dutos ou câmaras revestidas com materiais absorventes, como por exemplo lãs minerais e fibras de vidro, como mostrado na Figura (1.3 (a)). Com relação a sua capacidade de atenuação, esse tipo de filtro acústico é eficiente em altas frequências (MUNJAL, 1987);(VER; BERANEK, 2005).



Figura 1.3 – Filtros acústicos: (a) Dissipativo. Fonte: Controls (2019); (b) Reativo. Fonte: Encyclopaedia Britannica (2008).

Por outro lado, os filtros acústicos reativos são dispositivos constituídos por elementos tubulares com súbitas expansões e contrações de área, formando as chamadas discontinuidades de área em seu interior, como mostrado na Figura (1.3(b)). Possuem como ferramenta de atenuação sonora sua geometria, dutos perfurados e câmaras ressonantes, ao invés dos tradicionais materiais absorvedores de energia acústica (VER; BERANEK, 2005).

No interior do filtro acústico reativo, as discontinuidades geométricas que fazem com que a energia acústica sofra alguns processos físicos, como incompatibilidade de impedância, ou seja, diferentes resistências, fazendo com que haja perda de energia sonora. Com relação a sua aplicação, em sua maioria, são projetados para atenderem a sistemas

tubulares, como dutos de exaustão e de circulação de ar (CARTAXO, 2007);(THIEME, 2000).

A utilização de materiais fibrosos para absorção sonora se apresenta como alternativa não recomendável em casos nos quais existe a necessidade de ambientes higiênicos, como hospitais, indústrias, entre outros. Esses materiais se degradam de acordo com a velocidade e temperatura do fluxo de ar no interior dos dutos de circulação. Tais desvantagens ressaltam a necessidade de se utilizar materiais absorventes que sejam tanto ambientalmente amigáveis, como capazes de obedecer aos requisitos higiênicos (HERRIN; LIU, 2011).

Uma alternativa aos tradicionais materiais de absorção sonora são as Placas Micro-perfuradas (MPPs). Seu projeto foi iniciado pelo cientista chinês Dah-You Maa (1975) e consiste em placas finas com perfurações de ordem submilimétrica e taxas de perfuração abaixo de 1%. Quanto ao tipo de perfuração, a MPP pode conter perfurações em formatos circulares ou em fendas, como demonstra a Figura 1.4.

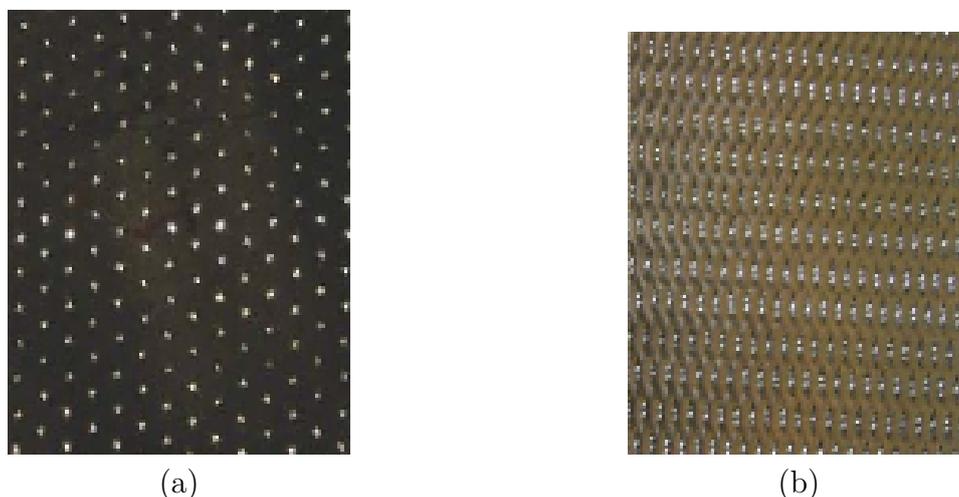


Figura 1.4 – Tipos de MPP, com microperfurações em formato: (a) circular. (b) fendas. Fonte: Liu, Herrin e Seybert (2007).

Ao serem posicionadas frente a uma cavidade de ar, a MPP funciona como um material que combina efeitos de reflexão e absorção das ondas sonoras incidentes. Isso indica que, de acordo com suas propriedades geométricas, a adição desse material pode modificar as amplitudes de atenuação sonora, inclusive de TL. Além disso, esses elementos também possuem a vantagem de serem sintonizados em faixas de frequência, que são determinadas em função de seus parâmetros geométricos (FENECH; KEITH; JACOBSEN, 2006).

Por dispensar a utilização dos materiais de absorção fibrosos/porosos, a MPP soluciona o problema de quebra e degradação de fibras, assegurando as condições higiênicas do sistema em que é aplicada (SHI; MAK, 2017). Outro diferencial é que esse material pode ser fabricado em diversos materiais planos como metal, plástico, metacrilato ou vidro, por exemplo (LIU; HERRIN; SEYBERT, 2007). Além disso, são fáceis de limpar, e quando fabricadas em metal, são resistentes a altas temperaturas (PARK, 2013). Esses

fatores demonstram que a MPP apresenta uma boa variedade de aplicações, incluindo filtros acústicos para controle de ruído em dutos.

## 1.2 Objetivos

Estimar e analisar, as curvas de TL experimentais, obtidas com a construção de uma bancada experimental validada analiticamente e numericamente, de modelos de filtros acústicos reativos do tipo câmara de expansão com MPP em seu interior. As faixas de frequência de aplicação dos filtros acústicos devem ser entre 250 a 350 Hz, e a velocidade de escoamento dos gases de exaustão dos dutos de escape de grupos geradores será desprezada.

### 1.2.1 Objetivos Específicos

Como objetivos específicos deste trabalho, pode-se citar:

- Propor modelos de filtros acústicos com placa microperfurada em seu interior com dimensões que sejam aplicáveis em dutos de exaustão de grupos geradores de energia, para atuarem entre 250 a 350Hz;
- Construir em laboratório uma bancada experimental para estimativa da perda de transmissão, de modo que essa seja determinada via Método de Duas Cargas;
- Validar a bancada experimental construída, utilizando o Método da Matriz de Transferência, e por meio de um modelo numérico via Método dos Elementos Finitos, no software comercial ANSYS®(INC., );
- Determinar a impedância acústica e o coeficiente de absorção da MPP, de maneira analítica, utilizando a teoria clássica de Dah-You Maa, e numérica, via método de elementos finitos;
- Comparar as curvas de TL obtidas com e sem a presença da MPP, verificando a influência que a mesma exerce no desempenho do filtro acústico.
- Analisar e comparar o desempenho acústico das câmaras de expansão com MPP quanto às descontinuidades geométricas existentes em seu interior, entendendo a maneira como estas influenciam as curvas de TL resultantes.

## 1.3 Metodologia

Para realizar os objetivos descritos, foi desenvolvida uma metodologia centrada na estimativa da TL, que foi iniciada pelo modelo de câmara de expansão simples. Devido

à sua simplicidade, esse modelo de filtro acústico possibilita a obtenção simplificada da curva de TL analítica e numérica.

Na fase analítica da determinação da TL do modelo de câmara de expansão simples, foi utilizado o Método da Matriz de Transferência (MMT) com o auxílio do software MATLAB® (The MathWorks Inc., ). Esse método proporciona a descrição matemática de todos os elementos constituintes do filtro acústico, incluindo a velocidade de fluxo. Porém, os efeitos de velocidade de fluxo de ar, ou escoamento, foram considerados nulos no presente trabalho, visando focar apenas na parte geométrica dos filtros acústicos em conjunto com a MPP.

A obtenção da TL numérica, se deu via MEF, na qual utilizou-se o *software* ANSYS®, em sua versão 17. Com a validação dessas duas maneiras de obtenção, parte-se para a construção da bancada experimental, como demonstrado no fluxograma da Fig. (1.5), que é o principal meio utilizado para determinar a TL neste trabalho.

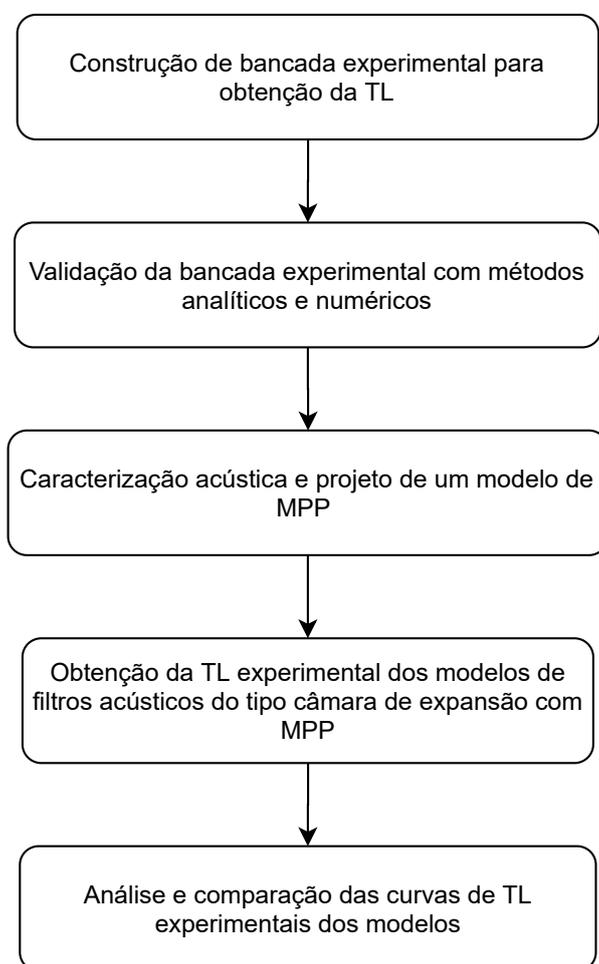


Figura 1.5 – Fluxograma resumido da metodologia desenvolvida no presente trabalho.

A construção da bancada experimental foi realizada de acordo com a norma ASTM E-2611 (ASTM, 2017), visando determinar a TL via Método de Duas Cargas. As dimensões dos dutos que compõem a bancada foram escolhidas para se assemelhar às existentes nos dutos de escape de grupos geradores. Com a obtenção da curva experimental, a

validação da bancada é consolidada, com a comparação entre as curvas obtidas analítica e numericamente.

Percebe-se com as curvas de TL do modelo de câmara de expansão simples, que o potencial de atenuação sonora do filtro acústico possui baixas amplitudes, necessitando de descontinuidades geométricas adicionais para aumentar o seu desempenho. Por isso, foram propostos doze modelos de câmaras de expansão que contém configurações que combinam dutos estendidos e MPP.

Com a validação da bancada, inicia-se o projeto referente à caracterização da MPP a ser inserida no interior das câmaras de expansão. Essa fase consiste basicamente na determinação analítica e numérica do coeficiente de absorção e da impedância acústica relativa desta. O coeficiente de absorção de um material consiste em uma relação entre a energia sonora que é absorvida pelo material e aquela incidente (ISO, 1998). A impedância acústica relativa da MPP é uma propriedade complexa, na qual a parte real, ou resistência, representa os efeitos viscosos, ou melhor, a dissipação da energia sonora na superfície do material. A parte imaginária, por sua vez, representa a compressibilidade do fluido nos poros do material estudado (LOPES, 2006).

Para a determinação desses parâmetros de maneira analítica foi utilizada a teoria clássica de Dah-You Maa (MAA, 1998), que foi a precursora na caracterização desse tipo de elemento. Para validar a obtenção analítica, esses parâmetros foram obtidos via MEF, no *software* ANSYS®, na qual foi realizada a simulação da MPP em tubo de impedância.

Após a fabricação da MPP, inicia-se a fase de obtenção e comparação das curvas de TL experimentais dos doze modelos de filtro acústico com MPP propostos. Essas comparações são feitas a cerca de critérios como inserção da MPP e aos efeitos nas curvas de TL da adição dos dutos estendidos, variando-se sua posição, comprimento, entre outras alterações.

## 1.4 Estrutura do Trabalho

O Capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica, nas quais são demonstrados um breve histórico sobre os métodos numéricos utilizados para estimativa da TL de filtros acústicos, a variedade de bancadas e métodos experimentais desenvolvidos na literatura, e as aplicações de filtros acústicos com MPP na área de controle de ruído.

No Capítulo 3 são demonstrados a teoria que rege a propagação de ondas sonoras em dutos circulares, os parâmetros de desempenho acústico, o equacionamento envolvido na obtenção experimental da impedância acústica e do coeficiente de absorção de materiais, e a teoria clássica para estimar essas propriedades em MPPs.

No Capítulo 4 é detalhada a metodologia aqui utilizada, em que são mostrados os modelos geométricos de câmaras de expansão com MPP propostos, bem como a descrição

das etapas envolvidas para obtenção analítica, numérica e experimental.

O processo de caracterização acústica da MPP será descrito no Capítulo 5. No Capítulo 6, será descrita a construção, aferição e calibração da bancada experimental construída.

No Capítulo 7 são demonstrados os resultados obtidos, bem como as validações (analítica e numérica) da obtenção das curvas de TL do modelo de câmara de expansão simples. Ainda no 7 são demonstradas as análises e comparações das curvas de TL experimentais dos modelos de câmaras de expansão com MPP. Em seguida, o Capítulo 8 apresenta as conclusões obtidas e sugestões para trabalhos futuros.

## 2 Revisão Bibliográfica

Neste capítulo será realizada uma revisão bibliográfica com o intuito de demonstrar ao leitor a maneira como a comunidade científica vem estudando os filtros acústicos. Primeiramente, são demonstrados alguns exemplos de trabalhos a respeito dos principais métodos numéricos utilizados para determinação da TL de filtros acústicos: MEF e Método dos Elementos de Contorno (MEC).

Também são apresentadas as principais técnicas experimentais utilizadas no estudo de filtros acústicos, com exemplos da literatura, que serviram de guia para o traçado da metodologia aqui apresentada. Além disso, também é demonstrado o estado da arte no que diz respeito à aplicação de MPP em filtros acústicos.

### 2.1 Métodos Numéricos

A estimativa do comportamento de filtros acústicos envolve uma série de particularidades, como complexidades geométricas e efeitos de fluxo, por exemplo. Por ser um parâmetro dependente apenas das características geométricas do filtro acústico, a TL é o mais utilizado dentre os demais parâmetros de descrição do desempenho acústico desses elementos. Para uma determinação correta e precisa desse parâmetro, são utilizadas algumas técnicas e métodos consagrados.

Nesse cenário, um método teórico amplamente conhecido pela literatura é o MMT, ou Método dos Quatro Polos (ou *Four-Pole Method*), utilizado como método analítico tradicional para descrever matricialmente os elementos constituintes dos filtros acústicos. Esse método é baseado na teoria de ondas planas, possuindo validade até a frequência de propagação destas, também chamada de frequência de corte, tal que acima da qual, começam a se propagar modos acústicos transversais (VER; BERANEK, 2005).

Diante dessa limitação, são também utilizados os chamados métodos computacionais ou numéricos, em busca de melhor expressar o desempenho dos filtros acústicos. Dentre os métodos numéricos consolidados na estimativa da TL, pode-se citar o MEF e o MEC.

Os trabalhos envolvendo o MEF como ferramenta numérica aplicada a acústica iniciaram-se com (GLADWELL, 1965). Porém, o maior destaque de sua utilização para filtros acústicos reativos ocorreu com Young e Crocker (1975), que em seu estudo, obtiveram

a perda de transmissão de um filtro acústico do tipo câmara de expansão simples, utilizando MEF, com o uso de elementos retangulares em sua discretização. Pelas comparações com o MMT, os autores constataram que o MEF é aplicável para estimar a TL desse tipo de elemento.

Craggs (1976) usou o MEF para analisar a TL e a Perda de Inserção (ou *Insertion Loss* - IL) de modelos de câmaras de expansão. Os principais objetivos do autor eram: comparar a técnica proposta com as soluções exatas disponíveis na literatura e expressar os modos acústicos transversais, que, como mencionado anteriormente, o método analítico não é válido para expressar. Os resultados demonstraram boa capacidade em demonstrar os efeitos de modos acústicos transversais, consolidando que o MEF é hábil em expressar os efeitos de propagação de ondas não-planas em filtros acústicos reativos.

Ross (1981) apresentou uma técnica visando a modelagem de elementos perfurados em filtros acústicos automotivos, utilizando o MEF. Essa técnica é baseada na expressão da energia Lagrangeana, e dispensa as limitações encontradas na teoria analítica unidimensional. A técnica apresentou boa concordância com a estimativa experimental, se mostrando capaz de modelar desde filtros acústicos com perfurações simples, até aqueles com diferentes impedâncias de perfuração.

Com o crescente aumento da conscientização quanto ao controle de ruído, bem como da utilização de grandes máquinas, a necessidade de modelos mais sofisticados de filtros acústicos aumentou. Como consequência, foram sendo exigidos modelos com geometrias mais complexas, tornando o projeto desses elementos mais laborioso. Como alternativa ao MEF, por volta do final da década de 80, o MEC começou a ser utilizado em problemas envolvendo filtros acústicos (CHENG; SEYBERT; WU, 1991).

Segundo Cheng, Seybert e Wu (1991), o MEC se baseia na resolução da integral de contorno de Helmholtz, tal que a representação dos elementos se dá com a discretização apenas de sua superfície. No caso de filtros acústicos, o MEC exige apenas que o perímetro do elemento seja dividido em nós e elementos. A Figura 2.1 ilustra dois exemplos de malhas de um filtro acústico do tipo câmara de expansão simples, obtidas em MEF e em MEC geradas no software *SYSNOISE*<sup>®</sup> (INTERNATIONAL, ).

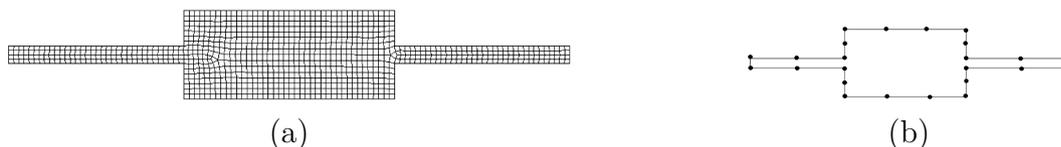


Figura 2.1 – Exemplos de malhas de câmara de expansão simples obtidas: (a) em MEF; e (b) em MEC. Fonte: Bilawchuk e Fyfe (2003).

Em seus estudos, Cheng, Seybert e Wu (1991) utilizaram a técnica de multi-domínios aplicando o MEC na modelagem numérica de filtros acústicos reativos do tipo câmara de expansão com diferentes discontinuidades geométricas, que até então eram mais facilmente modeladas via MEF. Os autores encontraram uma boa coerência ao comparar

com a TL obtida via MEF, e verificaram que essa abordagem em MEC multi-domínios é mais eficiente do que aquela que se aplica o MEC convencional, para modelagem de filtros acústicos com maiores complexidades geométricas.

[Srinivasan e Munjal \(1998\)](#) com a finalidade de facilitar a obtenção do desempenho de filtros acústicos, propuseram a utilização da técnica de condensação de matrizes em conjunto com o princípio de subestruturação. Dessa maneira, os dados geométricos do filtro acústico eram inseridos, e, com o MEF 3D, foi obtida a curva de TL de diferentes modelos de filtros acústicos. Os resultados foram validados analítica e experimentalmente, demonstrando essa técnica como uma ferramenta importante no projeto de silenciadores.

No ano seguinte, [Selamet e Ji \(1999\)](#) estudaram os efeitos que a extensão dos dutos de entrada e saída exercem na TL. Em sua modelagem numérica, os autores utilizaram o MEC em conjunto com a técnica de multidomínios proposta por [Cheng, Seybert e Wu \(1991\)](#), com validações com uma nova teoria analítica e testes experimentais. Os autores concluíram que a adição dessas descontinuidades geométricas proporciona na curva de TL uma combinação entre os efeitos de câmara simples, e de ressonadores de quarta onda.

[Bilawchuk e Fyfe \(2003\)](#) realizaram uma comparação entre o MEF e o MEC para validar os resultados de TL de dois modelos de câmaras de expansão. A validação foi realizada comparando três maneiras de obtenção de TL: o método de medição tradicional em laboratório, descrito na seção 3.2.3, o MMT, e o Método de Medição em 3 pontos. O principal objetivo foi comparar os métodos de obtenção quanto a precisão, tempo computacional e usabilidade. Os autores constaram que, apesar de o MEC apresentar uma boa coerência principalmente com o MMT, o mesmo apresentou um maior tempo computacional, quando comparado ao MEF, sendo recomendado para obtenções de perda de inserção.

Recentemente, [Yu e Cheng \(2015\)](#) utilizaram um método baseado nas técnicas de subestruturação de domínios, denominado *Patch Transfer Function-PTF*, para analisar o comportamento de câmaras de expansão com área de seção transversal retangular. Esse método é baseado no princípio da subestruturação, no qual o elemento é dividido em vários subdomínios, possibilitando o estudo separado ou combinado de cada uma das configurações que o filtro acústico pode conter. Os autores estudaram a presença de descontinuidades nesse elemento, como partições, extensões, entradas e saídas assimétricas, afim de definir diretrizes para otimização da modelagem numérica de complexidades geométricas em filtros acústicos. O método apresentou boa precisão, ao ser comparado com o MEF e com validações experimentais, apresentando-se como outra alternativa numérica para obter o desempenho de filtros acústicos reativos.

[Jena e Panigrahi \(2015\)](#) utilizaram o MEF 3D para simular placas perfuradas no interior de filtros acústicos. O objetivo dos autores foi desenvolver uma maneira de simular as perfurações dispensando as formulações empíricas baseadas na aproximação da impedância acústica desses elementos. O modelo foi desenvolvido de maneira que a

inserção da placa é feita geometricamente, definindo diretrizes para que a malha fosse corretamente processada. A Figura 2.2 ilustra um dos modelos geométricos utilizados pelos autores, onde a placa perfurada foi inserida transversalmente no interior da câmara de expansão.

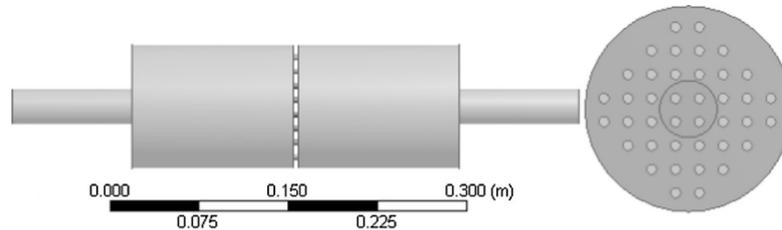


Figura 2.2 – Modelo geométrico de câmara de expansão com placa perfurada disposta transversalmente. Fonte: Jena e Panigrahi (2015).

Dessa maneira, os autores representaram apenas o meio acústico, dispensando a inserção da impedância da placa, sendo necessário apenas as condições de contorno referentes à fonte sonora e terminação anecoica. Assim, a placa foi simulada de várias maneiras em diferentes filtros acústicos, e seus resultados foram validados experimentalmente.

As técnicas experimentais são outra maneira comum de determinar a TL de filtros acústicos reativos. A descrição destas técnicas serão realizadas na Seção 2.2, a seguir. A cerca da modelagem numérica de filtros acústicos com placa microperfurada, mais exemplos disponíveis na literatura serão melhor detalhados na Seção 2.3.

## 2.2 Bancadas Experimentais

Nessa seção será feita uma breve revisão a respeito das principais técnicas experimentais desenvolvidas para estimativa do comportamento de filtros acústicos. Também serão mostrados alguns exemplos disponíveis na literatura, que demonstram a aplicação desses métodos em bancadas experimentais.

Uma prática comum em trabalhos envolvendo caracterização acústica de materiais é o desenvolvimento de bancadas experimentais em laboratório. Dessa maneira, os resultados obtidos corroboram para um melhor conhecimento do sistema real, servindo como validação entre os demais métodos utilizados para caracterização acústica, como os analíticos e numéricos.

Dentre as técnicas pioneiras desenvolvidas em bancadas experimentais está o Método de Dois Microfones (*Two Microphone Method*), que inicialmente foi proposto por Ross e Seybert (1977) por meio da configuração demonstrada pela Figura 2.3.

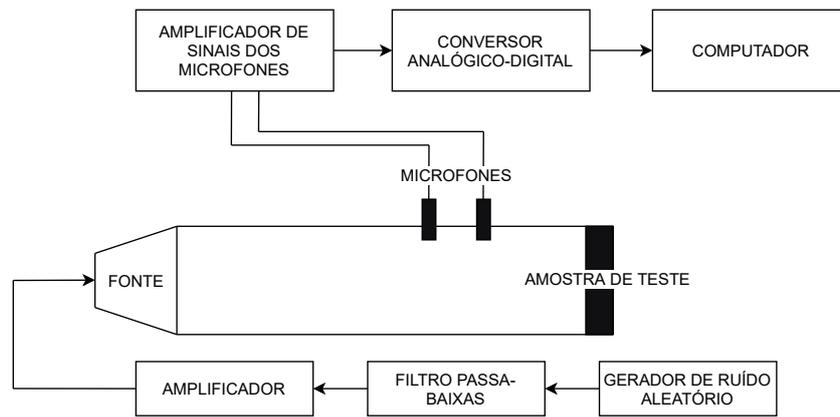


Figura 2.3 – Set up experimental do Método de Dois Microfones. Fonte: [Ross e Seybert \(1977\)](#).

Atualmente este método é regulamentado pela norma ISO 10534-2 ([1998](#)), e é utilizado para obtenção de propriedades acústicas de materiais, como coeficiente de absorção, impedância acústica. O método se baseia na obtenção das densidades espectrais de potência das ondas incidentes e refletidas. Para isso, em uma das extremidades de um tubo é posicionada uma fonte sonora, e na outra, o objeto de estudo. Essa medição se dá em dois pontos conhecidos, onde são posicionados os microfones ([ROSS; SEYBERT, 1977](#)).

Como demonstrado na Figura 2.3, o gerador de ruído aleatório emite uma excitação que passa pelo filtro passa-baixas, onde ocorre a atenuação do sinal gerado em altas frequências. O sinal de baixas frequências é amplificado e enviado ao alto-falante, que se constitui como fonte sonora. Os microfones medem os níveis de pressão sonora em dois pontos do tubo e enviam estes sinais ao conversor analógico-digital, que por sua vez, os enviam para o computador.

Essa técnica foi sendo aprimorada por outros estudiosos, como por exemplo [Chung e Blaser \(1980a\)](#) e [Chung e Blaser \(1980b\)](#), que implementaram a obtenção de tais propriedades utilizando o Método da Função de Transferência entre os microfones, ao invés de densidades espectrais. Essa técnica envolve a decomposição das ondas sonoras emitidas pela fonte em incidentes e refletidas, permitindo a aplicação de uma simples relação de função de transferência entre estas. Os autores obtiveram não só uma boa concordância quando comparada a outras técnicas, como também uma redução significativa do tempo computacional de obtenção dos resultados.

A partir de então, foram sendo desenvolvidos estudos a cerca da precisão da técnica de dois microfones, como por exemplo, o estudo de [Bodén e Åbom \(1986\)](#), que estudaram os erros que podem existir nesse tipo de medição. Os autores ressaltaram aqueles relacionados a estimativa da função de transferência, interligados á posição dos microfones e ao comprimento do duto de medição, propondo também condições favoráveis para reduzir o surgimento de erros.

Para obter a perda de transmissão, a configuração experimental do método sofre

algumas alterações, como a adição de microfones após o elemento de teste, e de uma terminação totalmente não-reflexiva no tubo de teste, o que constitui o método de quatro microfones. No entanto, esse tipo de terminação é de difícil execução prática, principalmente em baixas frequências, sendo necessária a utilização de câmaras anecóicas, que são ambientes arquitetados para possuírem baixos níveis de ruído de fundo e capacidade nula de reflexão sonora (RAJADURAI; RAJ; MATHAN, 2015).

O Método de Duas Cargas (*Two-Load Method*) consiste em determinar a TL com testes em dutos de medições com duas diferentes terminações, dispensando a utilização de terminação anecóica. Dessa maneira, são criadas duas condições de contorno diferentes para decompor as ondas incidentes e refletidas com maior precisão. Nesse método, são obtidos os parâmetros de quatro polos das matrizes de transferência das ondas incidentes e refletidas (TAO; SEYBERT, 2003). Para isso, é utilizada a seguinte configuração, mostrada na Fig. (2.4).

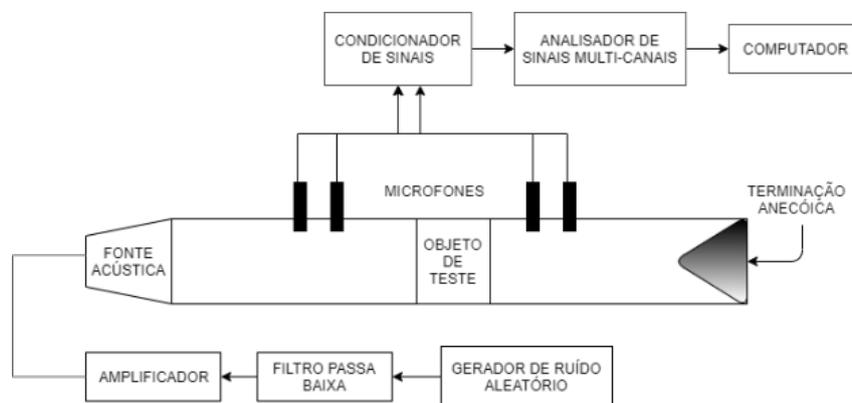


Figura 2.4 – Set up do Método de Duas Cargas. Fonte: ASTM (2017)

Atualmente esse método é descrito pela norma ASTM E2611 (2017), que estabelece as diretrizes para montagem dessa configuração experimental e descreve o equacionamento matemático utilizado. Com base na determinação dos parâmetros de quatro polos do sistema, a norma deixa claro que com esse método é possível determinar parâmetros como coeficiente de transmissão, de reflexão, de absorção, número de onda de propagação do material e sua impedância característica. Com o foco na determinação da TL, esse método será utilizado no presente trabalho, e será melhor detalhado no Capítulo 6.

Com o passar do tempo, foram sendo desenvolvidos outros métodos para determinação da TL, como por exemplo o Método das Duas Fontes (*Two-Source Method*) desenvolvido por (MUNJAL; DOIGE, 1990). Como mostrado na Figura 2.5, o método consiste na mudança da localização da fonte, e também proporciona a determinação da TL sem que seja utilizada terminação anecóica. Esse método possui desenvolvimento matemático semelhante ao Método de Duas Cargas, que se baseia na determinação dos parâmetros de quatro-pólos das matrizes de transferência que descrevem o sistema.

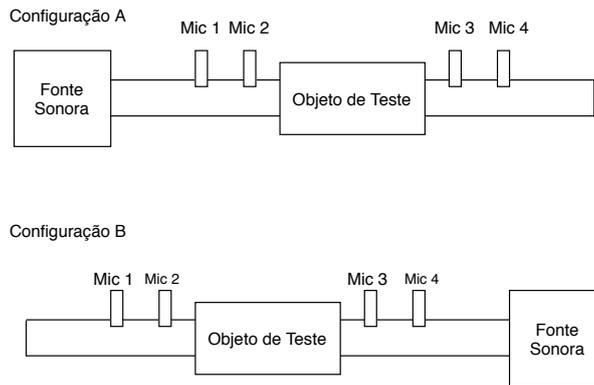


Figura 2.5 – Set up do Método de duas fontes. Fonte: [Tao e Seybert \(2003\)](#).

Como demonstrado, os testes são realizados com quatro microfones, alterando-se apenas a localização da fonte sonora, dispensando as diferentes terminações. Apesar de ser um método pouco utilizado e apresentado na literatura de filtros acústico, o mesmo apresenta boa coerência em comparação aos métodos numéricos, demonstrando uma estabilidade maior do que o Método de Duas Cargas ([MUNJAL; DOIGE, 1990](#)).

[Tao e Seybert \(2003\)](#), desenvolveram uma comparação entre o método de duas cargas e o de duas fontes. Os autores ressaltaram que o método de duas cargas é o de mais fácil implementação, caso não seja possível mover a fonte sonora, e recomendam ainda, que sejam utilizadas terminações com alta capacidade de absorção sonora, para obtenção de melhores resultados. O método de duas fontes é o mais recomendado pelos autores para estimativa da TL, devido ao fato de este ser mais estável e versátil quando comparado ao de duas cargas. Ambos os métodos apresentaram boa concordância, quando comparados a simulações numéricas realizadas utilizando MEC.

Ainda assim, o método de duas cargas é o mais utilizado por entre os pesquisadores, destacando-se a dissertação de mestrado de [Thieme \(2000\)](#), que analisou o comportamento de filtros acústicos com aplicação automotiva. Em seu trabalho, o autor desenvolveu validações experimentais em bancada de teste em laboratório, com configuração mostrada na Figura 2.6.

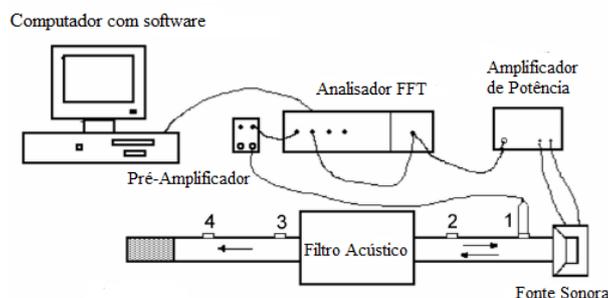


Figura 2.6 – Esquema experimental para medição da TL de protótipos de filtros acústicos. Fonte: [Thieme \(2000\)](#).

Em seus experimentos, o autor utilizou apenas um microfone, movendo o mesmo entre as quatro posições mostradas na Figura 2.6. Foram construídos oito protótipos de filtros acústicos reativos do tipo câmara de expansão que continham seção transversal elipsoidal e diferentes configurações geométricas em seu interior. Os resultados experimentais foram comparados com os analíticos e apresentaram boa concordância somente até a frequência que dita a propagação de ondas planas, como era previsto.

Para obter a TL experimental de modelos de câmaras de expansão com MPP e extensões dos dutos, [Tan e Ripin \(2013\)](#) utilizaram o Método de Duas Cargas em sua bancada de testes, ilustrada pela Figura (2.7).

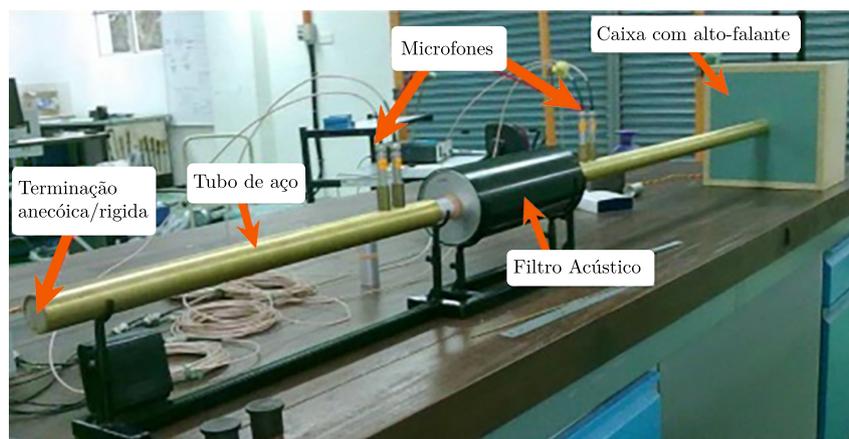


Figura 2.7 – Bancada experimental para teste de filtro acústico com MPP em seu interior. Fonte: [Tan e Ripin \(2013\)](#).

Como demonstrado, a bancada continha dutos de teste e silenciador construídos em aço, e nesse caso, foram utilizados quatro microfones simultaneamente. Para validar os resultados experimentais, os autores realizaram testes primeiramente no modelo de câmara de expansão simples, o que possibilitou a comparação com a TL obtida pela teoria analítica unidimensional. As curvas numéricas foram obtidas via MEC, que apresentou uma boa coerência entre aquelas experimentais, validando ambas as técnicas desenvolvidas.

Tendo em vista as dificuldades relativas às terminações anecóicas em testes experimentais para obtenção da TL, [Rajadurai, Raj e Mathan \(2015\)](#) identificaram maneiras para a medição desse parâmetro com maior precisão, com a minimização das fontes de ruído de fundo nas medições. Para determinar a TL, o Método de Duas cargas foi aplicado para estimar a curva de TL de um modelo de câmara de expansão simples, envolvendo duas terminações: com espuma, e um cone preenchido com fibra de vidro. Os testes foram primeiramente realizados em uma sala normal, onde comumente são feitos os testes de TL. Depois, os mesmos foram realizados em uma sala anecóica, sendo esta ainda construída em cima molas de isolamento, e as paredes são preenchidas por material de absorção de energia acústica, como demonstra a Figura (2.8).



Figura 2.8 – Set up experimental para medição da TL de câmara de expansão em uma sala anecóica. Fonte: [Rajadurai, Raj e Mathan \(2015\)](#).

Por meio da comparação entre as curvas obtidas nas diferentes salas, a curva que apresentou menos flutuações e melhor concordância com a analítica, foi aquela cuja medição foi realizada em sala anecóica. Apesar de apresentarem uma menor precisão, os resultados obtidos em salas normais apresentam poucas diferenças entre os analíticos e os obtidos em sala anecóica, demonstrando que ainda assim são uma opção na determinação da TL ([RAJADURAI; RAJ; MATHAN, 2015](#)).

Tais trabalhos marcam a trajetória de evolução dos métodos experimentais, com o Método de Duas Cargas sendo o mais utilizado na determinação da TL, o que motivou a escolha deste neste trabalho. A seção a seguir, demonstra os principais trabalhos que envolvem os filtros acústicos com MPP, objeto de estudo deste trabalho, e sua vasta aplicação.

## 2.3 Aplicação de Placas Microperfuradas em Filtros Acústicos

Diante de todas as particularidades envolvidas no projeto de filtros acústicos, como por exemplo a aplicação prática, o dimensionamento e princípio de funcionamento, entre outros, a busca por um melhor potencial de atenuação sonora é sempre uma prioridade. Para isso, são comumente utilizadas algumas ferramentas no interior dos filtros acústicos visando alterar o desempenho desses elementos de acordo com o potencial de atenuação desejado.

Um exemplo disso é demonstrado por [Carneiro \(2008\)](#), na qual o autor propõe em sua dissertação de mestrado, a utilização de absorvedores do tipo membrana em tubos, filtros acústicos do tipo câmara de expansão e em cavidades. Esse tipo de absorvedor consiste em uma cavidade preenchida parcialmente por material poroso e por uma membrana

flexível vibrante em seu topo. No caso da aplicação no filtro acústico, a adição do absorvedor de membrana nos dutos de entrada desse dispositivo, provocou uma melhora em termos de atenuação sonora, na região de altas frequências.

Outro exemplo é apresentado na dissertação de mestrado de [Mareze \(2009\)](#), que demonstra a aplicação de tubos ressonantes em dutos, filtros acústicos e cavidades, como uma maneira de melhorar o desempenho de absorção sonora desses elementos. A adição dos tubos ressonantes, no caso do filtro acústico, se mostrou como uma maneira de melhorar o potencial de atenuação sonora principalmente nas frequências de ressonância deste, demonstrando-se como uma alternativa eficiente na melhoria de seu desempenho acústico.

No que diz respeito aos filtros acústicos dissipativos, na dissertação de mestrado de [Cavalheiro \(2015\)](#), é demonstrada uma metodologia para o projeto de filtros acústicos revestidos com material poroso, para aplicação em sistemas de ar-condicionado de aeronaves. O autor propôs um modelo numérico robusto para simular modelos com diferentes materiais porosos em seu interior, dispondo de diretrizes para que sejam atingidos valores ótimos de atenuação sonora.

Uma outra alternativa viável são os elementos perfurados, que podem ser utilizados em filtros acústicos como protetores aos materiais de absorção sonora, como reguladores de fluxo, para aumentar o potencial de atenuação, e também para reduzir quedas de pressão, por exemplo. Nos filtros acústicos reativos, estes se destinam a atingir metas específicas de desempenho acústico ([JI, 2008](#)).

Por sua vez, os elementos perfurados apresentam uma baixa resistência acústica, sendo portanto, um material com baixa absorção sonora. Com o objetivo de aumentar a resistência acústica dos painéis perfurados, [Dah-You Maa \(1975\)](#) propôs a redução do diâmetro das perfurações para ordem submilimétricas (menores que 1mm) e taxas de perfuração abaixo de 1%, o que consiste na chamada MPP. Para garantir bons valores de absorção sonora, a MPP funciona posicionada frente a uma parede rígida, que é chamada de cavidade de apoio.

Além de dispensarem a utilização de materiais fibrosos ou porosos, [Liu, Herrin e Seybert \(2007\)](#) ressaltam que a MPP é um material que apresenta vantagens como boa resistência mecânica e a altas temperaturas, estabilidade química, são recicláveis e fáceis de limpar. Outro diferencial é que podem ser confeccionadas em materiais planos como acrílico, vidro, metal, madeira, metacrilato, entre outros.

Essas vantagens possibilitam uma versatilidade também em sua aplicação prática. Um exemplo conhecido é na arquitetura de salas, como demonstrado por [Fuchs e Zha \(1997\)](#), no Plenário de Deutscher Bundestag em Bonn, na Alemanha. Nesse caso, a MPP foi uma excelente alternativa utilizada para atenuar os problemas de reverberação sonora nas salas de vidro do plenário.

Porém é mais promissora a utilização da MPP para controle de ruído em dutos de circulação de ar, como nos sistemas HVAC (*Heating, Ventilation and Air Conditioning*),

exaustores e ventiladores, por exemplo. Em filtros acústicos podem ser citados alguns exemplos de aplicação que foram utilizados como referência para a realização do presente trabalho.

Com o objetivo de construir um filtro acústico para aplicação em sistemas de exaustão e ventilação automotivos, [Allam e Åbom \(2011\)](#) propuseram um novo conceito de filtro acústico dissipativo utilizando tubos microperfurados em seu interior. Neste estudo, os autores utilizaram um tubo em MPP com perfurações em formato de fendas (também chamados de *microslits*, em inglês) que foi proposto por ([MAA, 2001](#)).

[Allam e Åbom \(2011\)](#) confirmaram que o filtro acústico com tubo em MPP possui um desempenho igual a um modelo que utilize material poroso/fibroso em seu interior. Mostraram também a influência do fluxo de ar na impedância característica da MPP, sugerindo estratégias para que se atinjam bons valores de absorção na presença de fluxo.

[Tan e Ripin \(2013\)](#) demonstraram o efeito da inserção de MPP na entrada e na saída de um filtro acústico do tipo câmara de expansão, como mostrado na Figura 2.9.

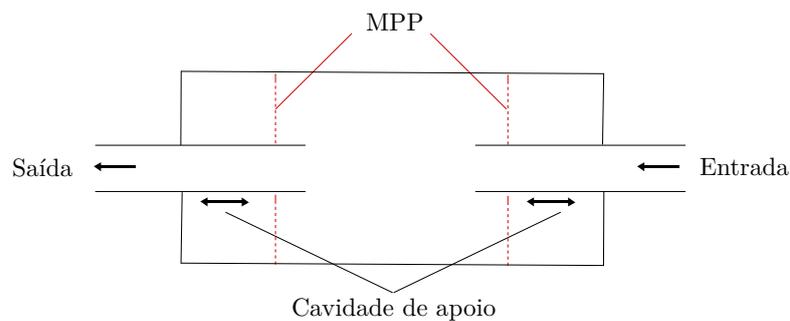


Figura 2.9 – Câmara de Expansão com MPP na entrada e na saída. Fonte: [Tan e Ripin \(2013\)](#).

Nesse estudo, os autores [Tan e Ripin \(2013\)](#) realizaram a simulação numérica das MPP via MEC para modelagem da placa, com a inserção da impedância característica desta, calculada conforme [Maa \(1998\)](#). Para validar os resultados obtidos, foram realizados testes experimentais utilizando o Método de Duas Cargas. Os autores estudaram ainda o efeito da variação do comprimento da cavidade de apoio ao MPP, e constataram que quanto menor este valor, maior o pico de TL, pois proporciona um maior comprimento de expansão da câmara.

Com a finalidade de desenvolver um novo tipo de filtro acústico para controle de ruído de compressores, [Kabral et al. \(2014\)](#) propuseram um modelo incluindo um tubo em MPP apoiado por uma cavidade de apoio, o mesmo modelo geométrico estudado por ([ALLAM; ÅBOM, 2011](#)). A TL foi obtida numericamente pelo MEF, com a MPP sendo modelada como uma reação local, por meio de sua impedância característica como condição de contorno. Em seu artigo, os autores demonstraram como o potencial do filtro acústico pode ser otimizado utilizando a impedância de Cremer.

Lee, Bolton e Martinson (2016) desenvolveram um modelo compacto de multi-câmaras, demonstrado na Fig. 2.10, também com tubo em MPP em seu interior, para atenuação de ruído em sistemas de fluxo. A utilização da MPP no interior do sistema teve como objetivo melhorar o potencial de atenuação do filtro acústico e reduzir as quedas de pressão do sistema.

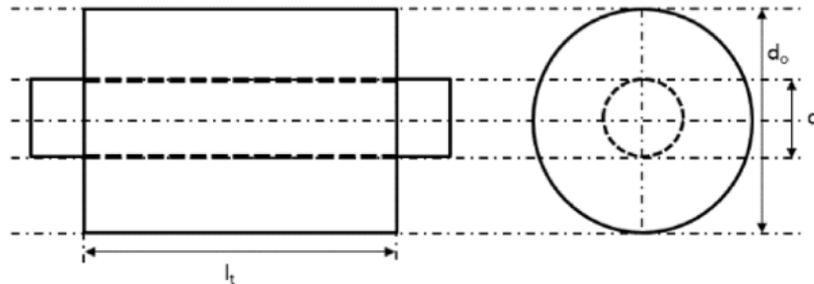


Figura 2.10 – Câmara de expansão com tubo em MPP. Fonte: Lee, Bolton e Martinson (2016).

A obtenção da TL de seu por meio de simulações numéricas em Elementos Finitos, com o tubo em MPP sendo modelado como uma camada fluída com propriedades complexas, de acordo com o modelo de Johnson-Champoux-Alard (JCA). Seus resultados foram validados experimentalmente e demonstraram que embora a MPP melhore o desempenho acústico e cause uma redução da queda de pressão, sua resistência ao fluxo deve ser escolhida cuidadosamente.

Shi e Mak (2017) estudaram a propagação de ondas sonoras em silenciadores com tubos microperfurados, espaçados regularmente ao longo de um duto. Utilizando o MMT, simulações em MEF e validações experimentais, os autores verificaram que a estrutura periódica pode proporcionar melhorias no desempenho desses elementos. Os autores ressaltam que a escolha correta do espaçamento entre os silenciadores microperfurados pode melhorar o desempenho desses elementos na região de baixas frequência, ampliando a faixa de atenuação, além de melhorarem também a perda de transmissão geral do sistema.

Floss, Kaltenbacher e Karlowatz (2018) com o objetivo de atenuar o ruído do sistema de HVAC com aplicação ferroviária, propôs a utilização de filtros acústicos com MPP em seu interior. Em seu artigo, os autores modelaram a MPP como um material poroso com a cavidade sendo uma estrutura rígida, por meio da abordagem de JCA, utilizando o MEF e validações experimentais. Os autores utilizaram camadas de MPP triplas, duplas e únicas (apenas uma MPP), ao longo do duto de escape da turbina do sistema. Seus resultados mostraram uma redução no Nível de Pressão Sonora (NPS) quando foram utilizados camadas triplas de MPP no interior do duto, sendo também comparadas caso fossem aplicadas espumas, apresentando similaridades que comprovam a eficácia da utilização de multi-camadas de MPP na substituição de espumas.

## 3 Fundamentação Teórica

Neste capítulo são apresentados os principais conceitos e fundamentos utilizados durante o desenvolvimento deste trabalho. O ponto de partida é a teoria de propagação ondas sonoras no interior de dutos com seção circular uniforme, tanto a parte unidimensional como tridimensional.

Tais conhecimentos auxiliarão o leitor a compreender as limitações existentes nas teorias analíticas utilizadas para caracterizar o desempenho dos filtros acústicos. Posteriormente, os conceitos, diversidades e parâmetros de determinação do desempenho de filtros acústicos são demonstrados.

### 3.1 Teoria de Ondas Planas

O som é definido como uma vibração ou distúrbio de pressão partindo de uma fonte sonora ou corpo em vibração, em um meio compressível, que pode ser gasoso, líquido ou sólido (VER; BERANEK, 2005). As ondas sonoras transportam energia vibracional de forma periódica em direção longitudinal, no mesmo sentido de propagação (BARRON, 2002).

O ouvido humano é sensível a sons que estejam compreendidos em uma gama de frequências entre 20 e 20000 Hz. Quando o som se apresenta de maneira incômoda ao ouvido humano, é então chamado de ruído (VER; BERANEK, 2005).

Como ferramenta de controle de ruído, os filtros acústicos são constituídos basicamente de dutos conectados em que ocorrem a propagação das ondas por meio de uma fonte sonora, que pode ser uma máquina, turbina, ou ventilador, por exemplo. Para entender o comportamento acústico desses elementos, Munjal (1987) ressalta que o estudo da propagação de ondas sonoras é essencial.

Em sua maioria e no presente trabalho, os filtros acústicos são constituídos de dutos com seção transversal circular. Por isso, nesta seção, serão demonstrados os principais conceitos e equações que regem o comportamento da propagação das ondas unidimensional e tridimensional no interior de dutos com área de seção transversal circular.

### 3.1.1 Propagação de Ondas Planas Unidimensional

A propagação de ondas em dutos rígidos em meio estacionário, se dá por meio de pequenas amplitudes de ondas planas. As variáveis que descrevem o comportamento dessas ondas, no plano longitudinal axial (representado aqui pela variável  $z$ ) a todos os pontos da área transversal do duto, são a pressão sonora,  $p$ , e a velocidade de partícula,  $u$ . Nesse caso,  $p$  e  $u$  possuem a mesma amplitude e fase, formando a chamada superfície de fase ou *wave front*.

O ponto de partida para o entendimento deste comportamento é através de três equações linearizadas, que são (LIMA, 2008);(MUNJAL, 1987):

- Equação da Continuidade - conservação de massa:

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0, \quad (3.1)$$

- Equação do movimento - conservação da quantidade de movimento:

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial z} = 0; \quad (3.2)$$

- Equação de Estado - caracterizando a propagação de ondas como processo isentrópico:

$$\left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s = \frac{\gamma (p_0 + p)}{\rho_0 + \rho} \simeq \frac{\gamma p_0}{\rho_0} = c^2. \quad (3.3)$$

Nas quais  $\rho_0$  e  $\rho$  representam a densidade do meio e a instantânea, respectivamente, em  $\text{kg/m}^3$ . Na Eq.(3.3 a variável  $s$  é a entropia (J/K);  $\gamma$  é a razão entre o calor específico e a pressão constante e o calor específico a volume constante;  $c$  é a velocidade do som (m/s);  $z$  é a coordenada axial ou longitudinal;  $p/p_0 \ll 1$ , para pequenas perturbações e  $\rho/\rho_0 \ll 1$  para meio estacionário. Da Equação (3.3), pode-se inferir que:

$$\rho_0 = \frac{p_0}{c^2}, \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t}, \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial z} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial z}. \quad (3.6)$$

Com manipulações algébricas entre as equações (3.4), (3.5) e (3.6), que são substituídas na Eq. (3.1), e eliminando  $u$  nas Eqs. (3.1) e (3.2) pela diferenciação em relação ao tempo, obtemos a equação unidimensional da onda, representada pela Eq.(3.7). Esta, por sua vez, é uma equação diferencial linear, homogênea, com coeficientes constantes, em que  $c$  é a velocidade do som no meio, em m/s (LIMA, 2008).

$$\left[ \frac{\partial^2}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] p = 0. \quad (3.7)$$

A solução geral da Eq.(3.7), em termos de pressão sonora, é dada pela Eq. (3.8):

$$p(z, t) = C_1 f(z - ct) + C_2 g(z + ct). \quad (3.8)$$

Considerando como funções de ondas harmônicas, pode-se reescrever a Eq.(3.8), em termos complexos, conforme Eq.(3.9).

$$p(z, t) = (C_1 e^{-jkz} + C_2 e^{+jkz}) e^{j\omega t}, \quad (3.9)$$

na qual as constantes  $C_1$  e  $C_2$  são as amplitudes complexas das ondas progressivas incidentes no sentido positivo e negativo de  $z$ , respectivamente. As demais variáveis são  $\omega = 2\pi f$  em rad/s, que é a frequência angular;  $k = \frac{\omega}{c}$  ou  $k = \frac{2\pi}{\lambda}$  que é o número de onda, em rad/m; e  $\lambda = \frac{c}{f}$ , é o comprimento de onda.

A solução geral descrita na Eq.(3.8) para velocidade de partícula, considerando funções harmônicas, pode ser escrita conforme Eq.(3.10).

$$u(z, t) = (C_3 e^{-jkz} + C_4 e^{+jkz}) e^{j\omega t}, \quad (3.10)$$

nesse caso, constantes  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  e  $C_4$  são encontradas substituindo as Eqs.(3.9) e (3.10) na Eq.(3.2), que resulta em:

$$C_3 = \frac{C_1}{\rho_0 c}, \quad (3.11)$$

$$C_4 = -\frac{C_2}{\rho_0 c}. \quad (3.12)$$

Substituindo as Eqs. (3.11) e (3.12) na Eq. (3.10), pode-se reescrevê-la conforme Eq. (3.13):

$$u(z, t) = \frac{1}{Z_0} (C_1 e^{-jkz} - C_2 e^{+jkz}) e^{j\omega t}. \quad (3.13)$$

Na Eq.(3.13), a impedância acústica característica do meio ao qual a onda acústica se propaga, ( $Z_0$ ), é dada como  $Z_0 = \rho_0 c$ , em que  $\rho_0$  é a densidade do meio, e  $c$  é a velocidade do som. Essa impedância depende do meio e do tipo de onda presente (onda plana, cilíndrica, etc). As constantes  $C_1$  e  $C_2$  são determinadas conforme as condições de contorno do problema em questão, relacionadas ao tipo de área de seção transversal que o duto pode conter, e outras que serão melhor detalhadas nas próximas seções.

### 3.1.2 Propagação de Ondas Tridimensional

Segundo [Munjal \(1987\)](#), para entender as limitações da propagação de ondas planas, é necessário se conhecer a propagação de ondas tridimensional (3-D) em dutos. Assim, reescrevendo as equações linearizadas correspondentes a esse caso, temos:

- Equação da continuidade de massa:

$$\rho_0(\nabla \cdot \mathbf{u}) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0; \quad (3.14)$$

- Equação do Movimento:

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} + \nabla p = 0; \quad (3.15)$$

Substituindo a Eq.(3.5) na Eq.(3.14), e derivando em relação ao tempo, tem-se a Equação de Estado, descrita pela Eq.(3.16) (LIMA, 2008):

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial}{\partial t} (\nabla \cdot \mathbf{u}). \quad (3.16)$$

Com a Eq. (3.16) sendo substituída na Eq. (3.14), e diferenciando-se esta em função do tempo, e aplicando-se o operador divergente  $\nabla$ , é obtida a Equação da Propagação de Ondas Tridimensional, escrita conforme Eq.(3.17):

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0; \quad (3.17)$$

Podendo esta, ser reescrita conforme Eq. (3.18):

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c^2 \nabla^2 p = 0; \quad (3.18)$$

Nesta equação, o operador  $\nabla^2$  representa o termo Laplaciano. Esta equação pode ser reescrita em coordenadas cilíndricas (para dutos com seção circular) conforme a Eq.(3.19):

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} = 0. \quad (3.19)$$

### 3.1.3 Modos acústicos de propagação de ondas em dutos circulares

A equação da onda 3-D em coordenadas polares, como mostrado pela Eq.(3.17), é a equação de governo da propagação de ondas em dutos circulares. A solução da Eq.(3.17) utilizando coordenadas cilíndricas ( $r, \theta, z, t$ ) é dada pela Eq.(3.20).

$$p(r, \theta, z, t) = \sum_m R_m(r) e^{jm\theta} Z(s) e^{j\omega t}; \quad (3.20)$$

A função  $Z(s)$  é assumida como:

$$\frac{d^2 Z}{dz^2} = -k_z^2 Z; \quad (3.21)$$

Substituindo as Eqs.(3.20) e (3.21), na Eq.(3.17), é obtida a Equação de Bessel para  $R(r)$ , demonstrada pela Eq.(3.22), e sua solução geral, na Eq.(3.23):

$$\frac{d^2 R_m}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dR_m}{dr} + \left( k_0^2 - k_z^2 - \frac{m^2}{r^2} \right) R_m = 0, \quad (3.22)$$

$$R_m = C_3 J_m(k_r r) + C_4 N_m(k_r r), \quad (3.23)$$

na qual  $J_m$  é a função de Bessel de ordem  $m$ ,  $N_m$  é a função de Newmann de ordem  $m$ , e  $k_r$  é o número de onda que se propaga na direção radial, dado pela Eq.(3.24):

$$k_r = \sqrt{k_0^2 - k_z^2}; \quad (3.24)$$

O termo  $N_m(k_r r)$  em  $r = 0$  tende para o infinito, o que leva a constante  $C_4$  a zero, devido ao fato de a pressão sonora em qualquer ponto do plano transversal ao tubo tender a um número finito. Assim, tomando novamente a velocidade radial nas paredes do duto como  $r = r_0$ , temos (LIMA, 2008);(MUNJAL, 1987):

$$\frac{dJ_m(k_r r)}{dr} = 0; \quad (3.25)$$

Então, os valores de  $k_r$  assumem valores discretos, que satisfazem a Eq.(3.26):

$$J'_m(k_r r_0) = 0. \quad (3.26)$$

Reiterando o valor de  $k_r$  correspondente a n-ésima raiz da Eq.(3.21) como  $k_{r,m,n}$  que é a constante relativa á propagação sonora na direção radial, pode-se reescrever a Eq.(3.20) como:

$$p(r, \theta, z, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} J_m(k_{r,m,n}) e^{jm\theta} e^{j\omega t} x(C_{1,m,n} e^{-jk_{z,m,n}z} + C_{2,m,n} e^{+jk_{z,m,n}z}); \quad (3.27)$$

na qual a constante relativa á propagação sonora na direção longitudinal ( $k_{z,m,n}$ ) é dada por:

$$k_{z,m,n} = (k_0^2 - k_{r,m,n}^2)^{1/2}. \quad (3.28)$$

$C_{1,m,n}$  e  $C_{2,m,n}$  são as constantes dependentes de  $m$  e  $n$ , as quais são determinadas pelas condições de contorno do problema. Cada par  $m$  e  $n$  corresponde a um modo de oscilação, com  $m$  indicando o modo como a pressão sonora varia com o ângulo  $\theta$ , e  $n$  o modo como a pressão sonora varia na direção radial  $r$ .

O primeiro zero de  $J'_0$  é zero, ou seja,  $k_{r,0,1} = 0$ , para o modo (0, 1) a Eq.(3.27) reduz-se a Eq.(3.7), para propagação de ondas planas. Então, a propagação de ondas planas

corresponde ao modo  $(0, 1)$  e se propaga sem atenuação. Quando a frequência de excitação do sistema é acima da frequência que dita a propagação de ondas planas (frequência de corte), ocorre a propagação de ondas não-planas, e como consequência, modos de alta ordem podem se propagar no interior do duto (NUNES, 2009). A Figura 3.1 ilustra os modos de propagação de baixa ordem em um duto uniforme circular (SILVA, 2016).

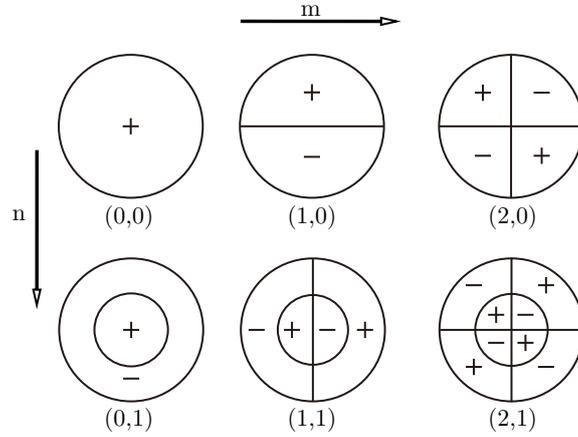


Figura 3.1 – Modos de propagação de onda em duto uniforme circular. Fonte: Silva (2016).

Se  $k_{z,1,0}$  e  $k_{z,0,1}$  assumirem valores reais, os modos  $(1, 0)$  e  $(0, 1)$  possuem frequências de corte, isto é, se  $k_0 > k_{r,1,0}$  e  $k_{r,0,1}$ . Então, escrevendo de maneira geral (SILVA, 2016):

$$k > k_{r,mn}; \quad (3.29)$$

Ou seja,

$$\omega > c.k_{r,mn}. \quad (3.30)$$

O que leva a equação da frequência de corte, abaixo da qual não é possível que um modo de alta ordem se propague:

$$f_{m,n} = \frac{ck_{r,mn}}{2\pi}. \quad (3.31)$$

Assim, o primeiro zero de  $J'_1$  ocorre em 1,84 e o segundo zero ocorre em 3,83. Os números da onda para as frequências de corte serão  $1,84/r_0$  e  $3,83/r_0$ , respectivamente. Portanto, a propagação do primeiro modo diametral se iniciará quando  $k_0r_0 = 1,84$ , e a propagação do primeiro modo axissimétrico radial se iniciará em  $k_0r_0 = 3,83$ .

Se a frequência de excitação for pequena o suficiente, ou o comprimento de onda for grande o suficiente, somente ondas planas poderão se propagar, caso sejam respeitadas as seguintes inequações, nas quais  $D$  é o diâmetro do duto,  $2r_0$ :

$$k_0r_0 = 1,84 \Leftrightarrow \lambda = \frac{\pi}{1,84}D. \quad (3.32)$$

Portanto, para o caso de propagação sonora unidimensional, a frequência que dita a propagação de ondas planas em dutos com seção transversal circular, também chamada

de frequência de corte, é escrita conforme Eq.(3.33):

$$f < \frac{1,84}{\pi D}c. \quad (3.33)$$

## 3.2 Desempenho Acústico

De acordo com [Munjaj \(1987\)](#), para avaliação do desempenho de filtros acústicos são utilizados os seguintes parâmetros: Perda de Inserção (*IL*), Redução de Ruído (*NR*) e Perda de Transmissão (*TL*).

### 3.2.1 Perda de Inserção - Insertion Loss

A perda de inserção (*Insertion Loss* - *IL*), é definida como a diferença entre o Nível de Potência Sonora (NWS) radiada com e sem a presença do filtro acústico, num mesmo ponto de medição. Algebricamente, a *IL* é dada pela Eq.(3.34) ([MUNJAL, 1987](#)):

$$IL = L_{w1} - L_{w2} = 10 \log \left| \frac{W_1}{W_2} \right|, \quad (3.34)$$

na qual as seguintes variáveis são:

$L_{W1}$ : 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 o filtro acústico, em Watts;

$W_2$ : Potência sonora com o filtro acústico, em Watts;

A determinação deste parâmetro, é dependente do conhecimento de algumas características dos elementos constituintes do sistema de medição, como a impedância da fonte sonora e características de absorção dos materiais envolvidos, por exemplo. Essas dependências tornam a determinação desse parâmetro mais difícil, visto que no estudo de silenciadores reativos, o foco está em conhecer o efeito causado pelas discontinuidades geométricas existentes nesses elementos, independente das características do sistema de medição ([BILAWCHUK; FYFE, 2003](#)).

### 3.2.2 Redução de Ruído - Noise Reduction

Também chamada de Diferença de Nível, a redução de ruído (*Noise Reduction* - *NR*), representada pela Eq.(3.31), é a diferença do nível de pressão sonora (NPS) em dois pontos arbitrários entre o silenciador: antes e depois deste ([MUNJAL, 1987](#)):

$$NR = L_{P1} - L_{P2} = 20 \log \left| \frac{P_1}{P_2} \right|, \quad (3.35)$$

na qual:

$L_{P1}$  é o NPS medido antes do silenciador, em Pa;

$L_{P2}$  é o NPS medido depois do silenciador, em Pa;

$P_1$  é a pressão sonora, medida antes do silenciador, em dB;

$P_2$  é a pressão sonora, medida depois do silenciador, em dB;

### 3.2.3 Perda de Transmissão - Transmission Loss

A perda de Transmissão (*Transmission Loss* - TL), é obtida calculando-se a diferença entre os níveis de potência sonora incidente ( $L_{wi}$ ) e transmitido ( $L_{wt}$ ), necessitando de uma terminação anecóica (ou seja, sem capacidade de reflexão sonora) nos dutos de saída do filtro acústico, como demonstrado pela Fig. (3.2).



Figura 3.2 – Esquema para obtenção da TL de uma câmara de expansão simples.

Algebricamente, a TL é escrita conforme Eq.(3.32) (MUNJAL, 1987):

$$TL = L_{wi} - L_{wt} = 10 \log \left| \frac{S_1 A_1}{S_2 A_2} \right|, \quad (3.36)$$

tomando o filtro acústico como ponto de referência, tem-se:

$L_{wi}$ : nível de potência sonora incidente na entrada, em Watts;

$L_{wt}$ : nível de potência sonora transmitido na saída, em Watts;

$S_1$  e  $S_2$ : áreas dos dutos de entrada e de saída, que geralmente são iguais, em m<sup>2</sup>;

$|A_1|^2$ : amplitude da onda sonora complexa na entrada, em Pa<sup>2</sup>;

$|A_2|^2$ : amplitude da onda sonora complexa na saída, em Pa<sup>2</sup>;

Por ser um parâmetro dependente apenas das características geométricas dos filtros acústicos, a TL é o parâmetro mais utilizado analítica e numericamente para expressar o comportamento de filtros acústicos reativos. Porém, a necessidade de terminação com condições anecoicas, ou seja, não reflexivas, pode ser um desafio em casos experimentais, como medições em baixas frequências (YAN; JIANG, 2013), (TAO; SEYBERT, 2003).

### 3.3 Método da Matriz de Transferência

O sistema de um filtro acústico é constituído por elementos essenciais que viabilizam seu funcionamento. A Figura 3.3 ilustra uma configuração básica com todos estes elementos em um filtro acústico do tipo câmara de expansão simples.

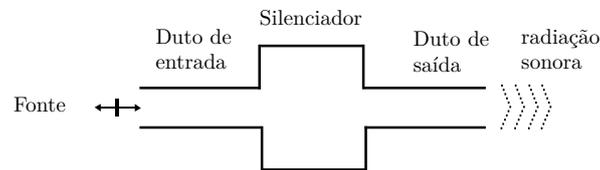


Figura 3.3 – Elementos constituintes para o funcionamento de um filtro acústico. Fonte: Howard e Cazzolato (2015).

Normalmente esses elementos são conectados dos dutos de exaustão de um motor ou uma máquina, que cumpre o papel de fonte sonora. Dessa maneira, a fonte emite ondas sonoras no interior desse tipo de sistema, que tem por finalidade atenuá-las ou, em outras palavras, reduzir o ruído gerado pela tal.

O processo de atenuação sonora em filtros acústicos reativos se dá por meio das discontinuidades geométricas existentes em seu interior, que podem ser extensões ou contrações de áreas, dutos perfurados, entre outros (HOWARD; CAZZOLATO, 2015). Para a representação matemática desses elementos, é amplamente utilizado o Método da Matriz de Transferência (MMT), também chamado de Método dos 4-polos.

O MMT se destaca por ser capaz de levar em consideração tanto os efeitos geométricos do elemento, como características do meio e velocidade de fluxo, por exemplo, pelas matrizes de transferência de tais elementos. Esse método é válido apenas para propagação de ondas planas, sendo portanto, limitado pela frequência de corte do elemento, que no caso de câmaras de expansão, é calculada pela Eq.(3.33) (MUNJAL, 1987). A Figura 3.4 ilustra a decomposição dos elementos constituintes de um modelo de filtro acústico do tipo câmara de expansão.

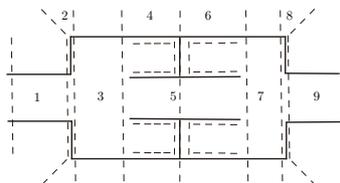


Figura 3.4 – Decomposição dos elementos constituintes de um filtro acústico reativo. Fonte: Ver e Beranek (2005).

Cada um dos 9 elementos possui uma matriz de transferência específica, de forma que a obtenção da matriz de transferência do elemento completo ( $\mathbf{T}_{total}$ ) é mediante a multiplicação entre cada uma das matrizes ( $T^{(1)}...T^{(9)}$ ), como demonstra a Eq.(3.37) (VER;

BERANEK, 2005):

$$\begin{bmatrix} p_i \\ \rho_0 S u_i \end{bmatrix} = [\mathbf{T}_1] [\mathbf{T}_2] [\mathbf{T}_3] \dots [\mathbf{T}_n] \begin{bmatrix} p_0 \\ \rho_0 S u_0 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} p_i \\ \rho_0 S u_i \end{bmatrix} = [\mathbf{T}_{total}] \begin{bmatrix} p_0 \\ \rho_0 S u_0 \end{bmatrix}. \quad (3.37)$$

As variáveis  $p_0$ ,  $p_i$ ,  $\rho_0 S u_0$  e  $\rho_0 S u_i$  representam a pressão acústica em  $x = 0$  e em  $x = i$  e a velocidade de massa, respectivamente, com  $S$  representando a área de seção transversal dos dutos.

### 3.3.1 Dutos com Seção Transversal Circular Uniforme

O tipo de filtro acústico aqui estudado, é composto essencialmente de dutos com seção transversal circular uniforme, sendo este portanto, elemento presente em todos os modelos propostos. Assumindo-se propagação de ondas planas, e considerando um duto com seção transversal circular uniforme, pode-se escrever a matriz de transferência conforme 3.38, em que  $k$  é o número de onda,  $L$  é o comprimento do duto:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ \rho_0 S u_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kL) & j \frac{c_0}{S} \sin(kL) \\ j \frac{S}{c_0} \sin(kL) & \cos(kL) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ \rho_0 S u_2 \end{bmatrix}. \quad (3.38)$$

### 3.3.2 Dutos Estendidos

Uma maneira de aumentar a quantidade de irregularidades geométricas nos filtros acústicos reativos, é adicionar extensões ou contrações de dutos. As matrizes de transferência se descrevem esses elementos são apresentadas de acordo com o tipo de descontinuidade, onde as mais comuns estão listadas na Figura 3.5.

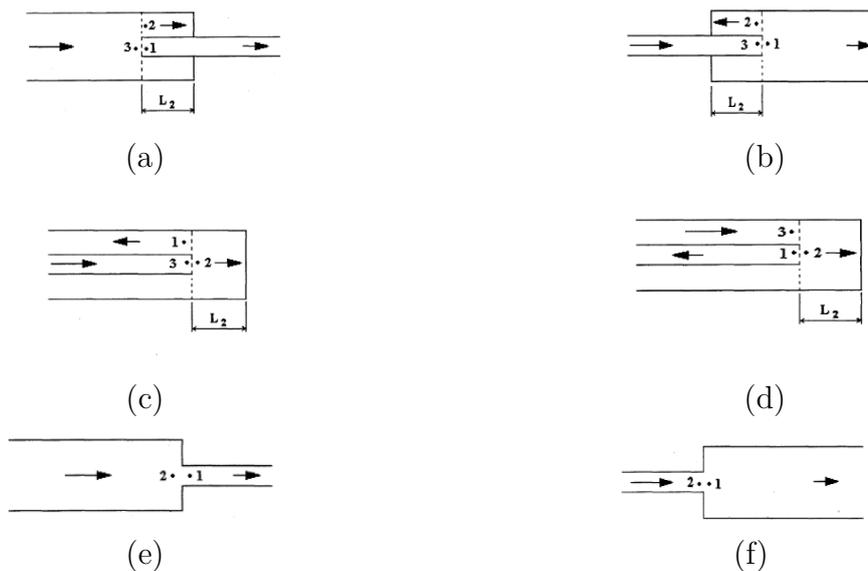


Figura 3.5 – Tipos de descontinuidades de área de dutos em filtros acústicos: (a) e (b) Extensão de duto de saída e de entrada, (c) e (d) Expansão ou contração reversa, (e) e (f) Expansão ou contração súbita. Fonte: Munjal (1987).

De maneira geral, [Ver e Beranek \(2005\)](#) ressaltam esse tipo de descontinuidade geométrica é representado pela Eq. (3.39), alterando-se as variáveis de acordo com as características das extensões ou contrações.

$$T_i = \begin{bmatrix} 1 & kM_1 Y_1 \\ \frac{E_2 S_2}{E_1 S_2 Z_2 + S_2 M_3 Y_3} & \frac{E_2 S_2 Z_2 - M_1 Y_1 (E_1 S_1 + S_3 K)}{E_2 S_2 Z_2 + S_3 M_3 Y_3} \end{bmatrix}, \quad (3.39)$$

na qual, apresentam-se as seguintes variáveis:

- $k$  é o número de onda, em metros;
- $M_1$  e  $M_3$  são os números de Mach nos pontos 1 e 3, que no presente trabalho assumem valores nulos;
- $S_1$ ,  $S_2$  e  $S_3$  são as áreas de seção transversal nos pontos 1, 2 e 3;
- $Y_1$ ,  $Y_2$  e  $Y_3$  são as impedância característica do tubo nos pontos 1, 2 e 3;
- $Z_2 = jY_2 \cot(kL)$  é a impedância do ressonador para sistema rígido;
- $L$  é o comprimento do duto;
- $E_1$  e  $E_2$  são coeficientes constantes referentes ao tipo de expansão ou contração, com valores listados na Tabela 1;
- $K$  é o coeficiente de pressão de estagnação, com valores listados na Tabela 1.

Como ressaltado no Capítulo 1 do presente trabalho, será considerada velocidade de escoamento médio nula, o que resulta em algumas simplificações nas matrizes de transferência envolvidas. Essa simplificação consiste em adotar número de Mach nos pontos 1 e 3 nulo, característica responsável por representar a condição de escoamento nulo. Levando isso em consideração, pode-se reescrever a Eq.(3.39), como a Eq.(3.40). Esta, por sua vez, também é uma maneira de representar um duto fechado com abertura lateral (em inglês *quarter-wave-tube*) ([SILVA, 2016](#)):

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{1}{Z_2} & 1 \end{bmatrix}. \quad (3.40)$$

Com relação às constantes envolvidas nas equações descritas anteriormente, [Munjal \(1987\)](#) resalta que cada elemento possui seu respectivo parâmetro de transição ( $E_1$  e  $E_2$ ), que representam as transições entre as áreas de seção transversal existentes. O coeficiente de perda de pressão ( $K$ ) representa a passagem do fluido por uma mudança de área, e, como ressaltado anteriormente, neste trabalho a velocidade de escoamento de fluido será considerada nula. A Tabela 1 lista estes parâmetros para cada tipo de descontinuidade citado.

Tabela 1 – Parâmetros de transição e coeficiente de perda de pressão. Fonte: [Howard e Cazzolato \(2015\)](#)

<b>Tipo</b>	$E_1$	$E_2$	$K$
Extensão na Saída	-1	-1	$(1 - S_1/S_3)/2$
Extensão na Entrada	-1	+1	$[(S_1/S_3) - 1]^2$
Expansão Reversa	+1	-1	$(S_1/S_3)^2$
Contração Reversa	+1	-1	0,5

No caso de expansões e contrações súbitas, o comprimento  $L_2$  é igual a zero, e o ponto 3 passa a ser ponto 2. Para tais casos, [Munjal \(1987\)](#) apresenta a seguinte matriz de transferência, demonstrada pela Eq.(3.40):

$$T_i = \begin{bmatrix} 1 & j\omega L \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (3.41)$$

na qual  $L = 8 \frac{(1 - \frac{r}{R})}{3r\pi^2}$ , com  $R$  sendo o raio maior e  $r$  o raio menor do duto, em metros.

# 4 Metodologia

A metodologia utilizada para realização do presente trabalho é voltada para caracterização acústica mediante a determinação da TL de filtros acústicos reativos com MPP em seu interior. As etapas envolvidas são apresentadas pela Fig. (4.1).

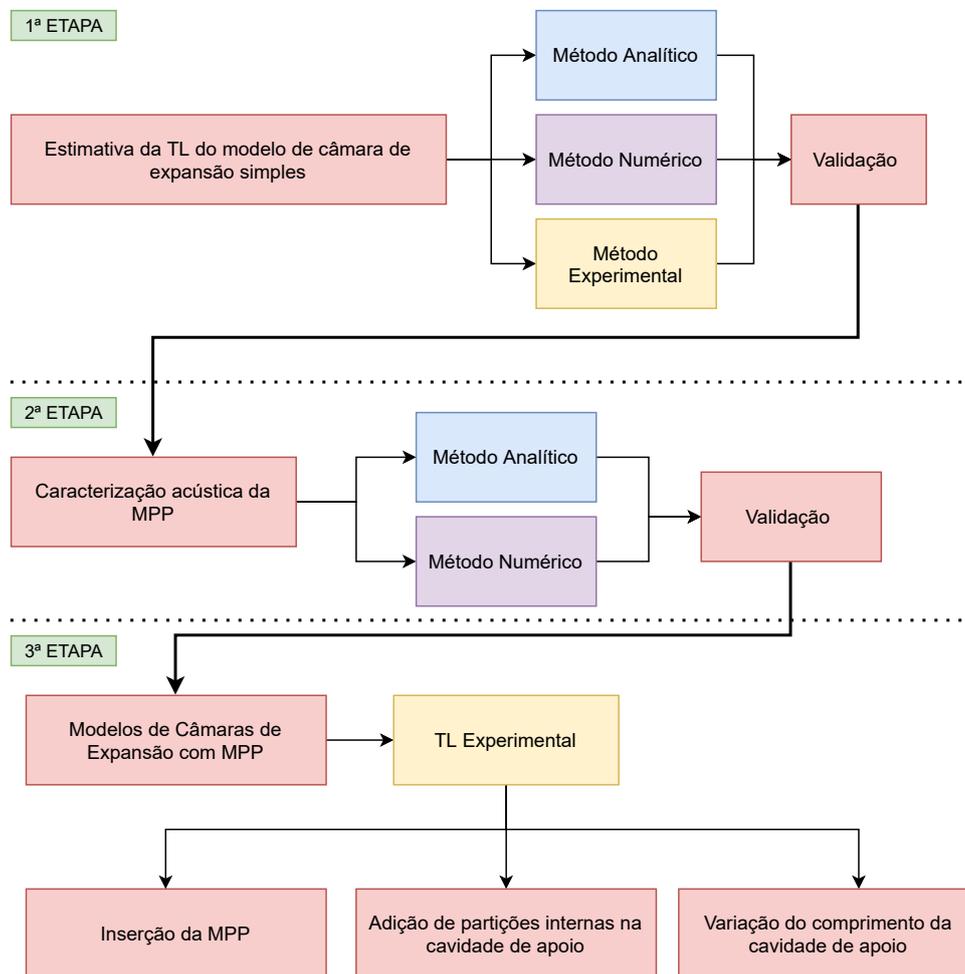


Figura 4.1 – Fluxograma da metodologia desenvolvida neste trabalho.

A primeira etapa da metodologia envolve o modelo de câmara de expansão simples, que além de ser um modelo comumente empregado em sistemas de exaustão de grupos geradores de energia, possibilita a obtenção da TL analítica de maneira simplificada. Isso se deve ao fato deste ser um modelo clássico de silenciador, que possui um desenvolvimento matemático bem difundido na literatura. No presente estudo,

Portanto, a estimativa da sua TL primeiramente foi por meio do método analítico, no qual foi empregado o MMT. Como mencionado na Seção 3.3, esse método é baseado na propagação de ondas planas, ou seja, possui validade somente até a frequência de corte, que depende das dimensões do duto.

Na etapa referente à simulação numérica, foi utilizado o MEF, que é uma maneira consolidada de se conhecer o comportamento desse tipo de atenuador. Para isso, foi utilizado o *software* comercial ANSYS®, em sua versão 17, em conjunto com a extensão *ACT Acoustics*(INC., ), que é licenciado e disponibilizado pela instituição.

O método experimental utilizado para a estimativa da TL foi o Método de Duas Cargas, que possibilita a obtenção dessa ao utilizar duas terminações com diferentes impedâncias, dispensando a utilização de terminação anecóica (não-reflexivas). Para isso, foi construída uma bancada experimental, segundo recomenda a norma ASTM E-2611 (ASTM, 2017), no Laboratório de Acústica e Vibrações da Faculdade do Gama, onde os protótipos foram montados e testados.

Assim, a TL do modelo de câmara de expansão simples é obtida de três maneiras diferentes, o que significa que a bancada experimental construída é capaz de prever a TL de qualquer modelo de câmara de expansão com dimensões semelhantes. Com a obtenção desses resultados, foram propostas alternativas para melhoria da TL deste elemento, como as extensões dos dutos que a compõem, e também pela inclusão de uma MPP no interior da câmara, foco principal deste trabalho.

Com isso, iniciou-se a fase de caracterização da MPP a ser incluída no interior da câmara de expansão. Essa etapa foi dividida entre a obtenção analítica e numérica de sua impedância acústica específica normal à superfície ( $Z_{TOTAL}$ ), e seu coeficiente de absorção ( $\alpha_{MPP}$ ), também com a intenção de validar os valores obtidos entre as duas maneiras. Como método analítico, foi utilizada a teoria proposta por Dah-You Maa (1998), que é uma maneira clássica de obter tais características desse tipo de elemento. De posse dos dados de impedância específica obtidos analiticamente, foi realizada a simulação via MEF da MPP em tubo de impedância, ou seja, a simulação do Método de Dois Microfones, visando obter o coeficiente de absorção numérico.

Com os valores obtidos na caracterização acústica da MPP, a mesma foi fabricada com dimensões que viabilizassem sua inserção no interior da câmara, contabilizando 12 modelos de câmaras de expansão com MPP em seu interior. A Figura (4.2) ilustra essas configurações, com todas as dimensões em milímetros.

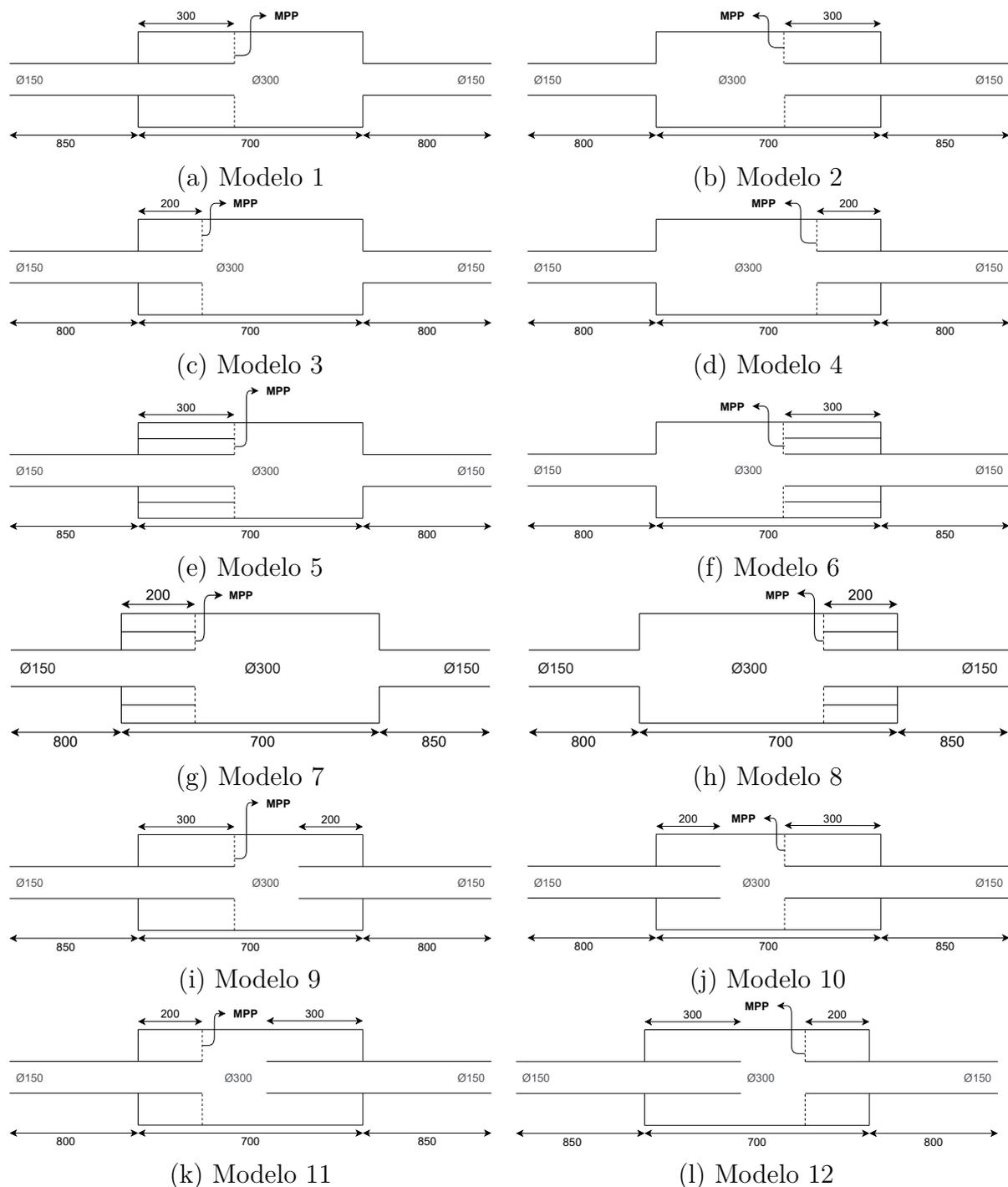


Figura 4.2 – Modelos de filtros acústicos com MPP propostos - dimensões em milímetros [mm].

Visando a aplicação em dutos de exaustão as dimensões dos atenuadores foram adaptadas de acordo com os modelos comerciais. A escolha de câmaras de expansão com dutos estendidos foi motivada pelo fato de a extensão ser uma maneira de melhorar o desempenho acústico de silenciadores como este, além de consolidarem a cavidade de apoio à MPP.

Para conhecer e analisar o comportamento desses elementos, foram desenvolvidas comparações entre as diferentes complexidades geométricas existentes nos modelos, possi-

bilitando verificar a maneira como estas influenciam a curva de TL. Essas comparações foram realizadas de maneira experimental, visando um melhor conhecimento prático e real dos filtros acústicos.

As primeiras comparações visam o entendimento da maneira como a inserção da MPP influencia as curvas de TL, visto que este é um novo elemento a ser utilizado para esta aplicação. Assim, é possível conhecer o comportamento acústico da câmara de expansão com dutos estendidos antes e depois da inserção da MPP em seu interior, bem como a influência que a variação das dimensões dessas extensões podem exercer sob seu desempenho acústico.

As seguintes análises visam identificar o efeito que a inserção de partições à cavidade de apoio à MPP exerce na curva de TL, visto que esse é um fator que influencia seu desempenho acústico. Torna-se interessante então, conhecer a maneira como este fator modifica o desempenho acústico nos presentes modelos de câmaras de expansão com MPP.

As demais comparações visam entender a maneira como a adição de dutos estendidos tanto na saída, como na entrada, exercem influência sob as curvas de TL. A variação do comprimento destas extensões também foram comparadas. As seções a seguir demonstram os detalhes envolvidos em cada etapa dos métodos utilizados para determinação e análise do comportamento dos filtros acústicos reativos do tipo câmara de expansão com MPP em seu interior.

## 4.1 Método Analítico

Como citado anteriormente, o método analítico utilizado para obter a TL do modelo de câmara de expansão simples foi o Método da Matriz de Transferência (MMT), porém, para isso foram desenvolvidas algumas etapas, como demonstra o fluxograma da Figura (4.3).

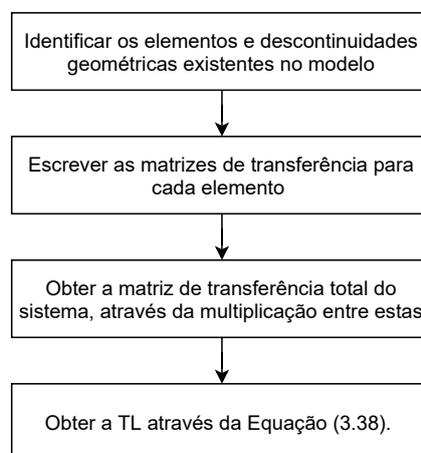


Figura 4.3 – Fluxograma das etapas envolvidas para obtenção da TL analítica do modelo de câmara de expansão simples.

A primeira etapa do método analítico consiste em identificar os elementos que constituem o filtro acústico, no caso, o modelo de câmara de expansão simples. Este, por sua vez, é constituído por elementos tubulares, com uma súbita expansão e contração de área, na entrada e na saída, respectivamente. Por serem elementos tubulares, também faz parte desse processo identificar a frequência de corte correspondente às dimensões do duto.

Com isso, segue-se para escrita e multiplicação das matrizes de transferência que representam cada elemento componente. Nessa fase, foi utilizado o *software* MATLAB®, com o equacionamento descrito no Capítulo 3. A obtenção da TL analítica será melhor demonstrada no Capítulo 7.

Na caracterização acústica da MPP, é utilizada como método analítico a teoria de Dah-You Maa (1998), conforme descrito no Capítulo 5. Dessa maneira, foi projetada uma MPP com as dimensões adequadas, visando inseri-la no interior da câmara de expansão.

## 4.2 Método Numérico

Primeiramente, na fase de obtenção numérica da TL do modelo de câmara de expansão simples, foi realizada a simulação desse silenciador via MEF. Para melhor entendimento das etapas envolvidas na simulação, os mesmos foram listados na Fig.(4.4).

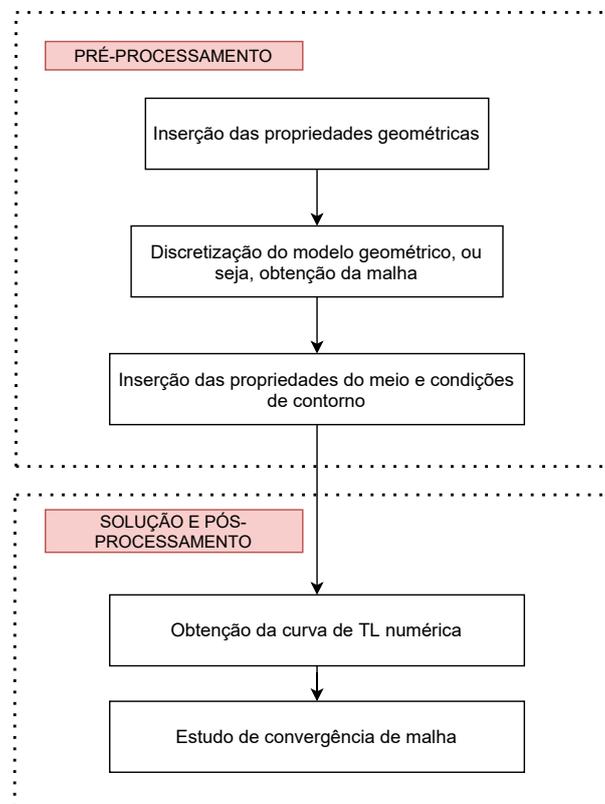


Figura 4.4 – Fluxograma das etapas desenvolvidas para obtenção da TL numérica, via MEF.

Como demonstrado pelo fluxograma, a fase da modelagem numérica se divide em

duas principais etapas, que consistem em pré e pós processamento do modelo. Todas as etapas foram realizadas no *software* ANSYS<sup>®</sup>, no ambiente *Workbench*, e para viabilizar a modelagem de propriedades acústicas, foi também utilizada a extensão *ACT Acoustics*.

Na fase de pré-processamento são envolvidos processos como inserção dos elementos constituintes do sistema, começando pelas suas propriedades geométricas. Com o modelo geométrico completo, inicia-se a discretização, ou seja, a obtenção da malha. Nessa etapa são considerados aspectos como a faixa de frequência de análise, tipo de elemento que será empregado, bem como o tamanho e geometria destes.

Com a malha pronta, inserem-se as propriedades do meio a ser simulado, que no caso, foi o ar, dentre estas, pode-se citar a densidade específica, a velocidade do som e a pressão de referência. É nessa fase que também são inseridas as condições de contorno, para representar aspectos como fonte sonora e terminações não-reflexivas, necessárias para obtenção da TL. Assim como as etapas do modelo analítico, aquelas desenvolvidas no modelo numérico serão melhor detalhadas no Capítulo 7, que foram desenvolvidas com a finalidade de validar a bancada experimental construída.

Finalizados esses processos, inicia-se a fase de solução do modelo numérico construído, no qual o *software* processa todas as informações inseridas nas etapas anteriores. Como será demonstrado, o tempo de processamento é um fator que depende diretamente da discretização realizada. A fase de pós-processamento consiste em plotar a curva de TL e em ajustar o modelo numérico de acordo com o número de elementos por comprimento de onda (*Elements per wavelength - EPW*), que é um critério utilizado para melhorar a precisão dos resultados obtidos.

Na etapa numérica da caracterização da MPP, é realizada simulação do tubo de impedância com MPP sendo o objeto de teste. Na fase de pré-processamento, a impedância analítica calculada conforme Dah-You Maa (1998), é utilizada em uma das condições de contorno pertencentes à simulação. Na fase de pós-processamento, são obtidos como resultados os níveis de pressão sonora em cada um dos dois microfones, que são levados em ambiente MATLAB<sup>®</sup>, para obtenção do coeficiente de absorção numérico. Essa etapa será melhor descrita no Capítulo 5, que também demonstra os resultados de acordo com o comprimento de cavidade adotado.

### 4.3 Método Experimental

O Método de Duas Cargas, também chamado de Método de Duas Impedâncias, foi escolhido para a etapa experimental de obtenção da TL porque, como demonstrado no Capítulo 2, o mesmo possibilita a obtenção desse parâmetro de maneira simplificada, por dispensar uma terminação anecóica, ou seja, com capacidade de reflexão sonora nula. Para viabilizar este método, é necessário uma bancada que contenha dois dutos, com microfones posicionados em quatro pontos equidistantes, um objeto de teste, fonte sonora

e um analisador digital de frequência.

Com isso, foi construída uma bancada experimental, cujos detalhes envolvidos serão melhor expostos no Capítulo 6, com dimensões adaptadas para sistemas de exaustão de grupos geradores de energia. Assim, posicionado o objeto de teste na bancada, a determinação da TL ocorre em dois testes: o primeiro com terminação com alta capacidade de absorção sonora, e o segundo com terminação fechada. Dessa forma, criam-se diferentes impedâncias entre os testes, consolidando o mesmo efeito caso este fosse realizado com uma terminação anecóica.

Com cada tipo de terminação são medidas as funções de transferência entre os microfones posicionados antes e depois do objeto de teste. O desenvolvimento matemático deste método, se baseia no MMT, e também é capaz de prever a TL apenas até a primeira frequência do corte dos dutos de teste.

O método experimental constitui-se como uma das etapas cruciais deste trabalho, pois é com os resultados obtidos nessa fase que será conhecido o comportamento dos modelos de filtros acústicos do tipo câmara de expansão com MPP. Por isso, a validação entre as etapas analítica e numérica contribuem para uma estimativa correta da TL experimental, além dos demais procedimentos para calibração e correções de amplitude e fase propostos para validação desse método.

A partir de então, inicia-se a fase de análise e comparação das curvas dos modelos de câmara de expansão com MPP, como mencionado anteriormente. Dessa maneira, este trabalho possibilita ao projetista, o conhecimento do potencial de atenuação sonora que tais elementos podem apresentar.

# 5 Caracterização Acústica da Placa Microperfurada

A caracterização acústica de placas microperfuradas (MPP) se dá por meio da determinação de sua impedância e do coeficiente de absorção sonoro, que são variáveis dependentes de suas características geométricas. Para determinação desses parâmetros de maneira analítica, é frequentemente utilizada a teoria de Maa (1975), que foi aplicada no presente trabalho, e será descrita na seção a seguir. Neste capítulo, também serão descritos o equacionamento e os procedimentos realizados para caracterização numérica e obtenção da MPP utilizada.

## 5.1 Teoria de Dah-You Maa

As placas microperfuradas (MPP) são elementos de absorção sonora que possuem características reativas, cujas microperfurações que as compõem adicionam resistência às ondas sonoras incidentes em sua superfície. Para que funcione como um material de absorção sonora, as placas microperfuradas (MPP) devem ser posicionadas frente a uma parede rígida, formando a chamada cavidade de apoio, que é o intervalo de ar entre a parede e a MPP, como demonstrado na Fig. (5.1) (HOU, 2009).

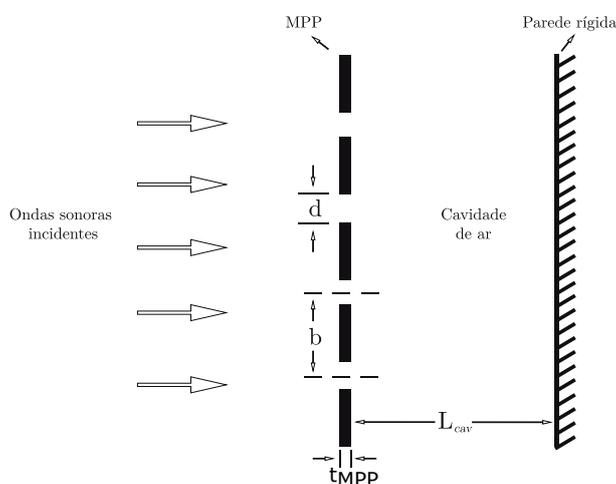


Figura 5.1 – MPP posicionada frente a uma cavidade de ar. Fonte: Liu *et al.* (2017).

A Figura 5.1 demonstra as principais propriedades geométricas utilizadas em seu projeto, com  $d$  sendo o diâmetro das perfurações,  $b$  a distância entre o centro das perfurações,  $t_{\text{MPP}}$  a espessura da placa, e  $L_c$  o comprimento da cavidade de apoio à MPP.

Segundo Hou (2009), no interior das microperfurações que constituem a MPP, a movimentação oscilatória do ar cria um elemento de massa no interior da perfuração, adicionando resistência e causando dissipação viscosa da energia sonora incidente. Esse elemento de massa combina-se com a rigidez do ar existente no interior da cavidade de apoio, criando um ressonador de um grau de liberdade, equivalente a um sistema massa-mola (MAREZE, 2009).

Semelhante aos demais materiais de absorção sonora, a caracterização acústica das MPPs se dá mediante fórmulas empíricas, que baseiam-se na determinação de características como impedância e coeficiente de absorção. Dentre as teorias utilizadas para este fim, é bastante conhecida a teoria clássica, proposta pelo cientista chinês Dah-You Maa (1975), que é baseada nos parâmetros geométricos como diâmetro e formato de perfurações, espessura da placa, porcentagem de área perfurada, etc.

A modelagem analítica de placas perfuradas havia sido anteriormente desenvolvida por Crandall (1926), sendo aprimorada para Placas Microperfuradas (MPP) por Maa (1975), que depois foi expandida em mais três trabalhos: (MAA, 1987), (MAA, 1998) e (MAA, 2001).

Maa (1975) modelou o MPP como uma rede de tubos curtos e estreitos, representando os furos, cujos espaçamentos entre cada um são maiores que o diâmetro de perfuração e menores que o comprimento de onda incidente. Assumindo um diferencial de pressão aplicado na terminação destes tubos, a equação do movimento do fluido no interior do mesmo, comparada ao comprimento de onda, é dada pela Eq.(5.1):

$$j\omega\rho_0u - \frac{\eta}{r_1} \frac{\partial}{\partial r_1} \left( r_1 \frac{\partial u}{\partial r_1} \right) = \frac{\Delta p}{t_{\text{MPP}}}, \quad (5.1)$$

na qual,  $u$  é a velocidade de partícula na direção axial,  $\rho_0$  é a densidade do ar,  $\omega$  a frequência angular,  $\eta$  é a viscosidade dinâmica do ar,  $r_1$  é o raio do vetor em coordenadas cilíndricas no interior do duto, e  $\Delta p$  é a diferença de pressão entre as extremidades do tubo.

Resolvendo a Eq. (5.1) em função da velocidade de partícula  $u$ , com o valor médio de  $\Delta p$  pela área de seção transversal do tubo, é determinada a impedância acústica específica de um pequeno duto ( $Z_1$ ), demonstrada pela Eq. (5.2):

$$Z_1 = \frac{\Delta p}{u} = j\omega\rho_0t_{\text{MPP}} \left[ 1 - \frac{2}{k_{\text{perf}}\sqrt{-j}} \frac{J_1(k_{\text{perf}}\sqrt{-j})}{J_0(k_{\text{perf}}\sqrt{-j})} \right]^{-1}. \quad (5.2)$$

Na Eq. (5.2),  $k_{\text{perf}} = r_0\sqrt{\rho_0\omega/\eta}$  é a constante de perfuração, que é diretamente proporcional à razão entre o raio e a espessura da camada limite viscosa no interior do tubo.

As demais variáveis são  $J_0$  e  $J_1$  são as funções de Bessel de ordens 1 e 0, respectivamente. Os valores limites de  $Z_1$  para valores máximos e mínimos de  $k_{\text{perf}}$ , são dados por (CRANDALL, 1926):

$$Z_1 \rightarrow \frac{4}{3}j\omega\rho_0t_{\text{MPP}} + \frac{32\eta t_{\text{MPP}}}{d^2}, k_{\text{perf}} < 1, \quad (5.3)$$

$$Z_1 \rightarrow j\omega\rho_0 + \frac{4\eta t_{\text{MPP}}}{d} \sqrt{\frac{\omega\rho_0}{2\eta}} (1 + j), k_{\text{perf}} > 10. \quad (5.4)$$

Frequentemente o valor de  $k_{\text{perf}}$  em MPPs são entre 1 e 10, por isso, Maa (1998) combinou as Eqs. (5.3) e (5.4), e desenvolveu uma fórmula aproximada para  $Z_1$ , conforme Eq. (5.5):

$$Z_1 = \frac{32\eta t_{\text{MPP}}}{d^2} \left(1 + \frac{k_{\text{perf}}^2}{32}\right)^2 + j\omega\rho_0 t_{\text{MPP}} \left(1 + \left(9 + \frac{k_{\text{perf}}^2}{2}\right)^{-1/2}\right). \quad (5.5)$$

A relação entre a quantidade de perfurações e a área perfurada é conhecida como a porcentagem de perfuração, ou porosidade  $\sigma$ , que em MPPs é da ordem de 1%, levando a hipótese de que um furo não exerce efeito sobre os demais (MAA, 1998). Porém outras variáveis como atrito do fluxo de ar na superfície do painel, e a baixa reatância de massa acústica, causada pelo fato de diâmetro do furo e a espessura da placa serem menores que o comprimento da onda sonora.

Isso mostra a semelhança a um pequeno pistão, no qual o ar é comprimido no interior dos pequenos furos, inserindo uma massa adicional na extremidade dos furos. Tais fatores são determinantes para a inclusão de fatores de correção na Eq. (5.2), que agora, considerando incidência normal de ondas, a impedância relativa normalizada da MPP (dividida pela impedância característica do meio ( $Z_0$ )),  $Z_{\text{MPP}}$ , é reescrita conforme Eq. (5.6):

$$Z_{\text{MPP}} = \frac{Z_1}{(\sigma\rho_0c)} = r_{\text{MPP}} + j\omega m_{\text{MPP}}. \quad (5.6)$$

Como demonstrado, a impedância relativa divide-se em partes real, também chamada de reatância, expressa por  $r_{\text{MPP}}$ , e parte imaginária, ou resistância,  $\omega m_{\text{MPP}}$ . Ambas são expressas separadamente pela Eq. (5.7) e Eq.(5.8), respectivamente:

$$r_{\text{MPP}} = \frac{32\eta t_{\text{MPP}}}{\sigma\rho_0cd^2} \left[ \left(1 + \frac{k_{\text{perf}}^2}{32}\right)^{1/2} + \frac{\sqrt{2}}{32} k_{\text{perf}} \frac{d}{t_{\text{MPP}}} \right], \quad (5.7)$$

$$\omega m_{\text{MPP}} = \frac{\omega t_{\text{MPP}}}{\sigma c} \left[ 1 + \left(1 + \frac{k_{\text{perf}}^2}{2}\right)^{-1/2} + 0,85 \frac{d}{t_{\text{MPP}}} \right]. \quad (5.8)$$

Nesse caso, a constante de perfuração  $k_{\text{perf}}$ , assume o seguinte valor:

$$k_{\text{perf}} = d\sqrt{\frac{\omega\rho_0}{4\eta}}. \quad (5.9)$$

Para que seja um material de absorção efetivo, a MPP deve ser posicionada frente a uma cavidade de apoio, que geralmente é uma superfície sólida ou parede. Dessa maneira, a distância entre o MPP e essa cavidade, constitui-se como um parâmetro influente no potencial de absorção da MPP. Essa influência ocorre analiticamente na parte imaginária da impedância relativa da MPP, sendo portanto, mantida a parte real, e adicionada a parte imaginária a reatância relativa a cavidade, dada pela Eq. (5.10).

$$Z_{\text{cav}} = -\cot\left(\frac{\omega L_c}{c}\right), \quad (5.10)$$

na qual  $L_c$  representa a distância entre a MPP e a parede rígida, também chamado de comprimento da cavidade de apoio à MPP. Portanto, a impedância relativa de uma MPP posicionada frente a uma cavidade de ar, é representada pela Eq. (5.11):

$$Z_{\text{TOTAL}} = Z_{\text{MPP}} + Z_{\text{cav}}. \quad (5.11)$$

Dessa maneira, para incidência normal de ondas, o coeficiente de absorção da MPP é dado em função de sua impedância relativa, conforme Eq. (5.12):

$$\alpha_{\text{MPP}} = \frac{4r}{(1+r)^2 + (\omega m - \cot\left(\frac{\omega L_c}{c}\right))^2}. \quad (5.12)$$

Maa (1987) descreve que o valor máximo do coeficiente de absorção de uma MPP ocorre quando a soma entre a reatância da placa e da cavidade se iguala a zero. Dessa maneira, pela Eq. (5.13) é possível obter o valor máximo do coeficiente de absorção.

$$\alpha_{\text{máx}} = \frac{4r}{(1+r)^2}. \quad (5.13)$$

A frequência onde ocorre este valor, também chamada de frequência de ressonância da MPP,  $\omega_0$ , é dada pela resolução da Eq.(5.14):

$$\omega_0 m - \cot\frac{\omega_0 L_c}{c} = 0. \quad (5.14)$$

Maa (2001) também desenvolveu essas equações para incidência difusa, bem como para o tipo de perfuração em fendas. Porém, não serão expostas neste trabalho, visto que apenas será considerada incidência normal de ondas.

## 5.2 Método de Dois Microfones - Equacionamento

Nesta seção serão demonstradas as equações envolvidas no Método de Dois Microfones (*Two Microphone Method*), que é a maneira experimental comumente utilizada para

determinar propriedades acústicas de materiais. Os princípios matemáticos envolvidos neste método baseiam-se no Método da Função de Transferência. Apesar de este experimento não ter sido realizado na etapa experimental realizada neste trabalho, o mesmo foi simulado em MEF, como será demonstrado na 5.3.

Esse método é descrito pela norma ISO 10534-2 (1998), que estabelece diretrizes para o projeto e montagem da configuração necessária para obtenção de tais propriedades. Segundo a norma, basicamente é necessário um tubo de seção transversal constante, dois microfones e um sistema de análise de frequência digital, para que sejam determinadas as propriedades acústicas dos materiais sob incidência normal.

A Figura (5.2) demonstra a configuração utilizada para medição das propriedades citadas.

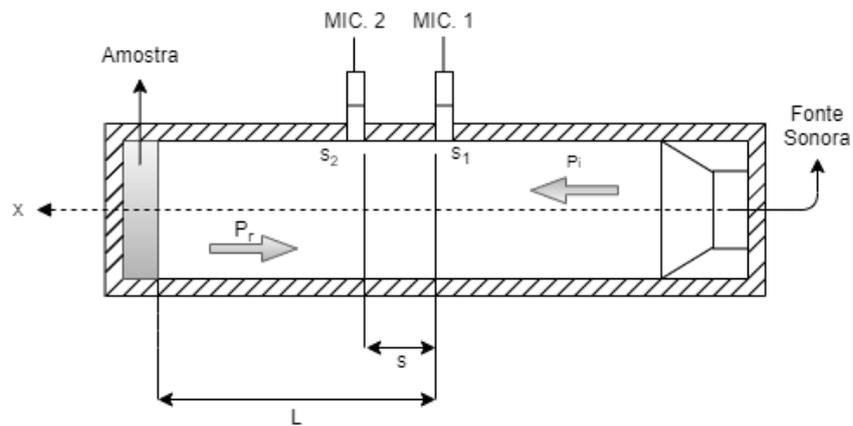


Figura 5.2 – Esquema para medição de impedância acústica e coeficiente de absorção em um tubo de impedância via Método de Dois Microfones.

Basicamente, uma fonte sonora emite ondas planas em uma das extremidades do tubo (circular ou retangular), e a amostra do material é posicionada na outra extremidade. Os microfones são posicionados na parede do duto, em duas posições diferentes, medindo as pressões acústicas em ambos locais. A pressão sonora incidente ( $p_i$ ) e a pressão sonora refletida ( $p_r$ ) ao passar pela amostra de material são matematicamente expressas pelas seguintes equações:

$$p_i(f) = P_i(f)e^{jk_0s}, \quad (5.15)$$

$$p_r(f) = P_r(f)e^{-jk_0s}, \quad (5.16)$$

nas quais  $P_i(f)$  e  $P_r(f)$  são as magnitudes de  $p_i(f)$  e  $p_r(f)$  no plano de referência, no caso,  $x$ , como ilustrado na Fig. (5.2). A variável  $k_0$  é o número de onda complexo ( $k_0 = k'_0 - jk''_0$ ). Dessa forma, em cada microfone, a pressão sonora resultante nos microfones 1 e 2, respectivamente é dada pelas Eqs. (5.17) e (5.18).

$$p_1 = P_i(f)e^{jk_0s_1} + P_r(f)e^{-jk_0s_1}, \quad (5.17)$$

$$p_2 = P_i(f)e^{jk_0s_2} + P_r(f)e^{-jk_0s_2}. \quad (5.18)$$

A função de transferência da onda incidente,  $H_I$ , e da onda refletida,  $H_R$ , são dadas por:

$$H_I = \frac{P_i(f)e^{jk_0s_1}}{P_i(f)e^{jk_0s_2}} = e^{-jk_0(s_1-s_2)}, \quad (5.19)$$

$$H_R = \frac{P_r(f)e^{-jk_0s_1}}{P_r(f)e^{-jk_0s_2}} = e^{jk_0(s_1-s_2)}. \quad (5.20)$$

Segundo Lima (2008), como o duto é reto, assume-se que o sistema acústico é passivo linear, podendo ser estabelecida uma relação entre  $p_i$  e  $p_r$ . Sendo assim, é determinado o coeficiente de reflexão complexo, segundo Eq. (5.21):

$$R = \frac{p_r}{p_i}. \quad (5.21)$$

Adotando  $P_r = Rp_i$ , e substituindo nas Eqs. (5.18) e (5.19), é obtida a função de transferência entre os microfones 1 e 2, conforme Eq. (5.22):

$$H_{12} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{e^{jk_0s_2} + Re^{-jk_0s_2}}{e^{jk_0s_1} + Re^{-jk_0s_1}}; \quad (5.22)$$

Isolando  $R$  e substituindo na Eq. (5.22), é demonstrado pela Eq.(5.23) o coeficiente de reflexão de acordo com a função de transferência:

$$R = \frac{H_{12} - H_I}{H_R - H_{12}}e^{2jk_0s_1} = R_r + jR_i, \quad (5.23)$$

na qual  $R_r$  é a parte real e  $R_i$  é a parte imaginária do coeficiente de reflexão complexa. Então, em função do coeficiente de reflexão, pode ser escrito o de absorção, conforme apresenta a Eq. (5.24).

$$\alpha = 1 - |R|^2. \quad (5.24)$$

O coeficiente de absorção ( $\alpha$ ) consiste em uma relação entre a potência sonora absorvida pelo material em teste, e aquela de incidência normal ao material (ISO, 1998). Seu valor varia entre 0 e 1, com seu valor máximo indicando que o material é um ótimo absorvedor de energia sonora. Outra propriedade importante a ser determinada é a impedância de superfície do material ( $Z_3$ ), que também é dada em função do coeficiente de reflexão complexo, pela Eq. (5.25):

$$\frac{Z_3}{\rho_0c} = \frac{M}{\rho_0c} + j\frac{X}{\rho_0c} = \frac{(1+R)}{(1-R)}, \quad (5.25)$$

em que  $\rho_0c$  é a impedância relativa do meio,  $M$  é a parte real e  $X$  a parte imaginária da impedância acústica específica da amostra estudada, que é definida como o quociente

entre a pressão sonora complexa, e o vetor de velocidade de partícula. Em outros termos, a impedância é a resistência que o material apresenta à passagem do som.

Como o MMT é baseado na propagação de ondas planas, a máxima faixa de frequência das medições, ( $f_{\max}$ ), é determinada de acordo com as dimensões do duto utilizado, isto é, deve ser menor que sua primeira frequência de corte. Porém, é recomendado pela norma ISO 10534-2 (1998), que a frequência máxima de trabalho em dutos circulares seja calculada conforme Eq. (5.26):

$$f_{\max} < \frac{0,58c}{d_{\text{duto}}}, \quad (5.26)$$

na qual  $d_{\text{duto}}$  é o diâmetro do tubo de impedância em metros. A frequência mínima de medições deve ser determinada segundo a precisão dos equipamentos, desde que esta seja menor que 5% do comprimento de onda relativo a  $f_{\max}$ . Conhecendo-se o valor de  $f_{\max}$ , é calculado o espaçamento entre os microfones, conforme demonstra a Eq.(5.27):

$$s < \frac{0,45c}{f_{\max}}. \quad (5.27)$$

Porém, Bodén e Åbom (1986) com a intenção de minimizar a influência de erros de medição no método de dois microfones, estabeleceram uma relação entre o espaçamento de microfones e a faixa de frequência de trabalho. Essa relação é obtida conforme Eq. (5.28):

$$\frac{0,1c}{2s} < f < \frac{0,8c}{2s}. \quad (5.28)$$

Dessa maneira, o espaçamento entre os microfones define a faixa de frequência de trabalho válida para as medições. Portanto, foi utilizada a Eq. 5.1 para determinar as frequências utilizadas para obtenção do coeficiente de absorção e impedância acústica, como será demonstrado na Seção 4.2.

### 5.3 Simulação: Tubo de Impedância 3D

Para obtenção numérica do coeficiente de absorção, foi realizada a simulação 3D do Método de Dois Microfones em Tubo de Impedância, que é o método experimental mais utilizado para obtenção dessas propriedades, cujo equacionamento foi demonstrado na Seção 5.2. Nas seguintes seções serão explícitos os detalhes envolvidos nessa simulação, bem como as propriedades geométricas da MPP utilizada neste trabalho. Serão demonstradas as comparações entre os resultados obtidos com as duas maneiras, consolidando a validação da simulação realizada.

Na prática, o Método de Dois Microfones necessita de uma fonte sonora, que é acoplada a uma das extremidades de um duto de paredes rígidas e seção transversal

constante, no qual são alocados dois microfones. Estes, por sua vez, são interligados a um sistema para análise de frequência digital, e, na extremidade oposta a fonte, é inserida uma amostra do material a ser estudado. O método é regulamentado pela ISO 10.534-2 (1998), com desenvolvimento matemático baseado no Método da Função de Transferência.

Semelhante ao procedimento descrito para obtenção do modelo numérico da câmara de expansão simples, nesse caso, o primeiro passo é a inserção das propriedades geométricas do sistema. A ideia central é a modelagem 3D do tubo de impedância, iniciando pela geometria de um duto com seção transversal circular uniforme, para representá-lo.

Nesse caso, o duto simulado possui diâmetro de 0,06 m e comprimento de 0,5 m, com frequência de corte de 3348,2 Hz, calculada conforme Eq. (3.29). Tais dimensões foram escolhidas com base no modelo de tubo de impedância BSWA Tech ®. As propriedades do fluido simulado, o ar, foram a densidade específica de  $\rho = 1,21 \text{ kg/m}^3$  e a velocidade do som de 343 m/s. Com a intenção de conhecer o comportamento de absorção sonora em baixas frequências, foi calculado, conforme Eq. (5.1), um espaçamento entre microfones de 0,17 m, garantindo medições na seguinte faixa de frequência:

$$101\text{Hz} < f < 807\text{Hz}.$$

Apesar de o modelo numérico possibilitar a medição da pressão e velocidade de partícula em qualquer ponto, a determinação dessa faixa de frequências das medições permite análises na região de propagação de ondas planas. Isso demonstra que o espaçamento entre microfones pode ser alterado de acordo com a faixa de frequência, ficando a critério do projetista.

O próximo passo é a discretização do modelo geométrico, ou obtenção da malha, no qual foi utilizado o elemento FLUID30. Para definição do tamanho dos elementos da malha, foi respeitado o critério de no mínimo 12 elementos por comprimento de onda (EPW). A Figura (5.3) ilustra o modelo discretizado obtido.

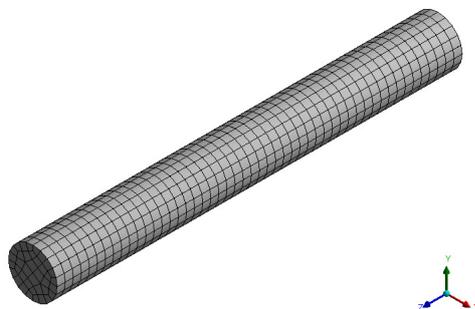


Figura 5.3 – Modelo Numérico do Tubo de Impedância Acústica.

De posse da malha, é iniciado o processo de inserção das condições de contorno, para representar os demais elementos do sistema. A fonte sonora é representada nos nós

da face de uma das extremidades do duto, pela excitação do tipo *Acoustic Mass Source*, com magnitude de  $1 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ .

A representação dos microfones deu-se por meio da condição de contorno *Acoustic Pressure*, que possibilita a aferição da pressão sonora em função da frequência, nos nós referentes às posições dos microfones. Por fim, para plotar a função de transferência em cada posição de microfone, é imposta a condição *Acoustic Time Frequency Plot*. Dessa maneira, é possível obter os valores complexos das funções de transferência entre os microfones em função da frequência.

Uma das maneiras de representar materiais de absorção sonora no ANSYS®, é por meio da impedância relativa do material, pela condição de contorno *Acoustic Impedance Boundary*. Dessa maneira é possível inserir, caso seja conhecida, a impedância ou admitância acústica do material, constante com a frequência, como um vetor. Os valores de impedância na faixa de frequência de trabalho foram determinados no software MATLAB®, utilizando a teoria clássica de determinação do desempenho acústico da MPP, baseada nos estudos de Maa (1998).

Utilizando a condição de contorno citada, foram inseridos em função da frequência, os valores reais e imaginários de impedância relativa, calculados conforme Eq.(5.11), porém multiplicados pela impedância relativa do ar. A resposta final fornecida pelo *software* é a função de transferência complexa entre cada um dos microfones, em um arquivo de texto (.txt). A partir de então, esses dados são levados para o ambiente MATLAB®, no qual o equacionamento descrito na Seção 5.1 foi aplicado, para obtenção do coeficiente de absorção da MPP.

## 5.4 Placa Microperfurada Fabricada

Para viabilizar a obtenção experimental da TL dos filtros acústicos com MPP, foi fabricado um modelo, cujas características serão melhor detalhadas a seguir. Como exposto na Seção 1.1, a aplicação prática proposta visa o controle de ruído em geradores de energia elétrica, que possui maior incidência em baixas frequências. Dessa maneira, a MPP foi projetada para que o seu coeficiente de absorção apresentasse valores máximos entre 250 a 350 Hz. Sendo assim, a MPP projetada possui os parâmetros listados na Tabela 2.

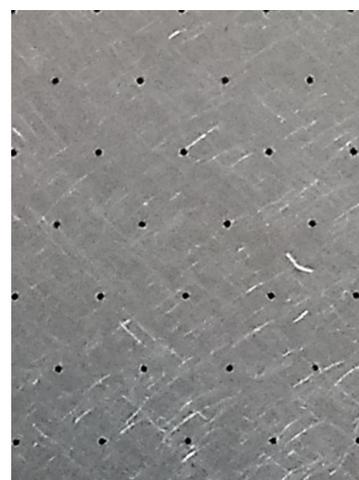
Tabela 2 – Propriedades Geométricas da Placa Microperfurada.

Parâmetro	Valor	Dimensão
Área	0,05	$\text{m}^2$
Diâmetro de Perfuração (d)	0,15	mm
Espessura da Placa (t)	0,18	mm
Espaço entre os Furos (b)	1,5	mm
Porcentagem de Perfuração ( $\sigma$ )	0,79%	–

Na Figura (5.4(a)) pode ser vista a MPP fabricada, numa vista total da geometria da mesma e também, na (5.4(b)) uma ampliação da área microperfurada, para uma melhor visualização da maneira como as microperfurações são dispostas na placa.



(a) Vista Frontal.



(b) Ampliação da Área Microperfurada.

Figura 5.4 – Placa Microperfurada utilizada.

O presente modelo foi fabricado em aço inoxidável, cujas propriedades mecânicas, fornecidas pelo fabricante, são listadas na Tabela 3, visando a sua inserção no interior dos protótipos de câmaras de expansão com dutos estendidos propostos.

Tabela 3 – Propriedades Mecânicas da Placa Microperfurada.

Propriedade	Valor	Dimensão
Módulo de Elasticidade	200	GPa
Densidade	8000	kg/m <sup>3</sup>
Coefficiente de Poisson	0,3	–

A escolha da geometria pertencente a mesma, foi motivada pela maneira como a mesma será inserida experimentalmente no interior do filtro acústico. Dessa maneira, a mesma pode ser posicionada na extremidade interna da extensão dos dutos. Quanto ao comprimento da cavidade de apoio utilizada, foi demonstrado na Fig. (4.2), que este valor será 0,3 m e 0,2 m, visto que este será garantido pelo espaço entre a extremidade do duto de entrada e a parte interna da câmara.

Esses valores foram escolhidos visando uma boa adaptação entre os modelos, tanto na fase experimental, como numérica. Dessa maneira, a Tab. 4 lista os valores de pico de coeficiente de absorção e frequência encontrados para os dois valores de comprimento de cavidade de apoio citados.

Tabela 4 – Máximo Coeficiente de Absorção e Frequência de Pico de acordo com o Comprimento da Cavidade de Apoio.

$L_c$	$\alpha_{m\acute{a}x}$	$\omega_0$
0,2 m	0,9395	352 Hz
0,3 m	0,9444	250 Hz

Como a primeira etapa para obtenção do coeficiente de absorção consiste no cálculo da impedância relativa da MPP, a mesma foi obtida para os dois comprimentos de cavidade citados. A Fig.(??(a)) demonstra as partes real e imaginária da impedância relativa, calculada para um  $L_c$  de 0,3 m, e a Fig.(??(b)) aquela calculada para  $L_c$  de 0,2 m, respectivamente.

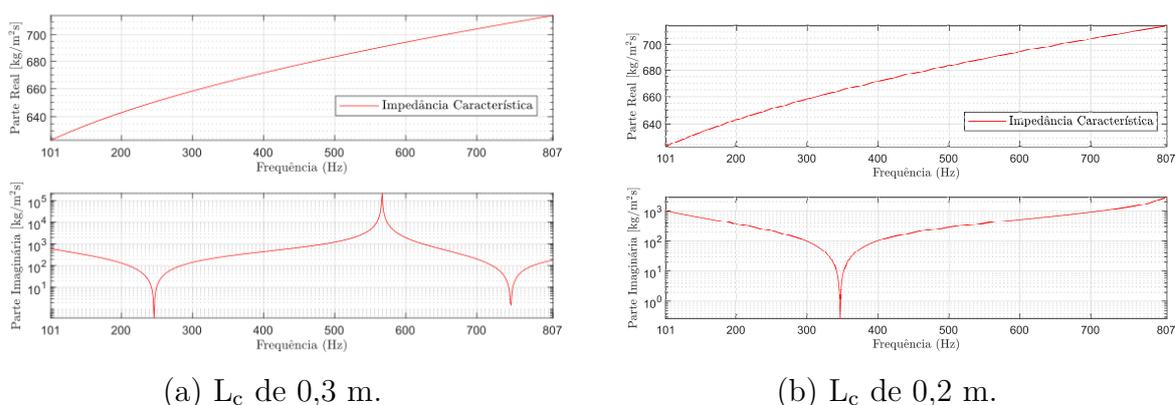
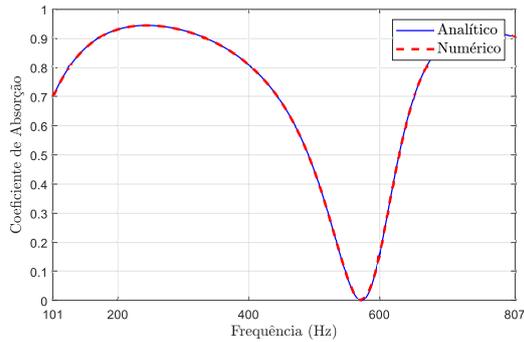


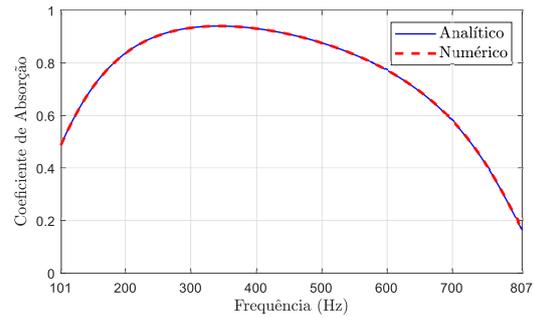
Figura 5.5 – Impedância Acústica Característica da Placa Microperfurada utilizada.

As curvas de impedância demonstram que a parte imaginária apresenta valores mínimos na mesma frequência onde se localizam os valores máximos de absorção. Já o encontro entre as curvas real e imaginária representam a faixa de frequência na qual os valores de absorção começam a diminuir, sendo que o pico de máximo da parte imaginária representa exatamente a absorção nula. Os valores da parte real mantiveram-se constante em cerca de  $1000 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ , o que representa a alta resistência oferecida pelas microperfurações e pela fina espessura a qual a placa foi fabricada.

Ao serem inseridos esses valores de impedância no modelo numérico, foram obtidos os seguintes coeficientes de absorção para ambos os valores de comprimento da cavidade de apoio. As curvas da Fig. (5.6) demonstram o diferente comportamento do coeficiente de absorção da MPP, diante do  $L_c$ , o que está diretamente ligado à influência de seu comportamento no interior do filtro acústico.



(a)  $L_c = 0,3\text{m}$ .



(b)  $L_c = 0,2\text{m}$ .

Figura 5.6 – Coeficientes de Absorção da MPP testada.

No caso da Fig.(5.6(a)) em que a MPP possui  $L_c$  de 0,3 m, os valores de máximo estão localizados de 101 a 400 Hz, apresentando valores nulos em cerca de 580 Hz. Para  $L_c$  de 0,2 m, demonstrados na Fig. (5.6(b)), foram obtidos valores máximos de 200 até 600 Hz, com valores mínimos nas faixas de frequências próximas de 900 Hz.

A compatibilidade entre as curvas analítica e numérica demonstra que a metodologia utilizada para estimativa das propriedades da MPP é correta, porém depende do espaçamento entre os microfones escolhido, para que seja expressa na faixa de frequência de interesse. Isso demonstra uma flexibilidade quanto ao espaçamento de microfones, podendo este ser alterado para que sejam obtidos resultados em outra faixa de frequência. Dessa forma, não só a MPP, como também outros materiais de absorção sonora, podem ser simulados desta maneira, desde que conheça-se sua impedância acústica em função da frequência.

## 5.5 Validação da caracterização da MPP

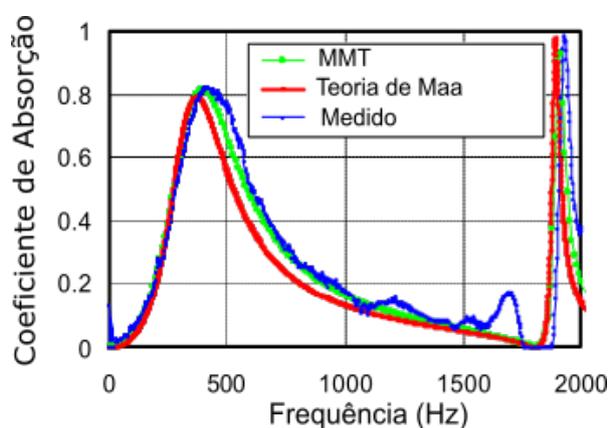
Para validar e consolidar a modelagem analítica da MPP desenvolvida no presente trabalho, fez-se necessário utilizar exemplos disponíveis na literatura. Sendo assim, é possível garantir uma correta caracterização analítica da MPP, de acordo com a comparação entre os trabalhos que vem sendo desenvolvidos a cerca das MPPs. Portanto, tomou-se como exemplo o artigo de [Tao \*et al.\* \(2005\)](#), que apresentou um método alternativo para determinação do coeficiente de absorção de alguns tipos de MPP.

Em seu trabalho, os autores utilizaram medições experimentais da impedância acústica que em conjunto com o MMT, e com a teoria de Dah-You ([MAA, 1998](#)), afim de obter resultados mais precisos na caracterização de MPP. Nesse caso, os autores descreveram a maneira de obter o coeficiente de absorção de MPP que contém furos uniforme e não uniformemente circulares, utilizando o MMT. Uma das MPPs que continham furos com formatos uniformemente circulares, semelhante à utilizada no presente trabalho, continha as seguintes propriedades geométricas:

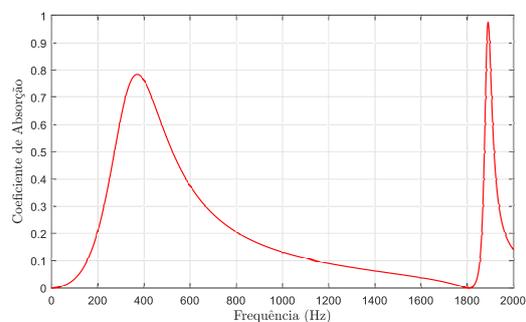
Tabela 5 – Parâmetros geométricos da MPP de (TAO *et al.*, 2005).

Parâmetro	Valor	Dimensão
Diâmetro de Perfuração (d)	1	mm
Espessura da Placa (t)	1	mm
Porcentagem de Perfuração ( $\sigma$ )	1%	–
Comprimento Cavidade de Apoio	95	mm

Com isso, os autores obtiveram o coeficiente de absorção demonstrado na Fig.(5.7(a)), que demonstra a obtenção das curvas de absorção da MPP de três maneiras: via MMT, pela teoria de Dah-You Maa e com testes experimentais. Para comparar com o equacionamento analítico aqui utilizado, o coeficiente de absorção dessa MPP também foi calculado, sendo demonstrado na Fig.(5.7(b)).



(a) Coeficiente de absorção obtido por (TAO *et al.*, 2005).



(b) Coeficiente de absorção obtido no presente trabalho analiticamente.

Figura 5.7 – Comparação da obtenção analítica do coeficiente de absorção da MPP com aquele obtido por (TAO *et al.*, 2005).

A semelhança entre as figuras demonstra a validade do método analítico utilizado na fase de caracterização da MPP projetada no presente trabalho, tendo em vista que o artigo citado apresentou valores obtidos experimentalmente. Isso demonstra que mesmo que a caracterização experimental da MPP não tenha sido feita, aqueles realizados analítica e numericamente foram corretamente desenvolvidos.

# 6 Bancada Experimental para Estimativa da Perda de Transmissão

Uma das fases mais importantes em caracterização acústica é a fase experimental, pois em conjunto com as técnicas analíticas e numéricas, proporciona ao projetista uma estimativa do real desempenho dos materiais testados. Durante anos, têm sido desenvolvidas técnicas experimentais visando tornar este processo mais fácil, rápido e confiável.

Uma dessas técnicas é o Método de Dois Microfones, muito utilizado para caracterização acústica de materiais, pois por meio deste é determinada a impedância acústica e coeficiente de absorção, como descrito na Seção 2.2. No presente trabalho, esse método foi utilizado para caracterização acústica da placa microperfurada (MPP) utilizada, porém apenas de maneira numérica.

No que diz respeito à determinação a Perda de Transmissão (TL), são bem desenvolvidas e utilizadas técnicas como o Método de Duas Fontes e o Método de Duas Cargas, que também foram resumidamente descritos na Seção 2.2. Em tais métodos são utilizados dois dutos de medição, que necessitam de diferentes impedâncias na terminação do duto de teste. Nesses dutos são posicionados quatro microfones, alto-falante e sistemas eletrônicos para geração e processamento de sinais.

No presente trabalho, o método experimental utilizado foi o Método de Duas Cargas, pois além de ser de fácil execução, possui desenvolvimento matemático via Método da Matriz de Transferência (MMT), facilitando sua adaptação para filtros acústicos. O equacionamento pertencente a este método será melhor detalhado na seção 6.1.

Para realização deste método, foi montada uma bancada de testes, no Laboratório de Acústica e Vibrações da Universidade de Brasília, no campus Faculdade do Gama. A montagem e realização de tais testes, foi conforme descrito pela norma ASTM E-2611 (2017) que dispõe diretrizes para tal. A descrição da montagem, adaptações, equipamentos utilizados, bem como a calibração da bancada, serão demonstrados a partir da seção 6.2.

## 6.1 Método de Duas Cargas - Equacionamento

O objetivo principal desse método é a determinação da perda de transmissão (TL) sob incidência de ondas normal à superfície do objeto de teste, por meio de seu coeficiente de transmissão. Para medição dessas propriedades pelo Método de Duas Cargas, é necessário dois tubos de seção transversal constante, uma fonte sonora, quatro microfones montados a jusante e a montante do objeto de teste, e um sistema digital de análise de frequência. A Figura (6.1) demonstra a configuração de bancada de teste proposta pela norma ASTM E-2611 (2017) para que ocorram as medições com o Método de Duas Cargas.

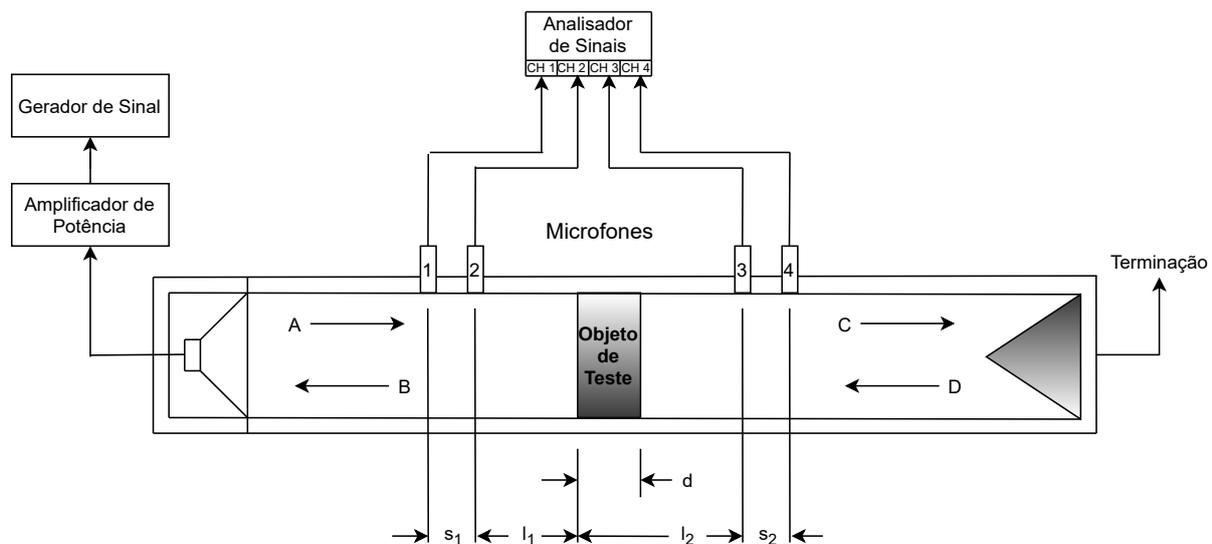


Figura 6.1 – Esquema para medição da TL utilizando o Método de Duas Cargas. Fonte: ASTM (2017).

Nesse método, são realizadas duas medições, com diferentes terminações: uma anecóica (não-reflexiva) e outra fechada ou aberta, de forma que ambas possuam impedâncias diferentes (TAO; SEYBERT, 2003). Na tentativa de alcançar mudanças de impedância que dispensem o uso de terminação anecóica, normalmente em uma das medições utiliza-se materiais com alto coeficiente de absorção sonora, consolidando a mudança de impedância necessária.

Dessa forma, os microfones medem a pressão sonora das ondas incidentes e refletidas a montante, e transmitidas e refletidas a jusante do objeto de teste, denotadas pelas letras A, B, C e D, na Fig. (6.1). O objeto de teste geralmente é uma amostra de material, montando dentro do duto. Porém, como o desenvolvimento matemático desse método é baseado no MMT, torna-se de fácil adaptação para filtros acústicos, visto que estes também são modelados por esta teoria (CAVALHEIRO, 2015).

Para obter a matriz de transferência do sistema, é necessário medir a pressão sonora em quatro locais: dois a montante e dois a jusante do objeto de teste, o que significa que foram utilizados quatro microfones. Geralmente, um destes é utilizado como referência, em

relação aos demais, para que sejam medidas as funções de transferência entre os microfones, em cada teste. Essa função de transferência ( $H_{n,\text{ref}}$ ) é um valor complexo, e é obtida entre o microfone de referência e os demais, por meio da Eq. (6.1):

$$H_{n,\text{ref}} = \frac{G_{n,\text{ref}}}{G_{\text{ref,ref}}} = |H| e^{j\varphi} = H_r + H_i. \quad (6.1)$$

O índice subscrito ref denota o microfone de referência, e  $n$  os demais microfones. A variável  $G_{n,\text{ref}}$  representa o espectro de potência cruzada do sinal da pressão sonora do microfone na posição  $n$  em relação ao ref, e  $G_{\text{ref,ref}}$  representa o auto-espectro de potência do sinal de pressão sonora no local do microfone de referência.

Dessa maneira, são obtidas as quatro funções de transferência, ou seja, quatro equações lineares que serão utilizadas para resolver os parâmetros das matrizes de transferência que descrevem o sistema. Considerando que são utilizados dois tipos de terminação, são determinadas duas matrizes de transferência, demonstradas pelas Eqs. (6.2) e (6.3), nas quais os índices 'a' e 'b' denotam as duas diferentes terminações utilizadas, e  $x = 0$  e  $x = d$  representam as faces da amostra de material a ser testada.

$$\begin{bmatrix} p_a \\ u_a \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_a \\ u_a \end{bmatrix}_{x=d}, \quad (6.2)$$

e

$$\begin{bmatrix} p_b \\ u_b \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_b \\ u_b \end{bmatrix}_{x=d}. \quad (6.3)$$

Em cada tipo de terminação, as ondas acústicas que se propagam no interior do duto, como demonstram as setas na Fig. (6.1), são decompostas de acordo com suas direções (para frente, ou para trás), como mostram as seguintes equações:

$$A = j \frac{H_{1,\text{ref}} e^{-jkl_1} - H_{2,\text{ref}} e^{-jk(l_1+s_1)}}{2senks_1}, \quad (6.4)$$

$$B = j \frac{H_{2,\text{ref}} e^{jk(l_1+s_1)} - H_{1,\text{ref}} e^{jkl_1}}{2senks_1}, \quad (6.5)$$

$$C = j \frac{H_{3,\text{ref}} e^{jk(l_2+s_2)} - H_{4,\text{ref}} e^{jkl_2}}{2senks_2}, \quad (6.6)$$

e

$$D = j \frac{H_{4,\text{ref}} e^{-jkl_2} - H_{3,\text{ref}} e^{-jk(l_2+s_2)}}{2senks_2}, \quad (6.7)$$

nas quais,  $k$  é o número de onda, e as distâncias  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $s_1$  e  $s_2$  são as distâncias relacionadas ao espaçamento entre os microfones e o objeto de teste, representadas na Fig. (6.1). Para ambos os tipos de terminação, é necessário determinar a pressão acústica e a velocidade de partícula, de acordo com a face do objeto de teste (em  $x = 0$  e em  $x = d$ ):

$$p_0 = A + B \quad p_d = Ce^{-jkd} + De^{+jkd} \quad (6.8)$$

$$u_0 = (A - B)/\rho c \quad u_d = (Ce^{-jkd} - De^{+jkd})/\rho c. \quad (6.9)$$

Dos valores de pressão acústica e velocidade de partícula, a matriz de transferência do objeto de teste é escrita conforme Eq. (6.10):

$$T = \begin{bmatrix} \frac{p_{0a}u_{db} - p_{0b}u_{da}}{p_{da}u_{db} - p_{db}u_{da}} & \frac{p_{0b}p_{da} - p_{0a}p_{db}}{p_{da}u_{db} - p_{db}u_{da}} \\ \frac{u_{0a}u_{0b} - u_{0b}u_{da}}{p_{da}u_{db} - p_{db}u_{da}} & \frac{p_{da}u_{0b} - p_{db}u_{0a}}{p_{da}u_{db} - p_{db}u_{da}} \end{bmatrix}. \quad (6.10)$$

Com base nisso, é possível obter o coeficiente de transmissão ( $\tau$ ), Eq. (6.11), que consiste na parcela adimensional da energia sonora incidente no material que é transmitida e irradiada para o meio, em uma faixa de frequência específica. Em outros termos, essa variável representa a capacidade de transmissão de energia sonora do material ou objeto de teste.

$$\tau = \frac{W_t}{W_i} = \frac{2e^{jkd}}{T_{11} + (T_{12}/\rho c) + \rho c T_{21} + T_{22}}, \quad (6.11)$$

no qual  $W_t$  e  $W_i$  são as potências sonora transmitida e incidente, respectivamente. Então, com o coeficiente de transmissão, é determinada a perda de transmissão (TL) de maneira experimental, sob incidência normal, descrita pela Eq. (6.12):

$$TL_n = 20 \log_{10} \left| \frac{1}{\tau} \right|. \quad (6.12)$$

Além destas propriedades, na norma ASTM E2611 (2017) são determinados também o coeficiente de reflexão, de absorção e a impedância característica sob incidência normal, em função do coeficiente de transmissão. Tendo em vista que o presente trabalho possui como objetivo a estimativa da TL de modelos de câmaras de expansão com MPP, apenas este parâmetro será demonstrado.

A norma descreve ainda, recomendações a respeito dos aspectos construtivos, como medidas de espaçamento entre os microfones e o objeto de teste, e também em relação à fonte sonora. Os aspectos relativos à aferição do sistema de teste, como medição do ruído de fundo, por meio da relação sinal-ruído (*Signal-to-Noise Ratio*), e correções de amplitude e fase entre os microfones de teste, também são descritos pela norma.

Seguindo todas essas recomendações, foi construída uma bancada experimental com dimensões adaptadas para aplicação em sistemas de exaustão de grupos geradores. Os processos construtivos envolvidos na construção dessa bancada serão melhor detalhados na seção seguinte.

## 6.2 Bancada Experimental

Após a validação entre as curvas de TL analítica e numérica do modelo de câmara de expansão simples, a fase experimental de obtenção desse parâmetro se deu por meio da montagem de uma bancada experimental. Essa bancada possibilita a medição da TL via Método de Duas Cargas, e foi montada conforme as diretrizes disponíveis na norma ASTM E2611 (2017). A Figura (6.2) ilustra uma foto dessa bancada, que foi construída no Laboratório de Acústica e Vibrações na Universidade de Brasília, campus Faculdade do Gama.

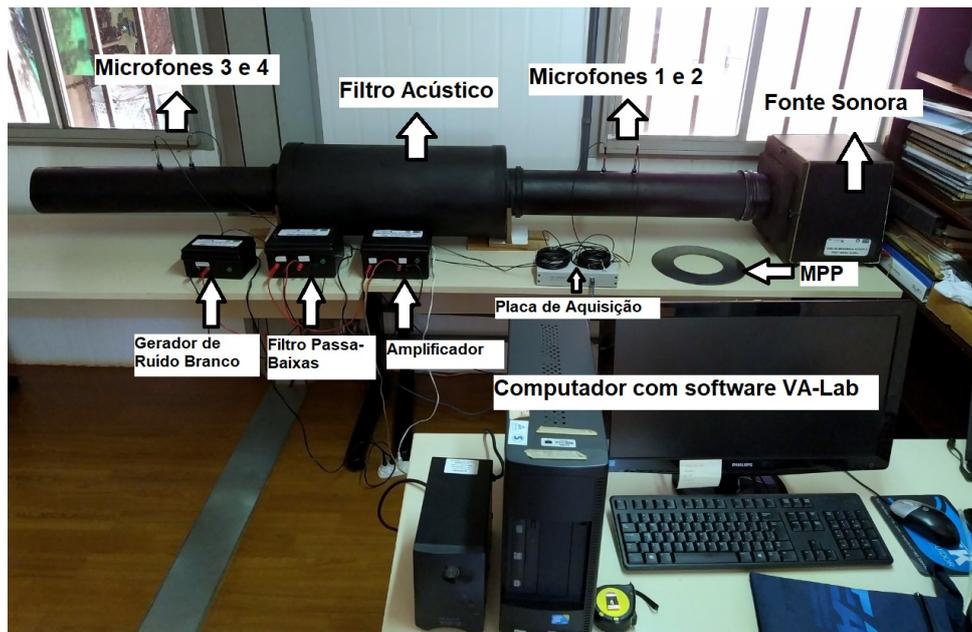


Figura 6.2 – Bancada Experimental utilizada neste trabalho para obtenção da TL dos modelos de filtros acústicos propostos neste trabalho.

No Apêndice A são demonstrados os desenhos técnicos da MPP e dos dutos de teste que constituem a bancada demonstrada. Em correspondência com a ASTM E-2611 (ASTM, 2017), a Fig (6.3) representa graficamente as ligações entre os elementos constituintes da bancada construída.

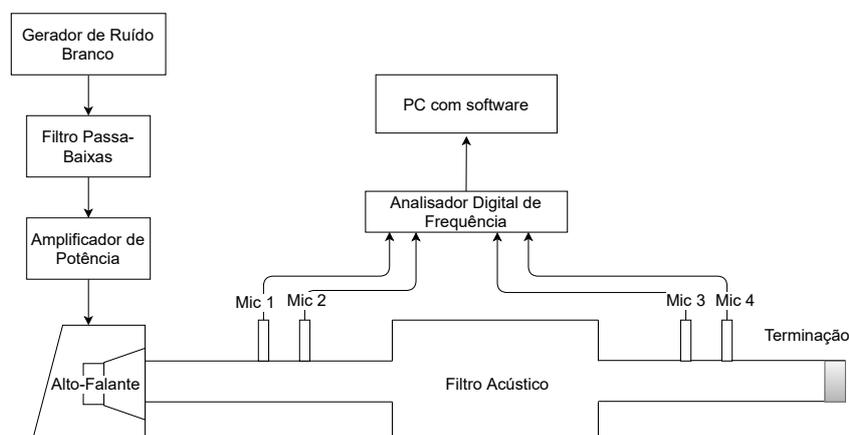


Figura 6.3 – Esquema da bancada experimental: equipamentos eletrônicos e dutos de teste.

As medições de TL foram realizadas na bancada experimental apresentada, em uma sala climatizada, com as condições de temperatura, pressão e umidade, listadas na Tabela 6.

Tabela 6 – Condições climáticas das medições experimentais.

<b>Temperatura</b>	22°C
<b>Pressão</b>	101325 Pa
<b>Umidade</b>	54%

As subseções a seguir descrevem os detalhes envolvidos na montagem do experimento, como equipamentos utilizados, dimensionamento e adaptações. Mais adiante, serão descritos os processos relativos à calibração e aferição do sistema, necessários para evitar a influência de erros experimentais nos resultados.

### 6.2.1 Equipamentos Utilizados

Como mencionado, a determinação da TL via Método de Duas Cargas requer a utilização de equipamentos eletrônicos para geração e processamento dos dados obtidos. O Laboratório de Acústica e Vibrações dispôs os seguintes equipamentos eletrônicos e materiais envolvidos na medição, listados na Tabela 7.

Tabela 7 – Equipamentos eletrônicos utilizados para determinação da TL em bancada experimental.

<b>Item</b>	<b>Descrição</b>
1	Alto-falante Markaudio Alpair-10 Gold 6 "Full Range Gen 2, 35 Watts RMS
2	Caixa acústica em MDF 12mm, para alto-falante
3	Quatro microfones de 1/4", modelo MPA416, BSWA Tech
4	Calibrador de microfone, modelo CA115, 114dB a 1000Hz, BSWA Tech
5	Placa de aquisição de dados de 4 canais, modelo MC3242, BSWA Tech
6	Computador com <i>software</i> de medição VA-Lab, BSWA Tech
7	Computador com <i>software</i> MATLAB®
8	Gerador de Ruído Branco
9	Amplificador de potência
10	Filtro passa-baixas

Tais equipamentos funcionam da seguinte maneira: o gerador de ruído branco envia o sinal ao filtro-passa baixas, que por sua vez, o envia ao amplificador de potência. O sinal amplificado é enviado ao alto-falante, enviando o sinal para os dutos de medição da bancada. Os quatro microfones que passam por processos de calibração e correção de amplitude e fase, são posicionados nesses dutos, e são responsáveis por medir o nível de pressão sonora transmitido e refletido, antes e depois do objeto de teste.

Esses dados são captados pela placa de aquisição, que os envia para o *software* VA-Lab, onde ocorre o processamento do sinal. No *software*, as curvas de TL são obtidas e levadas em ambiente MATLAB<sup>®</sup>, para plotagem dos gráficos.

O procedimento descrito é repetido, com o set-up exposto pela Figura (6.2) mantido, alterando-se apenas a configuração interna do filtro acústico, de acordo com os modelos propostos. Quanto às adaptações construtivas, como determinação do espaçamento entre microfones e confecção do suporte para alocação destes, são descritos detalhadamente na seção a seguir.

## 6.2.2 Dimensionamento e montagem

O primeiro passo para o dimensionamento da bancada experimental é a definição de sua faixa de frequência de trabalho. Tendo em vista que o MMT possui validade somente até a frequência de corte, essa foi adotada como a faixa de frequência de trabalho do presente trabalho, calculada conforme Eq.(3.33).

A tubulação de teste onde foram alocados os microfones, possuem diâmetro de 150 mm, com espessura de parede de 5 mm, sendo portanto sua frequência de corte de 1340 Hz. Esse valor é a frequência máxima de trabalho da bancada,  $f_{\max}$ , com a qual foi determinado o espaçamento entre os microfones,  $s_n$ , utilizando a Eq. (6.13):

$$s_n \ll \frac{c}{2f_{\max}}. \quad (6.13)$$

A variável  $s_n$  representa o espaçamento entre os microfones localizados em ambas as faces do objeto de teste, em metros,  $c$  é a velocidade do som no meio, no caso, 343 m/s. Dessa maneira,  $s_1$  e  $s_2$ , como mostrados na Fig. 6.1, equivalem a 0,10 m. A norma ASTM E 2611 ASTM (2017) recomenda que o espaçamento entre os microfones não deve ultrapassar 80% do valor de  $c/2f_{\max}$ .

Com relação à frequência mínima de trabalho,  $f_{\min}$ , a norma recomenda que a mesma seja determinada com base no espaçamento mínimo entre os microfones,  $s_n$ , ressaltando que este valor deve ser superior a 1% do comprimento de onda, ( $\lambda = \frac{c}{f_{\min}}$ ). Escrevendo matematicamente, a  $f_{\min}$  foi determinada conforme Eq. (6.14), sendo portanto 34,3 Hz.

$$f_{\min} = \frac{0,01c}{s}. \quad (6.14)$$

Dessa maneira, a faixa de frequência dos resultados obtidos pela bancada foi de:

$$34,3\text{Hz} < f < 1340\text{Hz}.$$

Diferentemente dos dutos de teste, os modelos de filtro acústico propostos possuem diâmetro de 0,3 m, o que resulta em uma frequência de corte de 670 Hz, o que significa

que esse valor é o limite de frequência de propagação de ondas planas no interior desse elemento. Isso indica que a bancada experimental possibilita a medição tanto nessa região de frequências, como além destas. Tendo em vista que o objeto de estudo é o filtro acústico, os resultados serão demonstrados apenas até 670 Hz, de modo que os efeitos acima dessa faixa de frequência não serão estudados no presente trabalho.

Outra dimensão determinada, foi aquela referente à distância entre a fonte e o primeiro microfone de medição, ( $l_1$ ), sobre o qual, a norma recomenda que seu valor seja no mínimo 3 vezes o valor do diâmetro do duto de medições, sendo portanto, 0,45 m. Foi determinada ainda, a distância entre o microfone mais próximo ao objeto de teste, que no caso, é o filtro acústico, recomendado pela norma que seja no mínimo 2 vezes o diâmetro do duto, sendo nesse caso, 0,3 m. Todas essas dimensões estão demonstradas no desenho técnico final da bancada de testes, demonstrado no Apêndice A.

A montagem da bancada experimental se inicia com a fonte sonora, que é constituída pelo alto-falante Markaudio Alpair-10 Gold 6 "Full Range Gen 2, que possui 35 Watts RMS e faixa de frequência de 40 a 23 kHz. O mesmo foi armazenado em uma caixa confeccionada em MDF 12 mm, revestida com material de alta absorção acústica, garantindo condições minimamente não reflexivas. A Figura (6.4) demonstra a caixa acústica com alto-falante embutido, utilizado como fonte sonora.



Figura 6.4 – Fonte Sonora utilizada na bancada de testes: alto-falante embutido na caixa acústica.

O sinal de teste foi fornecido ao alto-falante por um gerador de ruído branco, que passou por um filtro passa baixas, e por um amplificador, sendo enviado ao alto-falante embutido na caixa acústica. O projeto desses elementos foi descrito por (SILVA *et al.*, 2013), e são demonstrados pela Figura (6.5).



Figura 6.5 – Equipamentos utilizados para fornecimento do sinal de teste ao alto-falante.

Os quatro microfones utilizados são da marca BSWA Technology, do tipo campo livre, de 1/4", mostrados na Fig. (6.6 (a)). Para alocação dos microfones nas paredes do tubo, foram utilizadas uniões de engate rápido fabricadas em nylon, com diâmetro de 6mm, conforme mostra a Figura (6.6 (b)).



(a)



(b)

Figura 6.6 – Microfones utilizados e suporte adaptado para fixação no duto. (a) Microfones de 1/4" e (b) União de engate rápido.

Interligada aos microfones, possibilitando a coleta dos dados, foi utilizada uma placa de aquisição de quatro-canaís, demonstrada pela Figura (6.7), que consiste em um sistema virtual *plug and play*, que é conectada ao computador através de uma entrada USB. Para processamento do sinal, foi utilizado o *software* VA-Lab, que acompanha a placa de aquisição.



Figura 6.7 – Analisador de frequência digital de quatro canais utilizado na bancada experimental.

Todos os experimentos foram realizados em um computador de 6GB de RAM, processador Intel Core 2 Duo 2,93 GHz, de onde os dados de TL sob incidência normal foram extraídos em formato de texto (.txt). Para comparação dos dados, foi utilizado o software MATLAB®, no qual os arquivos em formato (.txt) foram incluídos, para geração dos gráficos.

Com relação à montagem do filtro acústico na bancada, esta foi realizada de modo que sejam facilmente removíveis, visto a variedade de configurações internas. Para facilitar a união entre o silenciador e os dutos de medição, foram feitas adaptações com CAPs de ambos os diâmetros dos dutos, de 0,3 m e de 0,150 m, proporcionando um isolamento entre

os dutos removíveis da bancada. A Figura (6.8) ilustra um dos modelos de silenciador fora da bancada de testes, e a adaptação feita com as CAPs para união entre os dois elementos.



Figura 6.8 – Objeto de teste da bancada experimental. (a) Silenciador e (b) Detalhe da adaptação existente na entrada e na saída do silenciador.

As CAPs de união entre os dutos, bem como o posicionamento da MPP no interior dos filtros acústicos, foi utilizado silicone de vedação, para evitar frestas e possíveis vazamentos de som na bancada de testes. Dessa maneira, garantiu-se também que a MPP ficasse paralela à parede interna da câmara, formando a cavidade de apoio entre a MPP e essa. Como o método de Duas Cargas necessita de terminações com diferentes impedâncias, na primeira medição foram utilizadas duas espumas simultaneamente, uma do tipo casca de ovo e outra reta, demonstradas na Fig. (6.9 (a)). Para que a outra terminação fosse fechada, foi utilizada uma CAP de PVC, de diâmetro 0,150 m, mostrada pela Fig. (6.9(b)).

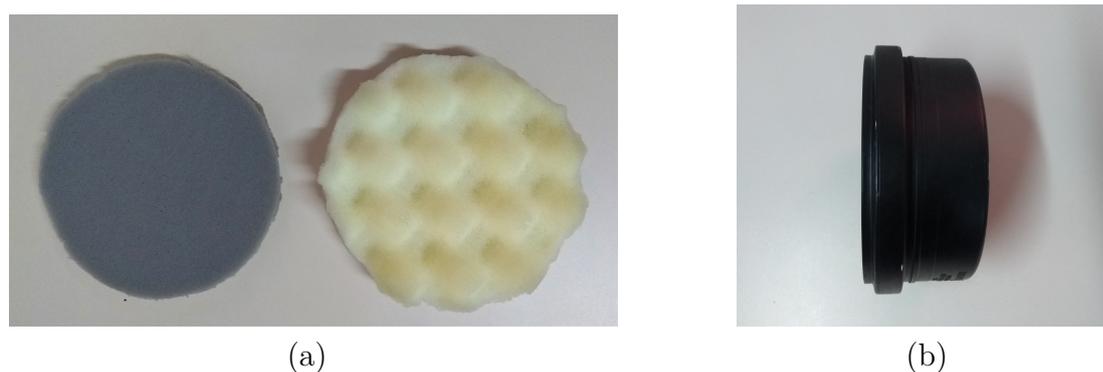


Figura 6.9 – Terminações utilizadas no Método de Duas Cargas: (a) Espumas acústicas plana e casca de ovo, (b) CAP de 0,150 m de diâmetro.

Com isso, o processo de montagem dos equipamentos constituintes da bancada experimental é finalizado, iniciando-se a fase de calibração e aferição desta. Esses procedimentos são descritos pela norma ASTM E2611 [ASTM \(2017\)](#), e serão realizados em conjunto com o software VA-Lab. A descrição detalhada desses procedimentos será realizada na próxima seção.

## 6.3 Calibração e Aferição da Bancada Experimental

Após a construção da bancada, foram realizados alguns procedimentos relacionados à calibração e aferição da bancada experimental, com a finalidade de garantir uma maior precisão nos resultados obtidos. Para isso, serão realizadas a calibração dos microfones de teste, e como recomendado pela norma ASTM E2611 [ASTM \(2017\)](#), serão realizados também a medição do ruído de fundo, e correção de amplitude e fase entre os microfones. Tais procedimentos serão demonstrados nas subseções a seguir.

### 6.3.1 Calibração dos Microfones

O primeiro procedimento de aferição da bancada, a calibração dos sensores, é uma prática comum e necessária para correto funcionamento de dispositivos utilizados em testes de acústica e vibrações. Essa calibração foi realizada nos quatro microfones de teste, com o auxílio do calibrador de microfone CA115, que conforme o fabricante, é capaz de emitir um tom puro, cujo nível de pressão sonora possui amplitude de 114dB na frequência de 1000Hz.

Esse procedimento auxilia na minimização de erros experimentais ao garantir que todos os microfones de teste estão em perfeito funcionamento ([GERGES, 1992](#)). A Figura (6.10)(a) demonstra a calibração de um dos microfones utilizados na bancada experimental do presente trabalho, e a Fig. (6.10)(b) ilustra o NPS medido no processo de calibração.

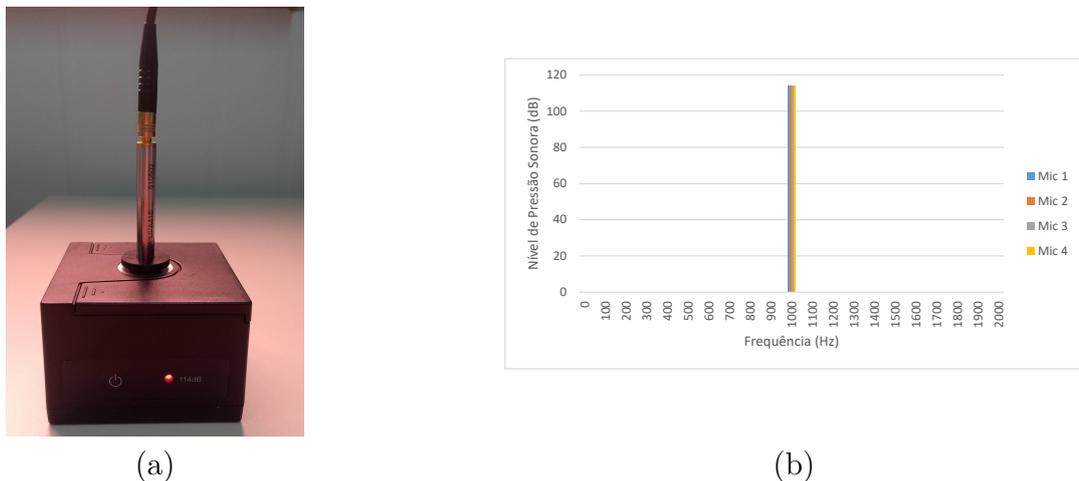


Figura 6.10 – Calibração dos microfones de teste: (a) Calibrador e microfone, (b) Nível de Pressão Sonora medido pelos microfones no processo de calibração

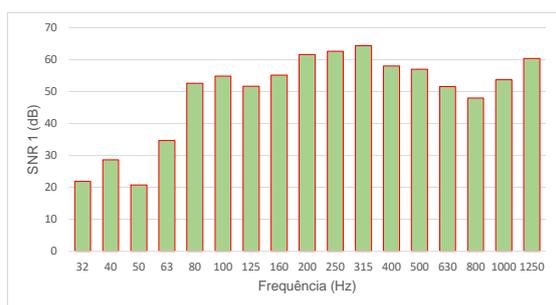
Os resultados demonstrados pela Figura (6.10)(b) foram obtido pelo *software* VA-Lab, que contém todas as configurações referentes aos microfones de teste. Tais resultados demonstram que todos os microfones apresentaram medições conforme o valor fornecido pelo fabricante, indicando que ambos eram hábeis para medir o nível de pressão sonora de maneira confiável.

### 6.3.2 Medição do Ruído de Fundo - *Signal-to-Noise Ratio*

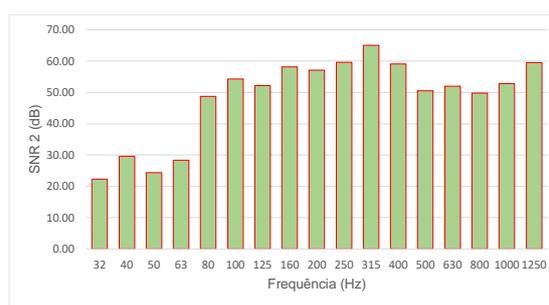
Uma das etapas que contribuem para uma maior precisão nas medições experimentais em acústica, é a aferição do ruído de fundo, que é aquele gerado pelos equipamentos de teste, ou externamente a estes. A cerca disso, é recomendado pela norma ASTM E2611 (2017) que o sinal gerado pela fonte sonora deve ultrapassar o ruído de fundo em no mínimo 10 dB, para que se tenham resultados com nível de precisão aceitável.

Ou seja, a relação entre o ruído externo e aquele gerado pela fonte sonora, denominada de relação sinal-ruído (ou *Signal-to-Noise Ratio* - SNR, ), deve ser no mínimo 10 dB. Para obtenção dessa relação, é necessário primeiramente medir o nível de pressão sonora em cada microfone, com a fonte desligada, objeto de teste posicionado, garantindo-se que a terminação do duto de teste alta capacidade de absorção de energia acústica. Depois, mantém-se as mesmas condições, porém com a fonte ligada, e realiza-se uma nova medição.

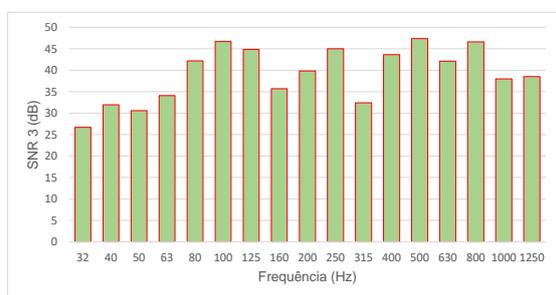
No *software* VA-Lab, esse processo resulta na obtenção direta da relação SNR em bandas de frequência de 1/3 de oitava. A Figura (6.11) ilustra os valores de SNR obtidos em cada microfone posicionado na bancada experimental.



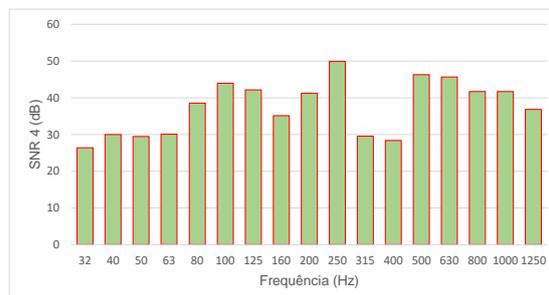
(a) SNR 1



(b) SNR 2



(c) SNR 3



(d) SNR 4

Figura 6.11 – Relação Sinal-Ruído (SNR) nos quatro microfones utilizados na bancada experimental.

Os valores obtidos demonstram que a menor amplitude obtida é em 20 dB, aproxi-

madamente, demonstrando que os critérios relativos ao ruído de fundo ultrapassam 10 dB, chegando até 60 dB em altas frequências. Isso indica que o ruído de fundo não é capaz de afetar os resultados obtidos na bancada experimental construída. O próximo procedimento é referente às correções de amplitude e fase entre os microfones, que será demonstrada na seção a seguir.

### 6.3.3 Correções de Amplitude e Diferença de Fase entre os microfones

Por ser uma proporção complexa, as funções de transferência resultantes das medições de pressões acústicas nos diferentes locais de microfones ao longo do duto de medição, podem apresentar incompatibilidade de amplitude e de fase. Para contornar isso, a norma ASTM E2611 (2017) sugere que sejam calculadas as funções de transferência de correção entre os microfones. Esse procedimento também é conhecido como calibração da posição dos microfones da bancada experimental.

Semelhante a medição do SNR, as correções aqui apresentadas foram realizadas com o modelo de câmara de expansão simples como objeto de teste, e com a terminação com alta capacidade de absorção acústica, no caso, as espumas. O primeiro passo da aferição das correções, consiste na medição da função de transferência entre os microfones posicionados ao longo do duto em sua configuração inicial, demonstrada pela Fig. (6.12):

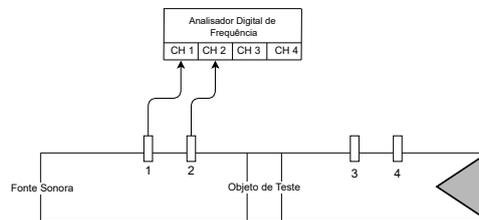


Figura 6.12 – Posição inicial para medição da função de correção entre os microfones.

Então, para primeira posição, a função de transferência ( $H(f)_{n,ref}^I$ ) é obtida como mostra a Eq. (6.15), na qual *ref* é o microfone de referência, que no caso, é aquele na posição 1, e *n* os demais microfones, no caso 2.

$$H(f)_{2,1}^I = |H(f)^I| e^{j\varphi^I} = H(f)_r^I + jH(f)_i^I, \quad (6.15)$$

na qual  $H(f)^I$  é a função de transferência de calibração para os microfones na primeira posição,  $\varphi$  é a fase complexa, em radianos, e  $j = \sqrt{-1}$ . Para que apresente uma melhor precisão, esse procedimento deve ser realizado com uma terminação que possui alta capacidade de absorção sonora, representada na Figura 6.12 pelo triângulo cinza na extremidade do duto de medição. Na segunda medição, intercambiam-se o local dos microfones, como mostra a Figura (6.13), com cuidado para que sejam alocados no mesmo lugar ocupado pelo microfone anterior.

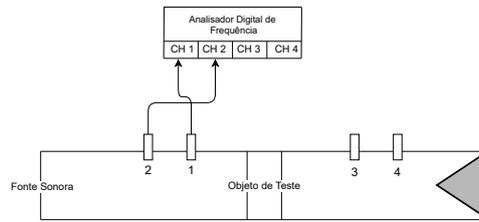


Figura 6.13 – Posição intercambiada entre os microfones, para medição da função de correção.

Para a configuração intercambiada, mede-se novamente a função de transferência complexa, conforme Eq.(6.16):

$$H(f)_{1,2}^{II} = |H(f)^{II}| e^{j\varphi^{II}} = H(f)_r^{II} + jH(f)_i^{II}. \quad (6.16)$$

Como o canal de referência é o 1, a função de correção entre os microfones  $H(f)^c$ , é obtida conforme demonstra a Eq. (6.17):

$$H(f)_{2,1}^c = (H(f)^I \cdot H(f)^{II})^{1/2} = |H(f)^c| e^{j\varphi^c}. \quad (6.17)$$

Assim, cada função de transferência medida entre os microfones deve ser dividida pela função de coerência ( $H(f)^c$ ) relativa ao par de microfones, como demonstra a Eq. (6.18):

$$H(f) = \frac{H(f)_{\text{medida}}}{H(f)^c}. \quad (6.18)$$

Na presente bancada experimental, foram utilizados 4 microfones, com o microfone 1 foi utilizado como referência. Dessa maneira, foram obtidas três funções de correção de amplitude e diferença de fase, demonstradas pelas Figuras (6.14), (6.15) e (6.16):

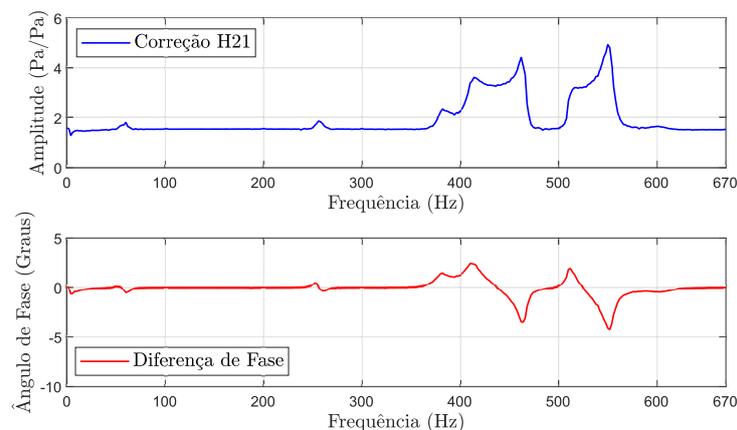


Figura 6.14 – Correções de amplitude e de fase - H21

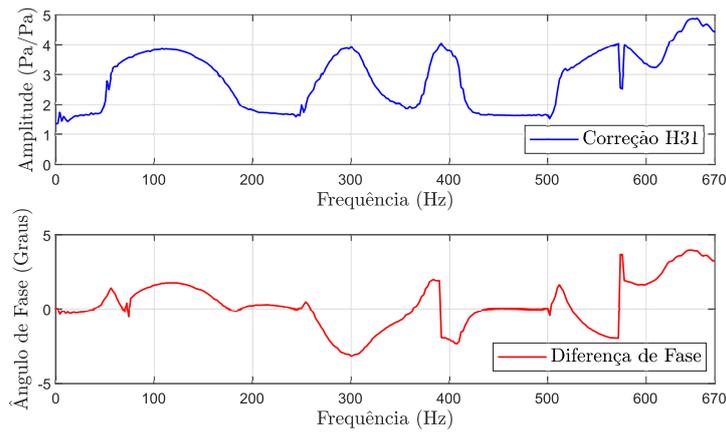


Figura 6.15 – Correções de amplitude e de fase - H31

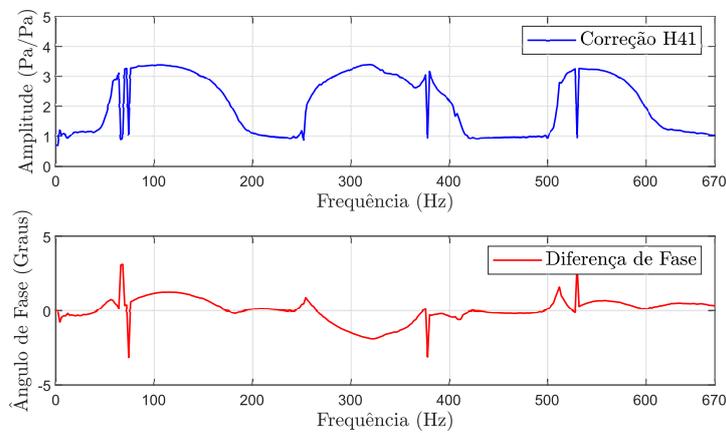


Figura 6.16 – Correções de amplitude e de fase - H41

As funções demonstradas foram utilizadas em cada um dos resultados obtidos, corrigindo as incompatibilidades existentes, contribuindo para uma melhor precisão e comprovando que a bancada foi montada da maneira correta. Esse procedimento deve ser feito entre o microfone de referência e os demais microfones, desde que no momento da medição, aqueles que não estão sendo utilizados devem ter os seus locais bloqueados.

Finalizada esta etapa, iniciam-se as medições de TL, que foram repetidas três vezes em cada modelo, afim de obter um valor médio de TL. Esses resultados serão detalhadamente expostos e discutidos no Capítulo 7.

# 7 Resultados

Finalizadas as etapas referentes à construção e aferição da bancada experimental, inicia-se a fase de comparação e análise dos resultados obtidos. Como exposto na metodologia do presente trabalho, o ponto de partida para validação das técnicas utilizadas para obtenção da TL foi com o modelo de câmara de expansão simples. Então primeiramente serão demonstrados os resultados para este modelo, consolidando a validação das técnicas analítica unidimensional, numérica e principalmente experimental.

Com isso, inciam-se as análises a cerca do comportamento acústico dos modelos propostos de câmaras de expansão com dutos estendidos e placa microperfurada (MPP). Efeitos como a influência da inserção da MPP no interior da câmara e variações a cerca das descontinuidades geométricas adicionadas em conjunto com a MPP, serão utilizados como parâmetros para avaliar a performance acústica desses elementos.

## 7.1 Câmara de Expansão Simples

### 7.1.1 Modelagem Analítica

Como mencionado anteriormente, o método analítico utilizado no presente trabalho para obtenção da TL é o Método da Matriz de Transferência (MMT), pelo fato de este ser capaz de expressar cada particularidade geométrica existente nesses elementos. Por isso, o mesmo foi utilizado neste trabalho como ponto de partida nas validações das curvas de TL obtidas, e também na análise inicial do comportamento de um exemplo de filtro acústico reativo comumente utilizado em sistemas de exaustão, que é a câmara de expansão simples.

Esse modelo consiste em dutos de entrada e saída com mesmo diâmetro e comprimento, e uma câmara principal, com diâmetro maior. Seu desempenho de TL é semelhante a uma onda senoidal, com os valores de máxima atenuação ocorrendo quando o comprimento da câmara corresponde a um múltiplo de  $1/4$  do comprimento de onda (CARTAXO, 2007).

Um modelo de câmara de expansão simples, com dimensões adaptadas para sistemas de exaustão de grupos geradores de até 400kVA de potência Stand-by (STEMAC, 2019), é demonstrado pela Figura 7.1. Por ser um modelo clássico, seu desempenho acústico é

amplamente conhecido na literatura, possibilitando a validação dos resultados com estudos conhecidos, como por exemplo os livros de (MUNJAL, 1987) e (VER; BERANEK, 2005).

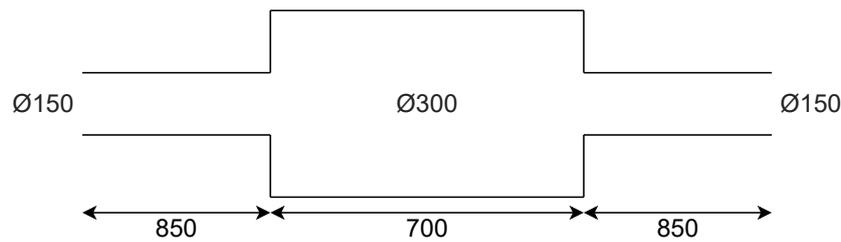


Figura 7.1 – Câmara de Expansão Simples - dimensões em [mm]

A mudança de área entre os dutos constituintes desse modelo de silenciador contribuem para as incompatibilidades de impedância entre as ondas sonoras incidentes. No presente modelo, a obtenção analítica da TL pelo MMT somente possui validade abaixo de 670 Hz, frequência a partir da qual começam a se propagar ondas não-planas no interior do duto da câmara principal.

Sendo assim, a matriz de transferência que descreve os três elementos constituintes da câmara de expansão simples é descrita pela Eq. (3.38). De maneira simplificada a TL desse silenciador pode ser obtida conforme a seguinte equação, que é utilizada em modelos unidimensionais, considerando escoamento nulo (VER; BERANEK, 2005):

$$TL = 10 \log_{10} \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( m - \frac{1}{m} \right)^2 \text{sen}^2 kL \right], \quad (7.1)$$

na qual  $m = \frac{S_2}{S_1}$  é a razão entre as áreas de seção transversal da câmara principal ( $S_2$ ) e dos dutos de entrada e saída ( $S_1$ ),  $k$  é o comprimento de onda e  $L$  o comprimento da câmara principal. Artavés dessa equação os valores de mínima amplitude de TL (TL=0) ocorrem quando  $\text{sen}kL = 0$ , para isso,  $kL = n\pi$ , que após a substituição do número de onda e manipulação entre as variáveis, é dada a frequência de mínima como:

$$f_{min} = \frac{nc}{2L}. \quad (7.2)$$

Os valores de máximo, por sua vez, ocorrem quando  $kL = \frac{(2n-1)\pi}{2}$ , o que resulta em frequências de máximo calculadas conforme Eq. (7.3):

$$f_{max} = \frac{(2n-1)c}{4L}, \quad (7.3)$$

em que  $n = 1, 2, 3, \dots, \infty$ , representa a ordem em que o valor aparece ao longo da curva. Dessa maneira, é possível calcular as frequências em que ocorrem tais valores, visto que ambos dependem do número de onda em questão. A Tabela 8 lista os valores de frequência correspondentes aos máximos e mínimos obtidos abaixo da frequência de corte do filtro acústico:

Tabela 8 – Frequência em que ocorrem os valores de máximo e mínimo da TL da câmara de expansão simples.

<b>n</b>	$f_{min}$ [Hz]	$f_{max}$ [Hz]
1	0	123
2	245	368
3	487	613

Então, para o modelo com as dimensões demonstradas na Figura (7.1), é apresentada a curva de TL a seguir, pela Fig. (7.2):

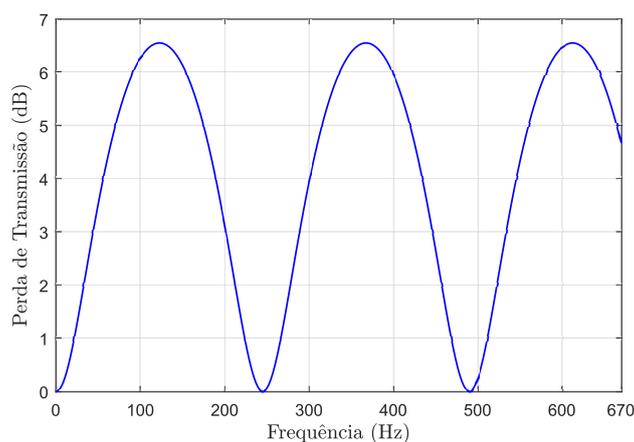


Figura 7.2 – Curva de TL analítica do modelo de câmara de expansão simples.

Os valores encontrados pelas relações citadas condizem exatamente com as curvas de TL obtidas, que possuem valores máximos de aproximadamente 6,54 dB nas frequências calculadas. Este valor de TL é totalmente dependente da razão entre as áreas ( $m$ ) dos dutos constituintes do filtro acústico, o que o denomina como reativo.

Quanto à magnitude dos valores de TL encontrados, estes indicam a necessidade da inserção de descontinuidades geométricas no interior da câmara, para que se tenha um aumento de tais valores. Os diferentes formatos que a câmara de expansão simples pode conter, são outro parâmetro que influencia seu desempenho, como demonstrado em [Borges e Nunes \(2019\)](#), porém esses efeitos somente são perceptíveis acima da frequência de corte do atenuador. Isso demonstra a necessidade da utilização de técnicas que possam prever a performance desse elemento também acima desta frequência, como as numéricas e experimentais.

Para validar a obtenção da curva analítica, a mesma foi obtida com as duas técnicas citadas, contribuindo com a precisão dos métodos desenvolvidos para estimativa da TL, e também com a validação da bancada experimental construída. A fase de obtenção da TL numérica deste modelo será descrita na seção a seguir.

## 7.1.2 Simulação Numérica

O Método de Elementos Finitos (MEF) foi o método numérico utilizado para estimativa da TL neste trabalho. A realização das simulações numéricas possui uma importância relevante para a validade da estimativa do desempenho acústico dos atenuadores, pois proporciona o conhecimento prévio do sistema. Além disso, possibilita diversas análises como máximo e mínimo desempenho, distribuição da pressão sonora em seu interior, entre outras, auxiliando no projeto de tais elementos.

Para isso, foi utilizado o ANSYS®, como *software* para realização da etapa de modelagem numérica deste trabalho, pela facilidade de acesso que o mesmo apresenta, bem como pela sua vasta aplicabilidade na área da Engenharia, em ambientes industriais e acadêmicos. De maneira geral, nesse *software* são utilizados para representar o meio acústico, principalmente os elementos FLUID29, em análises bidimensionais, e FLUID30, naquelas tridimensionais.

A seguir serão melhor detalhadas as etapas realizadas para obtenção da TL numérica do modelo de câmara de expansão simples, que serão descritos o processo de obtenção da malha e das condições de contorno a serem inseridas para processamento da simulação desse tipo de atenuador. Por fim, será demonstrado um estudo de convergência da malha utilizada, afim de adicionar precisão aos resultados numéricos obtidos.

### 7.1.2.1 Pré-Processamento

A simulação do filtro acústico proposto é iniciada com a inserção das propriedades geométricas dos elementos constituintes do sistema, que possuem seção transversal circular, e dimensões com valores demonstrados pela Fig. (7.1). Esta etapa será realizada no ambiente *Workbench* do ANSYS®, no módulo *Harmonic Response*, que permite a realização de análises acústicas em função da frequência.

A próxima etapa, ocorre na aba *Design Modeler*, que é uma interface na qual é possível criar modelos com geometrias paramétricas, ou adaptar e editar figuras antes confeccionadas em outros *softwares* de desenho técnico com tecnologia CAD (*Computer Aided Design*). Nesse ambiente foram criados os dutos componentes da câmara de expansão simples com suas respectivas dimensões. A Figura (7.3) demonstra o modelo geométrico obtido nesta etapa.



Figura 7.3 – Modelo geométrico 3D da câmara de expansão simples no ANSYS® .

Nesta fase, é garantido que será simulado apenas o domínio fluido, isto é, sem interações fluido-estrutura. Finalizada a inserção das propriedades geométricas pertencentes ao modelo proposto, inicia-se a confecção da malha em MEF a ser utilizada, que será obtida conforme detalhado na subseção a seguir.

### 7.1.2.2 Malha

Após a obtenção do modelo geométrico, inicia-se a discretização do modelo, que nesse caso, ocorre na aba *Model*, na seção *Mesh*, na qual é possível inserir as características da malha desejada, como tipo de elemento, geometria e tamanho deste. O primeiro passo é a definição do tipo de elemento, que foi o FLUID30, devido ao fato de este ser um elemento 3D linear que pode assumir configurações hexaédricas, prismáticas, tetraédricas e piramidais. Este elemento conta com 8 nós, no qual cada nó possui um grau de liberdade de pressão, e três translacionais ao longo dos eixos x, y e z (HOWARD; CAZZOLATO, 2015).

Buscando obter uma malha com poucas deformidades dos elementos no interior da câmara, sua geometria foi definida como hexaédrica. O tamanho dos elementos, por sua vez, foi determinado respeitando-se o critério de no mínimo 12 elementos por comprimento de onda (*Elements per Wavelength - EPW*), como recomendado por (HOWARD; CAZZOLATO, 2015). Foi realizado um estudo de convergência desta malha, que será descrito na subseção 7.2.2.1.

A Fig (7.4) demonstra os detalhes da malha do modelo de câmara de expansão simples, tanto em vista 3D como em seção transversal, para que o leitor possa visualizar a distribuição dos elementos no interior da câmara principal.

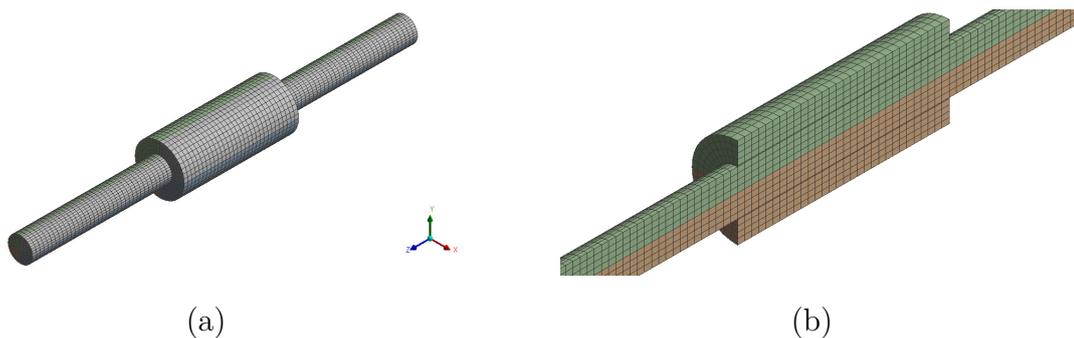


Figura 7.4 – Modelo discretizado em MEF (Malha) da câmara de expansão simples obtida no ANSYS®, com 12 EPW a) Vista em 3D e b) Corte transversal da câmara, detalhe da parte central.

De posse do modelo discretizado, é necessário definir as propriedades do fluido e as condições de contorno que possibilitam a simulação deste silenciador. Os detalhes envolvidos nesta etapa serão descritos na subseção a seguir.

### 7.1.2.3 Propriedades do fluido e Condições de Contorno

Essa etapa foi realizada na aba *Setup* do módulo *Harmonic Response*. A inserção de tais condições de contorno no ANSYS®, somente é possível com o auxílio da extensão *ACT Acoustics*, que disponibiliza uma série de opções, conforme o estudo desejado.

Antes da inserção das condições de contorno, é necessário definir as propriedades do fluido simulado, o ar, na aba *Engineering Data*. Essas propriedades são: temperatura de 20 °C, com densidade  $\rho = 1,21 \text{ kg/m}^3$ , a velocidade do som igual a 343 m/s e a pressão de referência utilizada nas análises, de  $2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ .

Para representar a fonte sonora, foi imposto um tipo de excitação (ou carregamento) denominada *Acoustic Wave Sources* que possibilita a inserção de uma onda plana, com amplitude de 1 Pa nos nós na face do duto de entrada. Apesar do cálculo da TL ser independente da fonte sonora, torna-se conveniente utilizar uma excitação de onda plana para representar este elemento no sistema.

Uma condição de contorno necessária para obtenção da TL, como mencionado na Seção 3.2.3, é a necessidade de uma terminação anecóica, ou seja, com condições não-reflexivas. Para tal, foi aplicada nos nós da face do duto de entrada e de saída do modelo, a condição de contorno denominada *Acoustic Radiation Boundary*, que garante que as ondas de saída serão absorvidas e não refletidas de volta ao domínio acústico (HOWARD; CAZZOLATO, 2015).

Outra condição de contorno requerida pelo *software* para obtenção da TL, é a identificação de portas acústicas na entrada e na saída do sistema, por meio da opção *Acoustic Exterior Ports*. Dessa maneira, o software identifica a entrada e a saída do sistema para o cálculo da TL.

Para uma melhor visualização do local de aplicação dessas condições, a Fig. (7.5) ilustra no modelo numérico com a aplicação da excitação e das condições de contorno mencionadas.

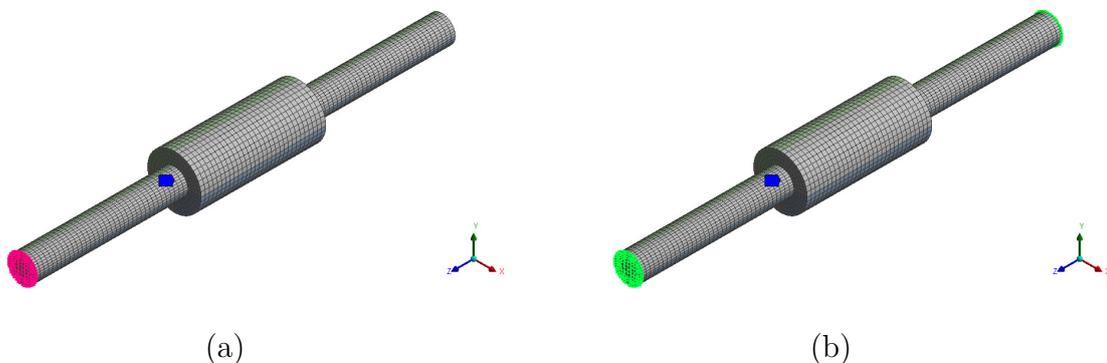


Figura 7.5 – Excitação e condições de contorno aplicadas: (a) Fonte Sonora nos nós da face do duto de entrada, em rosa e (b) Terminação não-reflexivas e portas acústicas nos nós das faces externas dos dutos de entrada e saída, em verde.

Finalizada a inserção dos carregamentos e condições de contorno necessárias para simulação da câmara de expansão simples, inicia-se a fase de solução (ou *Solver*), e de pós-processamento, que serão descritos na seção seguinte. Nessas etapas, o ambiente *Workbench* proporciona a obtenção não só da TL em função da frequência, mas também de parâmetros como Níveis de Potência Sonora na entrada e na saída do sistema, e coeficientes de absorção e de reflexão do elemento analisado.

#### 7.1.2.4 Solução e Pós-Processamento

A fase de solução do modelo consome um tempo computacional proporcional à faixa de frequência de interesse, e ao tamanho dos elementos. Nesse caso, o modelo de câmara de expansão simples simulado com 12 EPW, para a faixa de frequência de 0 a 670 Hz, teve sua solução completa em 2min23s. Apesar de a análise ser feita no *Workbench*, o *Solver* é o mesmo utilizado em análises bidimensionais, comumente realizadas no ambiente *APDL*.

Com isso, inicia-se a fase de pós-processamento, que se dá na aba *Results* da extensão *ACT Acoustics*. Por fim, para a obtenção da curva de TL, seleciona-se a opção *Acoustic Power Result Plot* e em seus detalhes determinam-se as portas acústicas equivalentes. A curva obtida é então demonstrada pela Fig.(7.6) em conjunto com a curva analítica.

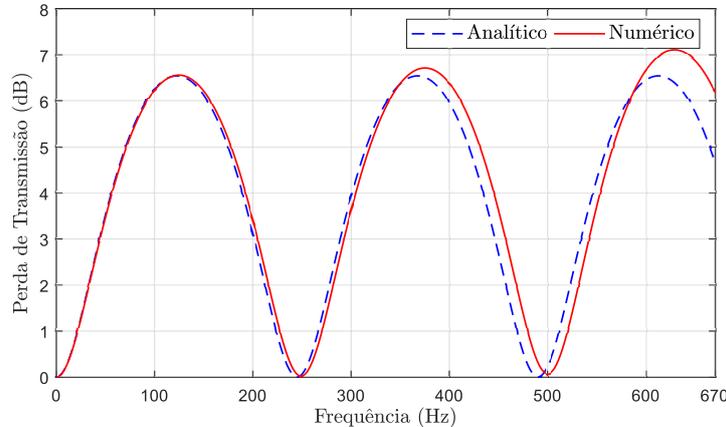


Figura 7.6 – Comparação entre a TL analítica e numérica da câmara de expansão simples

A comparação entre as curvas demonstra que ambos os métodos utilizados para obter a TL estão coerentes, apresentando uma proximidade maior até cerca de 350 Hz, região na qual aparecem diferenças de cerca de 1 dB, de acordo com o aumento das faixas de frequência. Tais diferenças justificam a necessidade de um aumento da precisão dos resultados numéricos obtidos, o que corresponde à fase de estudo de convergência de malha.

A similaridade entre as curvas demonstra que a utilização da modelagem descrita é adequada para prever a TL dos modelos de filtros acústicos do tipo câmara de expansão, porém sem a MPP, sendo necessário estabelecer a maneira como esta será incluída no sistema. Com a finalidade de melhorar a precisão do modelo numérico desenvolvido, foi

realizado um estudo de convergência de malha em função do tamanho dos elementos que a compõem, como será demonstrado a seguir.

#### 7.1.2.5 Convergência de Malha

Um parâmetro importante ao se utilizar o MEF em análises acústicas, é a correta discretização dos elementos. Caso hajam incoerências na discretização da estrutura, estas poderão induzir a erros e divergências nos resultados obtidos. Com relação ao tamanho dos elementos, [Howard e Cazzolato \(2015\)](#), recomenda que em análises acústicas utilizando o ANSYS® o tamanho dos elementos de malha devem ser no mínimo 6 EPW, caso sejam empregados os elementos do tipo FLUID220 e FLUID221. Com relação àqueles do tipo FLUID30 e FLUID29, é recomendada a utilização de elementos com tamanhos de no mínimo 12 EPW, para que os resultados apresentem uma precisão aceitável.

Como em todas as simulações numéricas deste trabalho foi utilizado o elemento do tipo FLUID30, foi realizado um estudo de convergência de malha em função do número de EPW e o tamanho do elemento. Esse estudo convergência de malha, levou em consideração as características mencionadas anteriormente, como: ausência de fluxo de ar (escoamento) e de acoplamentos fluido-estrutura, condições de contorno referentes à fonte sonora, e entrada e saídas com condições não reflexivas. Os resultados foram obtidos na faixa de frequência de 0 a 670 Hz, com intervalos de 2 Hz, cujo comprimento de onda máximo ( $\lambda$ ) equivale a  $0,51m$ . Assim, o tamanho dos elementos da malha foram determinados conforme Eq. (7.4).

$$\text{Tamanho dos elementos} = \frac{\lambda}{\text{Número de EPW}} \quad (7.4)$$

Para a faixa de frequência em questão, as características das malhas utilizadas foram listadas na Tabela 9, de acordo com o  $n^{\circ}$  de EPW.

Tabela 9 – Características das malhas simuladas no estudo de convergência de malha do modelo de câmara de expansão simples.

EPW	Tamanho	Nº de Nós	Nº de Elementos	Tempo	Erro %
12	42 mm	4740	3844	1min47s	0,592%
18	28 mm	12987	10920	4min	0,485%
20	25 mm	12376	12120	4min16s	0,465%
22	23 mm	23373	20384	7min41s	0,459%
24	21 mm	25732	22468	8min24s	0,446%
36	14 mm	82719	75592	37min34s	0,425%
40	12mm	117483	108328	56min14s	0,413%

Entre a malha com 12 EPW e aquela com 40 EPW, houve uma redução de aproximadamente 70% do tamanho inicial, o que ocasionou o aumento das demais características

da malha, bem como de seu tempo computacional. A Figura 7.7 ilustra o detalhe em zoom da malha com 40 EPW, que apresentou o maior tempo computacional.

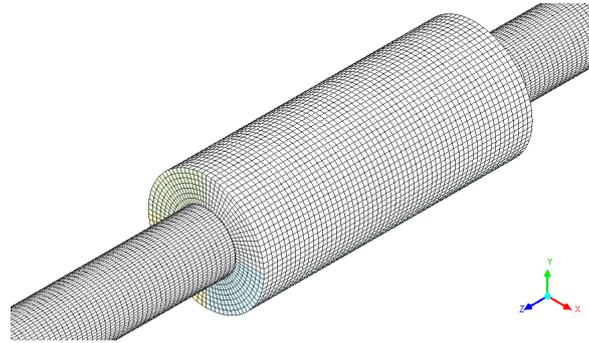


Figura 7.7 – Malha com 40 EPW do modelo de câmara de expansão simples.

A Figura 7.8 demonstra a comparação entre a curva analítica e aquelas obtidas com o presente estudo, afim de visualizar a diferença entre as curvas obtidas.

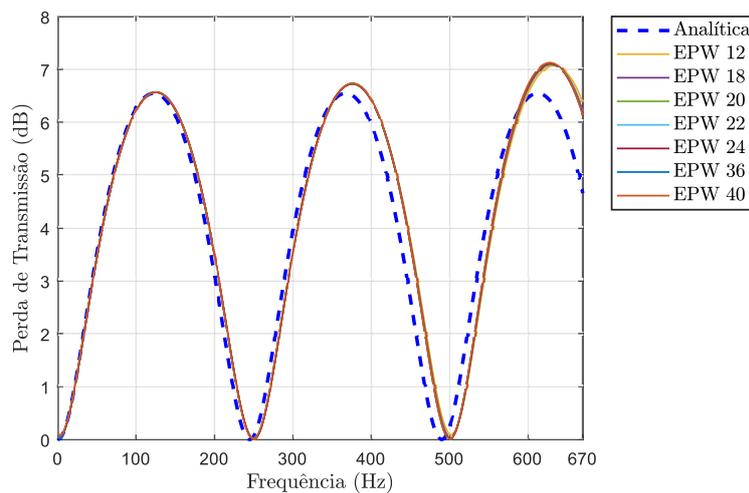


Figura 7.8 – Comparação entre a curva analítica e as curvas de TL obtidas no estudo de convergência de malha.

A comparação entre as curvas demonstra um grau de semelhança que evolui de acordo com o aumento do número de EPW. Para quantificar a diferença média entre as curvas, foi calculado o erro percentual médio, conforme Eq. (7.5), entre as curvas numéricas e analítica.

$$E\% = \frac{|TL_A - TL_N|}{TL_A} * 100\%, \quad (7.5)$$

em que  $TL_A$  são os valores de TL analíticos, e  $TL_N$  as 7 curvas numéricas obtidas com diferentes EPW. A Fig. (7.9) demonstra os valores de erro percentual médio obtidos:

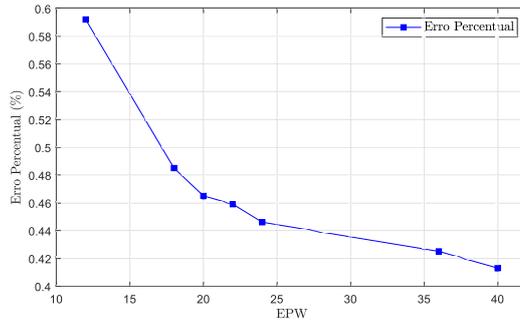


Figura 7.9 – Erro percentual em função do número de EPW, para o modelo de câmara de expansão simples.

Essa comparação demonstra uma diferença de aproximadamente 0,45% entre os valores analíticos e numéricos, demonstrando que a malha obtida é capaz de expressar coerentemente o desempenho do filtro acústico. Como o erro percentual entre as malhas manteve-se praticamente constante, o critério utilizado foi aquele que leva em consideração o menor tempo computacional.

Por isso, foi escolhida a malha com 24 EPW, pois esta apresenta um erro percentual em relação à TL analítica de 0,44% e tempo de processamento de 8 minutos, que é suficiente para realização das análises. Apesar de a convergência de malha realizada promover uma maneira segura de simular o filtro acústico, é necessário comparar também com a curva experimental, como será demonstrado a seguir.

### 7.1.3 Validação entre os Métodos de Obtenção da TL

Com a validação entre as curvas analítica e numérica, torna-se necessário estabelecer uma comparação entre estas e aquela obtida de maneira experimental. A Figura (7.10) demonstra essa comparação, consolidando a validação da bancada experimental com os demais métodos de obtenção da TL utilizados neste trabalho.

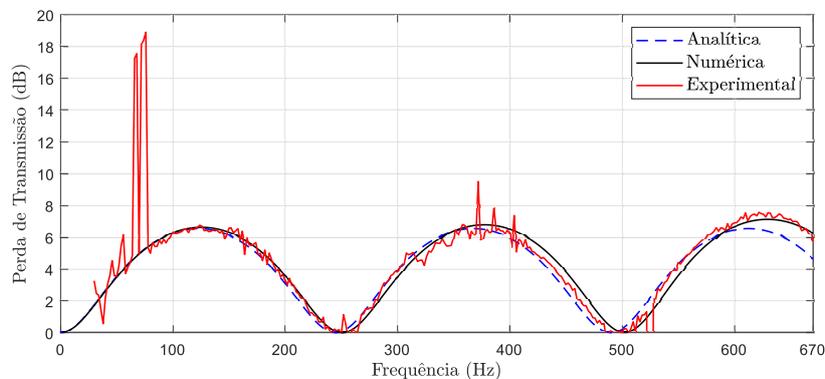


Figura 7.10 – Comparação entre as curvas de TL obtidas analítica, numérica e experimentalmente para o modelo de câmara de expansão simples.

A comparação demonstrada indica que de maneira geral, a curva experimental apresenta uma boa concordância entre as curvas numéricas e analíticas, consolidando a validação da banca experimental construída entre as duas teorias. As divergências presentes nas menores frequências devem-se às limitações relativas tanto ao alto-falante como ao espaçamento entre microfones adotado, o que resulta em uma baixa precisão dos resultados nessa região de frequências. Pode ser visto também que as curvas numérica e experimental apresentam uma maior semelhança conforme o aumento da frequência, nas quais as diferenças foram de cerca de 1 dB entre a curva analítica.

Para melhor identificar as diferenças entre os valores de TL experimentais e numéricos, foi calculado o erro percentual com a Eq. (7.5), na qual foram substituídos os valores analíticos por aqueles obtidos experimentalmente, e os valores numéricos pela curva obtida com 24 EPW. Esse resultado é demonstrado pela Fig. (7.11).

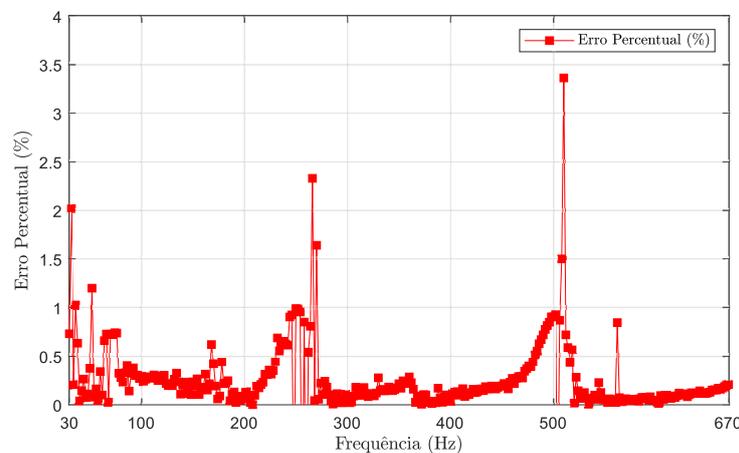


Figura 7.11 – Erro percentual entre a TL numérica e a TL experimental para o modelo de câmara de expansão simples.

Os erros encontrados entre as duas curvas apresentam uma média de 0,24%, e apesar de apresentarem variações, as mesmas não ultrapassam 3,5%, assegurando a concordância entre o modelo numérico em MEF e a bancada experimental construída. O surgimento dos erros acima do valor médio é proveniente de eventuais ruídos adicionais ocorridos no momento da medição experimental, porém, devido a sua baixa incidência, não invalidam os resultados obtidos.

Apesar de este modelo ser bastante utilizado em aplicações de controle de ruído de exaustão, com as dimensões adaptadas neste trabalho para aplicação em grupos geradores, o mesmo apresenta baixos valores de TL. Tendo em vista que a maneira de melhorar esse aspecto é a adição de descontinuidades geométricas, foram propostos os modelos de câmara de expansão com dutos estendidos e MPP, como será demonstrado a seguir.

## 7.2 Câmaras de Expansão com Placa Microperfurada

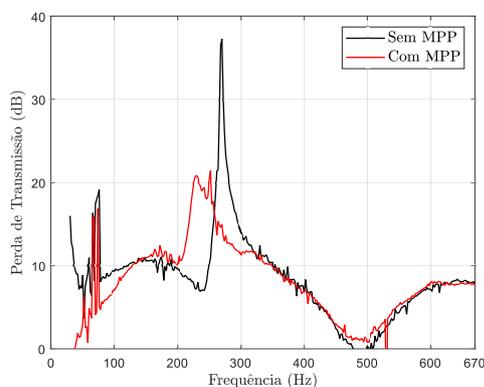
Após a validação entre os métodos tradicionais de obtenção da TL, inicia-se a fase de coleta e análise das curvas de TL obtidas via Método de Duas Cargas na bancada experimental construída. As comparações serão realizadas entre os 12 modelos apresentados pela Figura (4.2.)

Em todos os silenciadores, a entrada de energia acústica acontece da esquerda para a direita, sendo este o ponto de referência para entrada e saída das câmaras de expansão aqui estudadas. Para comparar o comportamento desses filtros acústicos de câmara de expansão com MPP, os modelos propostos contêm descontinuidades geométricas que foram inseridas gradualmente, com a finalidade de atingir bom desempenho principalmente entre 250 a 350 Hz. Os primeiros modelos, de 1 a 4, são aqueles que possuem apenas extensões de entrada ou de saída. A partir do modelo 5 até o 8, os filtros acústicos apresentam partições internas na cavidade de apoio à MPP. Os modelos de 9 a 12, por sua vez, possuem extensões de entrada e de saída simultâneas.

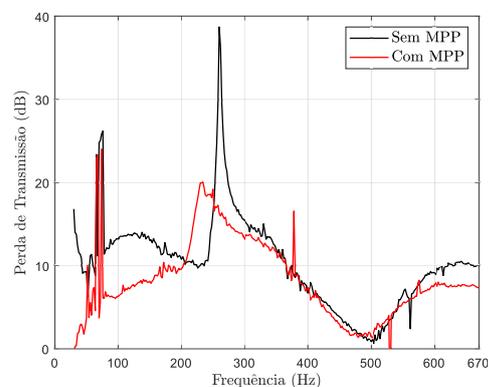
O primeiro critério para comparação entre as curvas de TL será quanto à inserção da MPP, em que serão comparadas as curvas de TL antes e depois da inserção desta no interior da câmara. Os demais critérios são a cerca da variação entre as posições dos dutos estendidos, adição de partições internas e a mudança de seu comprimento, entre outros, como serão melhor detalhados nas subseções a seguir.

### 7.2.1 Efeito da Inserção da MPP

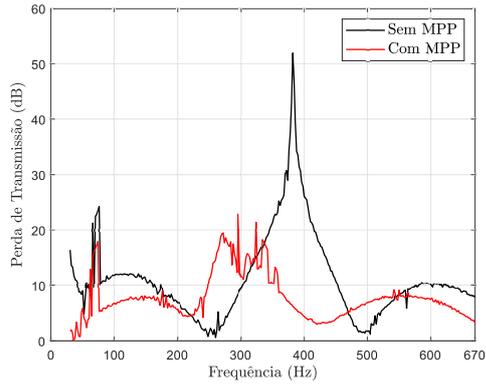
Com o objetivo de conhecer a influência da presença da MPP no interior das câmaras de expansão, em conjunto com as descontinuidades geométricas existentes, foram comparadas as curvas de TL antes e depois de sua inserção. Essas comparações são demonstradas pela Figura (7.10), a seguir.



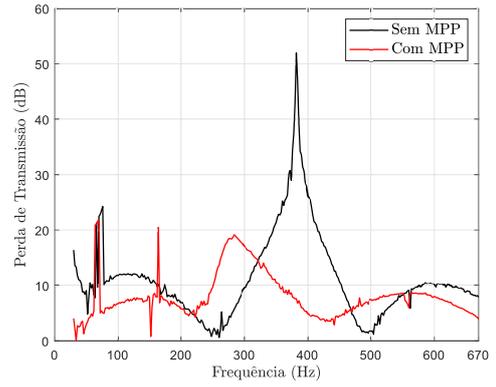
(a) Modelo 1



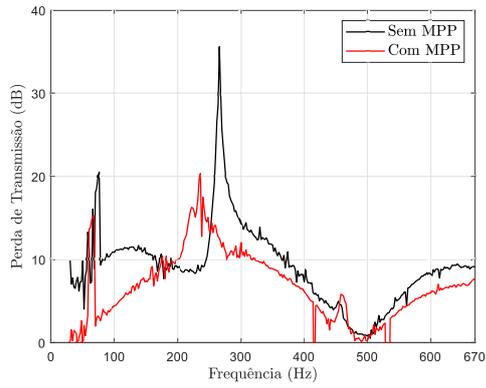
(b) Modelo 2



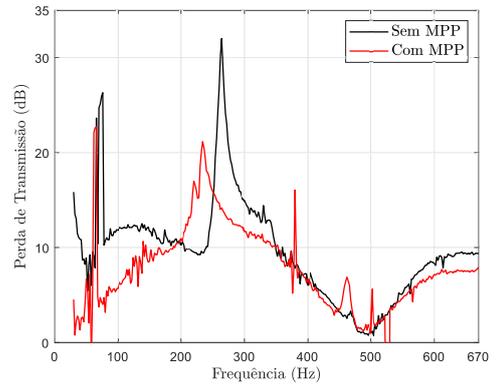
(c) Modelo 3



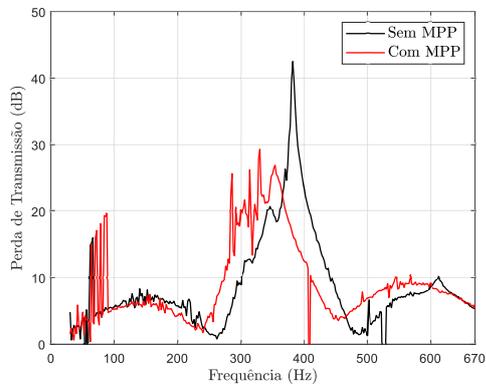
(d) Modelo 4



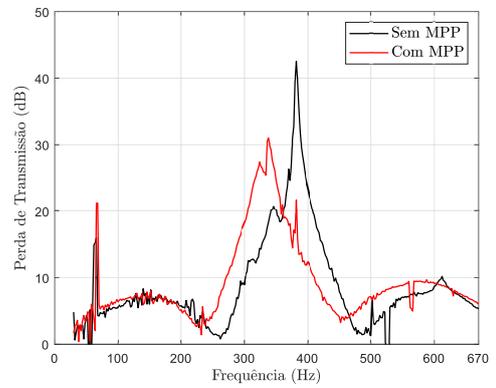
(e) Modelo 5



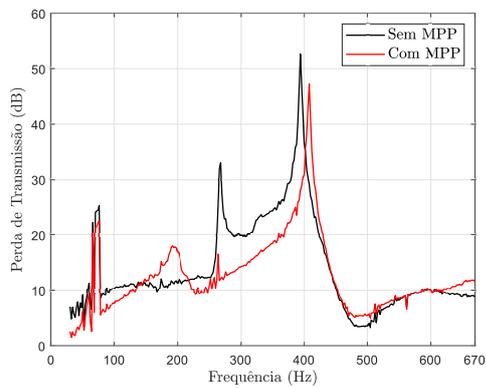
(f) Modelo 6



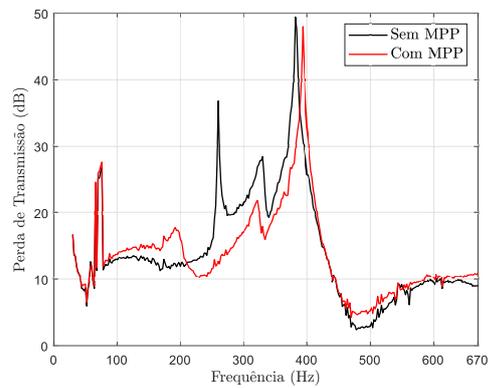
(g) Modelo 7



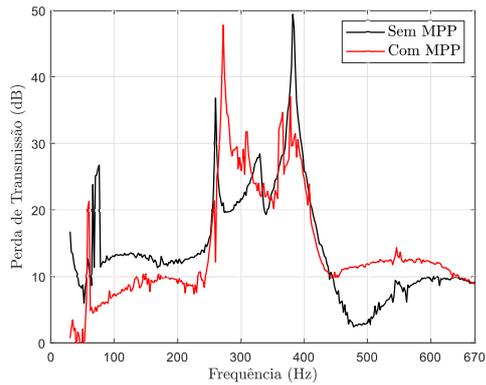
(h) Modelo 8



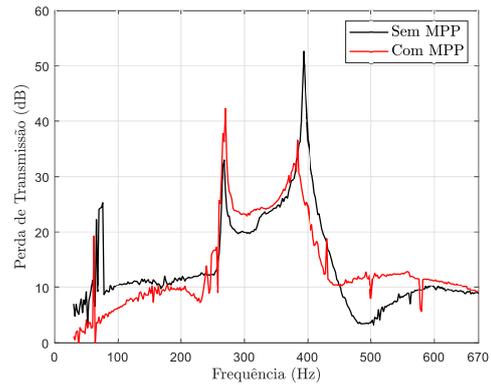
(i) Modelo 9



(j) Modelo 10



(k) Modelo 11



(l) Modelo 12

Figura 7.10 – Curvas de TL com e sem MPP, dos 12 modelos de filtro acústico propostos.

No desempenho acústico dos modelos sem MPP, a extensão de entrada proporciona a formações de cavidades acústicas, que alteram a propagação de energia sonora, o que implica em curvas de TL com picos de máximo acentuados em uma determinada frequência. Esses efeitos são semelhantes àqueles que ocorrem com o ressonador de Helmholtz, que possui curvas de TL caracterizadas principalmente por possuir uma maior amplitude em sua frequência de ressonância. Esses fatores justificam o padrão obtido entre as curvas de TL sem MPP, que apresentaram picos acentuados de maior amplitude em todos os casos.

Nos primeiros quatro modelos, as curvas apresentaram uma redução do pico de amplitude de TL, com as curvas dos modelos 1 e 2, o valor máximo foi reduzido em cerca de 17 dB, já nos 3 e 4, a amplitude máxima foi reduzida em 30 dB. Isso demonstra que adicionar a MPP nesse modelo de filtro acústico, não apresentou um aumento na amplitude da curva de TL.

Houveram ainda alterações relativas às posições dos dutos estendidos, que serão melhor detalhadas na seção 7.2.2.1. Pode-se notar também que a faixa de frequência em que ocorreram os máximos valores de TL, também sofreram influência, justificando-se pelo comprimento da cavidade de apoio. Essas alterações serão melhor demonstradas na seção 7.2.2.2.

Aqueles modelos nos quais existem partições internas nas cavidades de apoio, como os modelos 5 e 6, por exemplo, apresentaram um valor máximo médio de 33 dB antes da inserção da MPP. Ao inserir a placa, também houveram reduções dos valores máximos, com destaque para o modelo 5, que apresentou uma redução de 29,02 dB, o que no modelo 6 foi de 10,8 dB após a inserção da placa.

Nos modelos 7 e 8, também houve uma redução da amplitude do pico de TL com a inserção da MPP, porém apresentaram amplitudes maiores tanto antes como depois da inserção. O modelo 7 sem MPP apresentou uma amplitude de TL de 42,5 dB, com a inserção da MPP provocando uma redução de 13,21 dB. No caso do modelo 8, a redução da amplitude máxima foi de 11,49 dB. Essas alterações existentes entre as curvas com

MPP serão melhor detalhadas na seção 7.2.2.

Os quatro últimos modelos são compostos por extensões simultâneas de entrada e de saída, ambas as curvas apresentaram maiores amplitudes de TL, o que se justifica pelo aumento do número de ressonadores no interior da câmara. A curva sem MPP do modelo 9 apresentou uma amplitude máxima de 52,63 dB, sendo o maior de valor de TL encontrado dentre todos os demais modelos. Ao ser inserida a MPP, a curva apresentou uma amplitude máxima de 47,26 dB, o que representa uma redução de 5,37 dB.

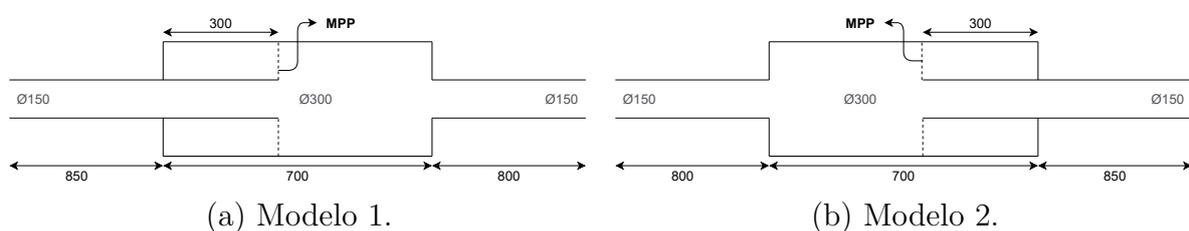
O modelo 10 foi aquele em que a inserção da MPP apresentou a menor redução de amplitude, dentre os demais modelos. Isso indica que acrescentar uma MPP no interior desses elementos pode causar diferenças significativas de amplitude de TL. As curvas referentes ao modelo 11, apresentaram desempenho de amplitude parecido entre si, com diferenças maiores em termos de frequência de valor máximo. Para o modelo 12, houve uma redução da amplitude máxima de TL de cerca de 10 dB, também apresentando divergências relativas à faixa de frequência de pico. Essas diferenças serão abordadas detalhadamente na seção 7.2.4.

## 7.2.2 Efeito da Variação das Descontinuidades Geométricas

Após conhecer a influência que a inserção da MPP exerce nas curvas de TL dos modelos, é interessante conhecer o comportamento acústico das diferentes descontinuidades geométricas existentes em conjunto com a MPP nesses atenuadores. Portanto, nessa seção serão realizadas comparações quanto às extensões dos dutos de entrada, com aqueles modelos de  $L_c$  iguais, visando compreender a maneira como as variações de seu posicionamento influencia as curvas de TL. Em seguida, avalia-se a influência que os diferentes valores de  $L_c$  podem exercer no desempenho acústico dos silenciadores, onde também é estabelecida uma relação com os valores obtidos na caracterização acústica da MPP.

### 7.2.2.1 Posição dos dutos estendidos

Em primeira mão, foram realizadas comparações entre aqueles modelos que contém mesmo  $L_c$ , variando sua posição na entrada e na saída da câmara. Nos modelos 1 e 2, a extensão dos dutos se manteve com  $L_c$  de 0,3 m, porém foi posicionada na entrada, no modelo 1, e na saída, no modelo 2. As curvas de TL desses modelos foram comparadas na Figura (7.11).



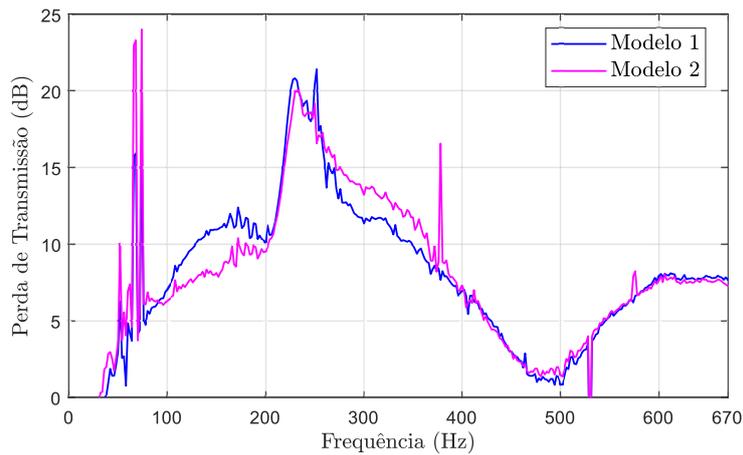
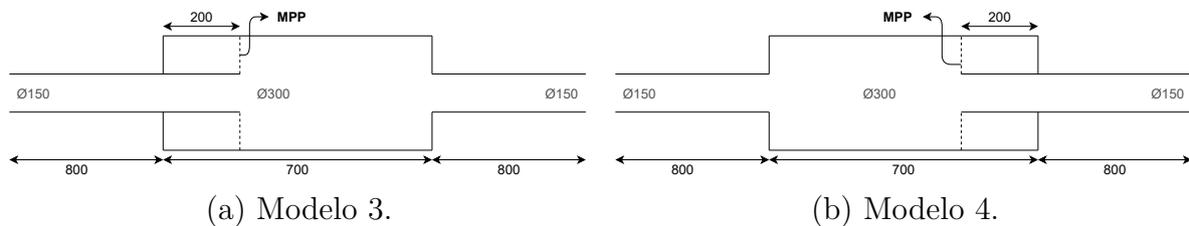


Figura 7.11 – Comparação entre as curvas de TL dos modelos 1 e 2.

As curvas demonstram pequenas diferenças entre si, com o modelo 1 apresentando máxima amplitude em 37,24 dB, e o modelo 2 em 38,71 dB. Esses valores ocorreram na frequência de 252 Hz, no modelo 1, e no modelo 2, ocorreram em 234 Hz. As semelhanças demonstram que caso mantenha-se o comprimento da extensão, a posição desta no interior da câmara não exerce influência significativa nas curvas de TL.

Nos modelos 3 e 4, também alteram-se as posições dos dutos de entrada e de saída. Tais modelos são geometricamente semelhantes aos modelos 1 e 2, apresentando diferenças relativas ao comprimento das extensões, que, no presente caso, são de 0,2 m. A comparação entre as curvas dos modelos 3 e 4 é demonstrada pela Figura (7.12), a seguir.



(a) Modelo 3.

(b) Modelo 4.

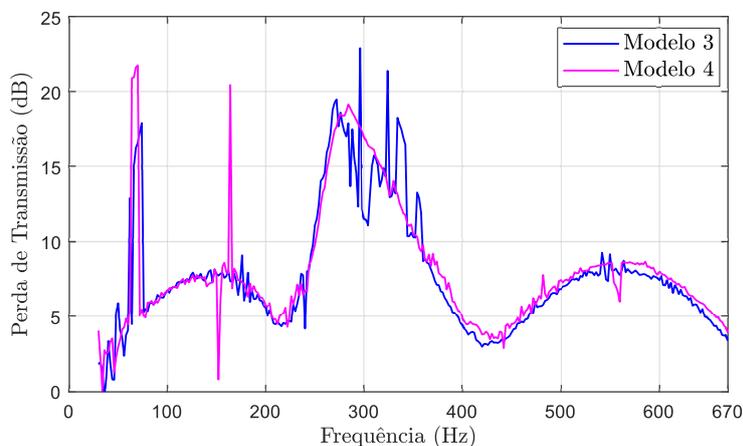


Figura 7.12 – Comparação entre as curvas de TL dos modelos 3 e 4.

Nesse caso, os valores de máxima amplitude encontrados sofreram variações, com a curva do modelo 4 apresentando um pico com maior precisão de máximo, em comparação com o do modelo 3, que apresenta maiores flutuações de valor. A amplitude máxima obtida pela curva de TL do modelo 3 foi de 22,92 dB, em 296 Hz. No caso do modelo 4, o valor de máxima amplitude é de 19,16 dB, em 284 Hz. As diferenças entre as curvas indicam que a posição dos dutos de extensão na saída pode proporcionar resultados mais acentuados de TL, porém não apresentaram alterações de amplitudes significativas.

Nos modelos com partição de entrada, comparam-se as curvas dos modelos 5 e 6, na Fig. (7.13), que contém, respectivamente, partições internas nas posições de entrada e de saída no interior da câmara, com comprimento de 0,3 m.

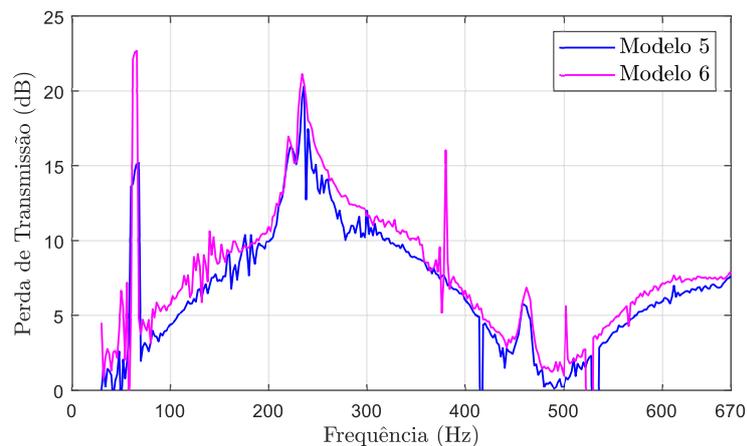
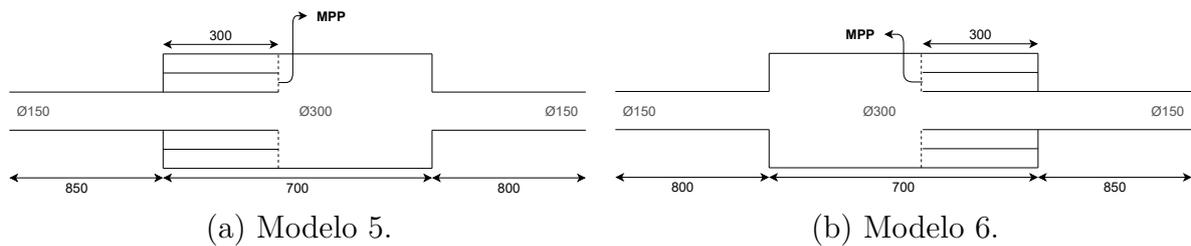
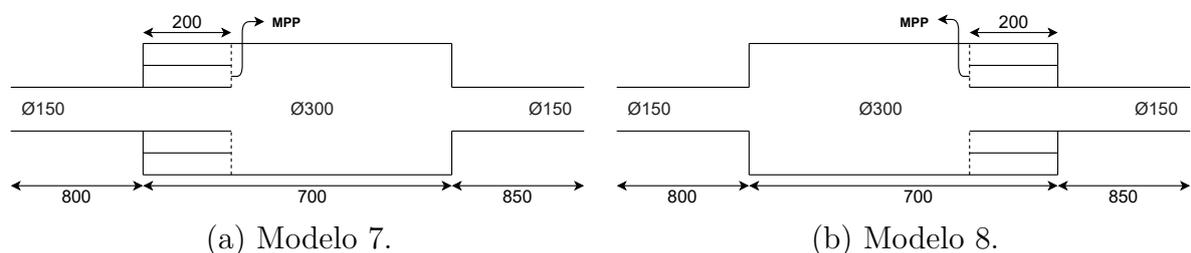


Figura 7.13 – Comparação entre as curvas de TL dos modelos 5 e 6.

A comparação confirma que aqueles modelos em que a extensão dos dutos localiza-se na saída da câmara apresentam valores de TL mais precisos. Com relação aos valores de máximo, aquele relativo ao modelo 5 é de 19,88 dB em 236Hz, e ao modelo 6, a máxima é de 21,14 dB, em 234 Hz. Por fim, foram comparadas as curvas de TL dos modelos 7 e 8, como demonstra a Figura (7.14).



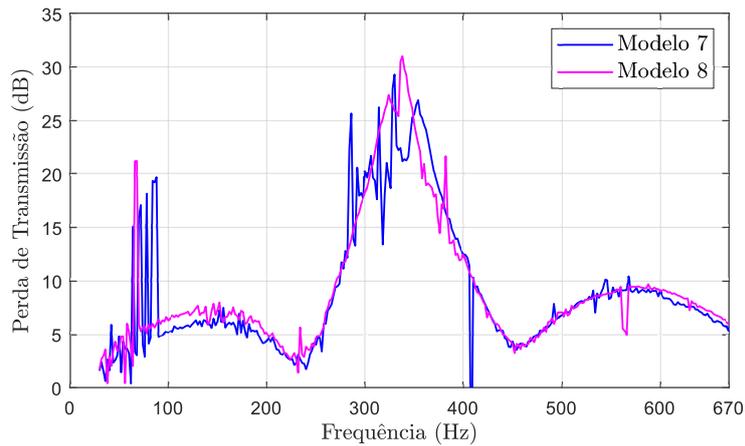


Figura 7.14 – Comparação entre as curvas de TL dos modelos 7 e 8.

A comparação entre os modelos 7 e 8 comprova não só que a extensão posicionada na saída proporciona uma curva mais suave de TL, como também demonstra que a posição das partições internas exerce influência apenas na suavização da curva. Isso indica que para consolidar valores mais exatos de TL em filtro acústicos desse tipo, recomenda-se posicionar as extensões dos dutos na saída da câmara de expansão.

#### 7.2.2.2 Comprimento da cavidade de apoio à MPP

As próximas comparações são quanto à variação do comprimento da cavidade de apoio ( $L_c$ ) à MPP, que é também o comprimento da extensão dos dutos de entrada, ou de saída. Tendo em vista que a cavidade de apoio é um parâmetro que está intimamente ligado ao desempenho de absorção sonora da MPP, as comparações a cerca desse critério visam entender a maneira como a variação desse parâmetro influencia também a curva de TL do filtro acústico.

No capítulo 5, foi realizada a caracterização acústica da MPP de maneiras analítica e numérica, o que possibilitou a fabricação da mesma, com todas as adaptações geométricas para que fosse introduzida no interior da câmara de expansão. Como o comprimento da cavidade de apoio depende da extensão dos dutos, na seção 5.4, a Tabela 4 lista os valores de máximo e mínimo coeficiente de absorção de acordo com o  $L_c$ , e será reproduzida novamente aqui pela Tabela 10.

Tabela 10 – Máximo Coeficiente de Absorção e Frequência de Pico de acordo com o Comprimento da Cavidade de Apoio.

$L_c$	$\alpha_{\max}$	$\omega_0$
0,2 m	0,9395	352 Hz
0,3 m	0,9444	250 Hz

Esses valores foram definidos de acordo com o comprimento que as extensões de entrada e saída poderiam assumir. A estimativa de tais valores se deu com o objetivo de

estimar as faixas de frequência em que o filtro acústico com MPP apresentará melhor capacidade de absorção sonora, com base no comprimento de cavidade. E assim, provocar um aumento nas amplitudes de TL justamente nas faixas de frequências em que obtiveram-se altos valores de coeficiente de absorção da MPP.

Como os valores de frequência de máxima absorção da MPP foram calculados para cavidade de apoio sem partições, as primeiras comparações foram realizadas com aqueles modelos que possuem essa característica. Assim, fixando-se a configuração geométrica dos modelos e alterando apenas o  $L_c$ , a primeira comparação é demonstrada pela Fig. (7.15), e foi realizada entre as curvas de TL dos modelos 1 e 3, que possuem extensões de entrada com  $L_c$  de 0,3 m e 0,2 m, respectivamente.

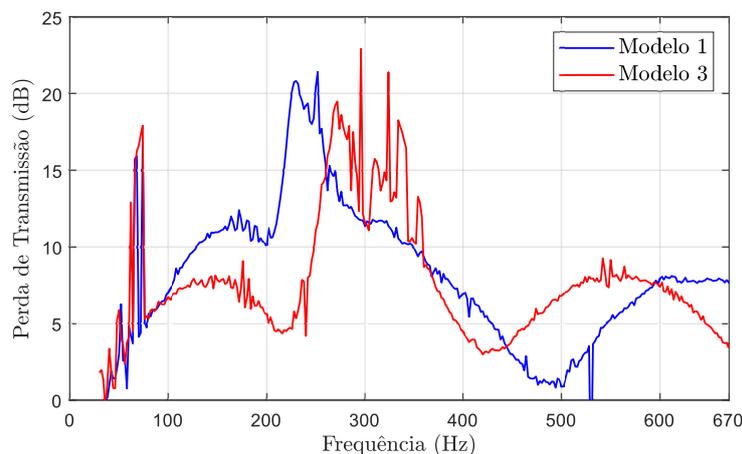
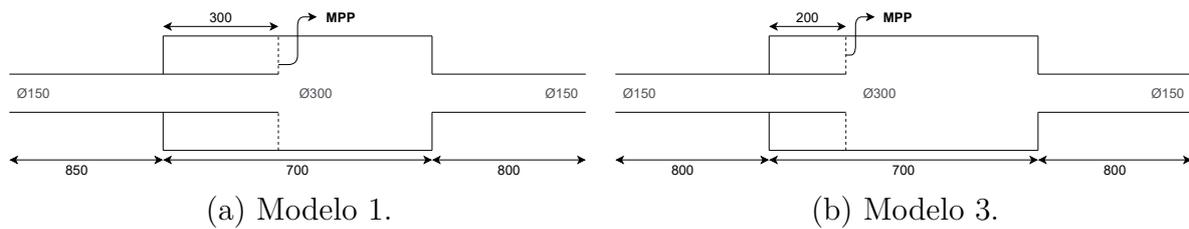


Figura 7.15 – Comparação entre as curvas de TL dos modelos 1 e 3.

A comparação entre as curvas demonstram diferenças maiores relativas às faixas de frequência de máxima TL, com a curva do modelo 1 ocorrendo em 252 Hz, e a curva referente ao modelo 2, em 296 Hz. Quanto aos valores de frequência estimados para o coeficiente de absorção máximo da MPP, a curva que apresentou maior proximidade foi a do modelo 1, com diferença de 2 Hz. A curva do modelo 3, por sua vez, apresentou amplitude máxima em 296 Hz, que comparado ao valor esperado, no caso 352 Hz apresenta uma diferença de 56 Hz.

Nesses modelos iniciais, não houveram alterações significativas quanto aos valores de amplitude de TL, sendo estas relativas às frequências de máximo, como era esperado. Esses resultados indicam que de fato o comprimento da cavidade de apoio pode influenciar

as faixas de frequência nas quais ocorrem as maiores amplitudes de TL dos filtros acústicos com MPP.

Nos modelos que contém extensões de saída com diferentes valores de  $L_c$ , comparam-se na Fig. (7.16), os modelos 2 e 4, que possuem a mesma configuração geométrica, e  $L_c$  de 0,3 m e 0,2 m, respectivamente.

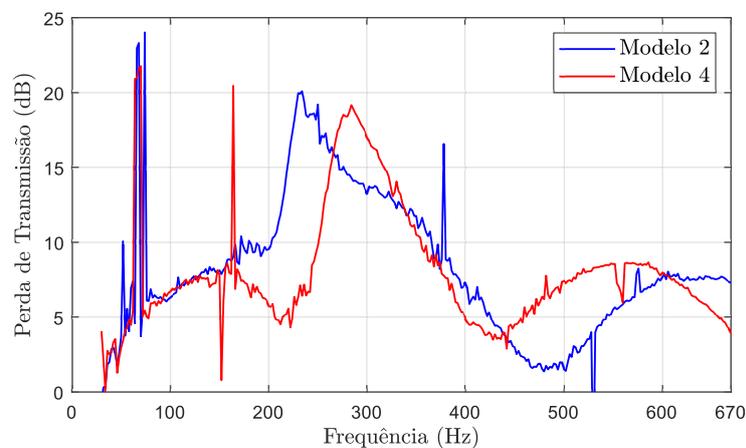
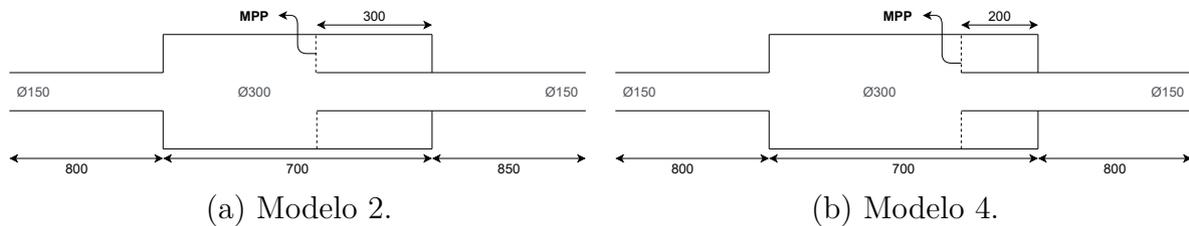


Figura 7.16 – Comparação entre as curvas de TL dos modelos 2 e 4.

Nesse caso, o modelo 2 apresentou uma curva de TL com valor máximo em 234 Hz, com diferença de 16 Hz do valor calculado. No caso da curva obtida pelo modelo 4, a máxima amplitude ocorreu em 306 Hz, diferindo em 46 Hz do valor esperado. Isso demonstra que apesar das diferenças encontradas entre os valores calculados, as curvas de TL apresentaram amplitudes máximas em frequências mais aproximadas daquelas listadas na Tabela 7.

A presente comparação auxilia na estimativa das frequências de máximo desempenho de filtros acústicos do tipo câmara de expansão com MPP, mediante o cálculo prévio de seu máximo coeficiente de absorção. Dessa maneira, é possível prever, com um grau moderado de precisão, a faixa de frequência em que aqueles modelos de filtro acústico com maiores comprimentos de cavidade apresentarão maior amplitude de TL. Cabe ainda verificar os efeitos do comprimento de cavidade quando existem partições internas a esta, como será descrito adiante.

### 7.2.3 Efeito da Adição de Partições Internas à Cavidade de Apoio à MPP

A adição de partições internas às cavidades de apoio de MPP, é uma prática muito utilizada para potencializar a capacidade de absorção acústica desse tipo de elemento, principalmente quando este é inserido em filtros acústicos. O artigo de [Yu, Cheng e You \(2015\)](#) estuda a adição de partições internas à cavidade de apoio, em um modelo de câmara de expansão com MPP em formato tubular em seu interior.

No estudo mencionado, a adição dessas partições proporcionou um aumento da amplitude de TL, o que motivou a inserção de tais partições nos modelos estudados no presente trabalho, mas com a finalidade de conhecer o efeito que estas inserem sob as curvas de TL. Isso se deve ao efeito da adição de mais diferenças de geometria no interior do filtro acústico, proporcionando maiores perdas de energia sonora, o que ocasiona um aumento em seu desempenho acústico.

Essas partições foram adicionadas paralelas à parede do filtro acústico conforme demonstra a Fig. (7.17), e constituem-se de um duto com diâmetro de 0,2 m. Para sua fixação no interior da câmara, foram utilizados 8 pequenas abas ao seu redor, coladas em sua lateral externa. Assim, a partição foi fixada na parede de interna do filtro acústico, de acordo com a extensão dos dutos de entrada ou de saída, constituindo uma cavidade de apoio particionada.



Figura 7.17 – Detalhe da partição interna inserida na cavidade de apoio à MPP.

Dispor as partições internas dessa maneira em outras palavras, paralela às extensões

dos dutos, proporciona efeitos que constituem-se ainda como uma incógnita entre os estudos de filtros acústicos com MPP. Então, a primeira comparação foi feita entre os modelos 1 e 5, demonstradas pela Figura (7.18), cujas configurações geométricas são iguais, com diferença apenas no tipo de cavidade à MPP.

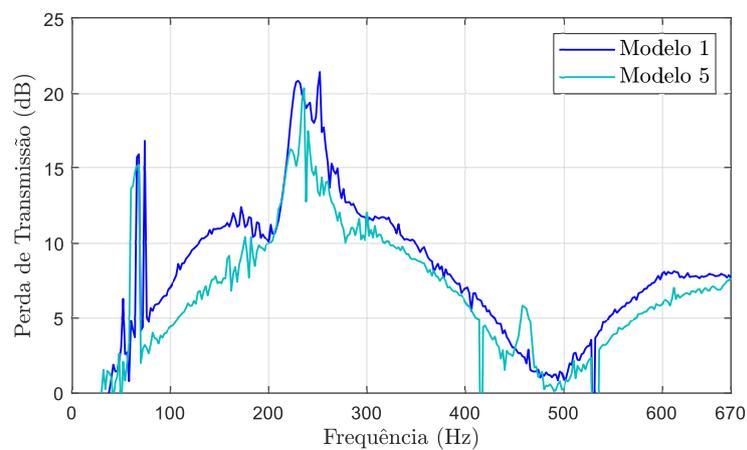
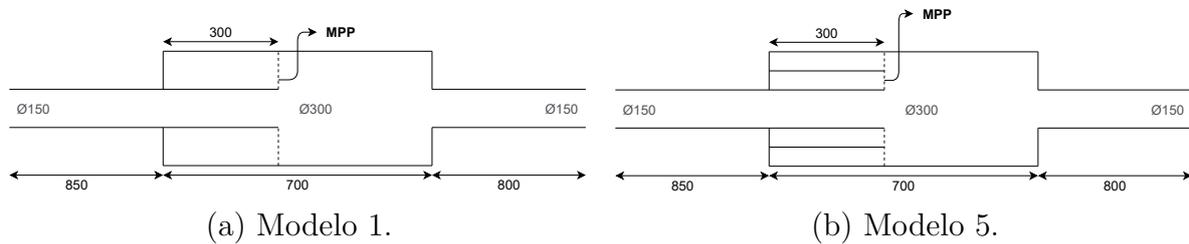


Figura 7.18 – Comparação entre as curvas de TL dos Modelos 1 e 5.

Em ambos os modelos comparados, a MPP localiza-se na extensão de entrada do filtro acústico e com  $L_c$  0,3 m. As curvas de TL demonstradas acima apresentaram uma diferença de amplitude de 1,54 dB, com o maior valor ocorrendo na curva do Modelo 5. Com relação as faixas de frequência de máxima amplitude, as curvas também apresentaram pequenas diferenças, demonstrando que nos modelos com extensões de entrada, as partições não exercem influência de TL significativas.

Com o objetivo de encontrar maiores diferenças entre as curvas, e diante do fato de que os modelos com extensão de saída apresentam resultados mais precisos, foram comparadas as curvas dos modelos 2 e 6, pela Figura (7.19), que possuem extensões de saída com  $L_c$  de 0,3 m.



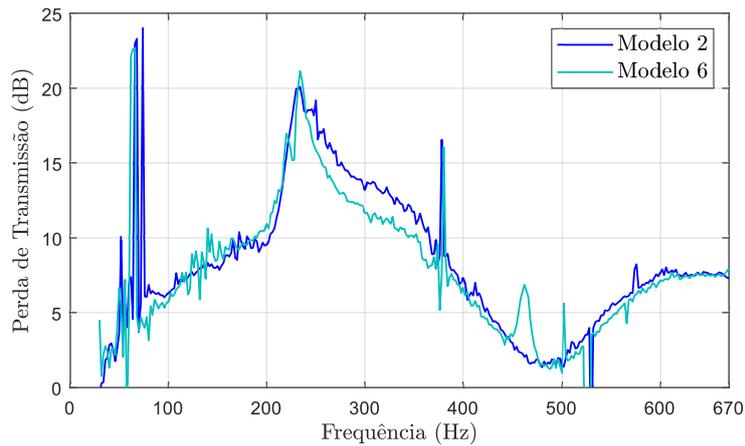
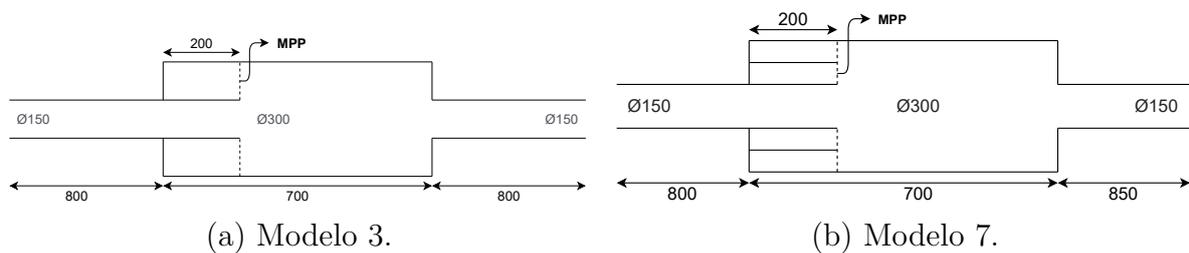


Figura 7.19 – Comparação entre as curvas de TL do Modelo 2 e 6.

A comparação demonstra que ambas as curvas apresentam amplitudes de TL máximas em 234 Hz, o que significa que semelhante aos modelos com extensões de entrada e partições, as mesmas não exercem influências significativas nas curvas de TL. Porém, com relação às cavidades de apoio que possuem  $L_c$  de 0,2 m, são comparadas na Figura (7.20), as curvas de TL dos modelos 3 e 7, nos quais a MPP está posicionada na extensão de entrada.



(a) Modelo 3.

(b) Modelo 7.

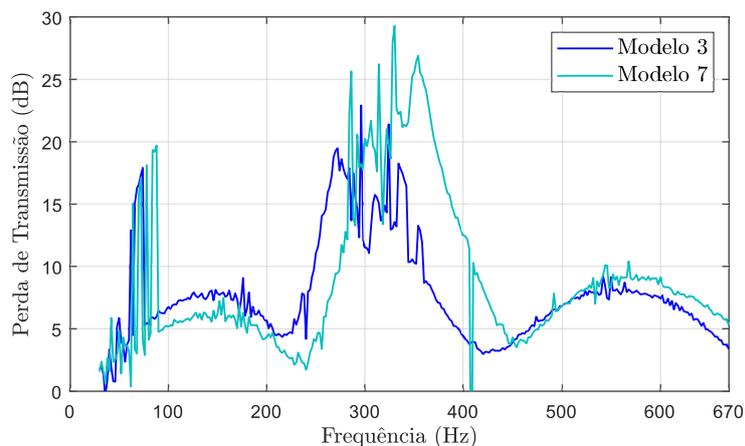


Figura 7.20 – Comparação entre as curvas de TL dos modelos 3 e 7.

Diferente das comparações entre os modelos anteriores, a presente comparação demonstra uma diferença significativa entre os valores de máxima amplitude de TL, que no modelo 7, que contém partições, foram encontrados maiores amplitudes. Nesse caso,

para o modelo 3, foi obtido o valor máximo de 22,93 dB de amplitude, em 296 Hz, e no modelo 7, o máximo valor de TL obtido foi de 29 dB, em 330 Hz. Nessa comparação, foram obtidas tanto alterações de amplitude, como também de suas respectivas faixas de frequência. Para os modelos com partições internas e extensão dos dutos de saída, foram comparadas as curvas de TL dos modelos 4 e 8, demonstradas pela Figura (7.21), cujos  $L_c$  são de 0,2 M.

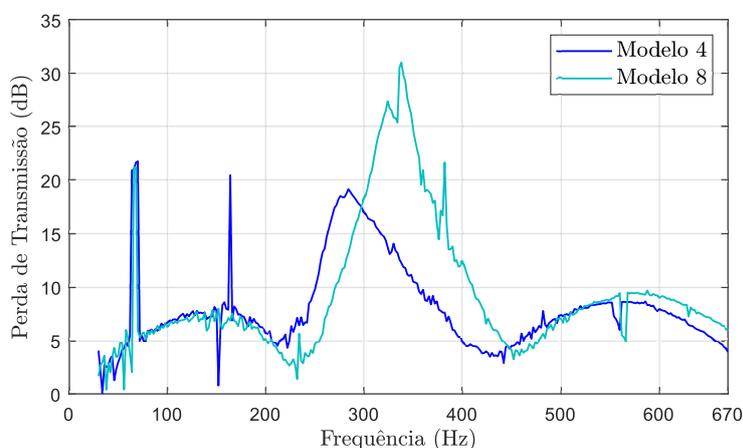
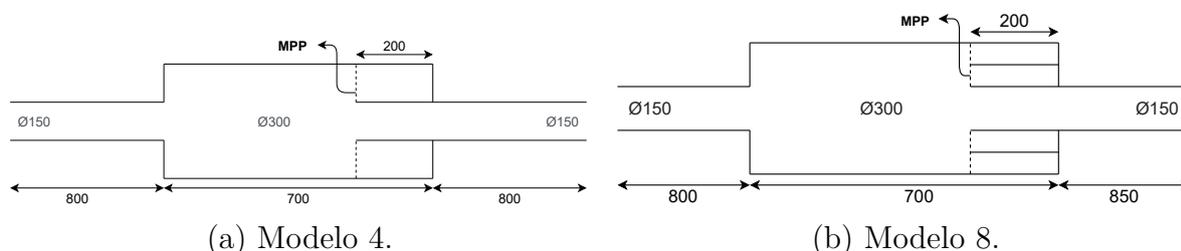


Figura 7.21 – Comparação entre as curvas de TL dos modelos 4 e 8.

Nesse caso, as curvas encontradas apresentam comportamento semelhante aos modelos anteriores, e também valores de pico mais precisos, como era esperado em modelos cujas extensões são posicionadas na saída da câmara. A curva referente ao modelo 8 apresentou amplitude maior em 12 dB, comparada àquela obtida com o modelo 4. Com relação às faixas de frequência, o modelo 4 apresentou melhor desempenho em 284 Hz, com a curva do 8 apresentando máxima amplitude de TL em 338 Hz. Isso indica que quanto menor o comprimento da cavidade de apoio, maior será o efeito da adição de partições internas a esta.

As frequências de pico encontradas nas curvas de TL dos modelos com partições internas condizem com aquelas estimadas de acordo com o coeficiente de absorção da MPP, listadas pela Tabela 8. Isso justifica-se pelo elevado grau de semelhança encontrado entre as curvas antes e depois da inserção das partições, o que torna essa estimativa válida também para esse tipo de cavidade de apoio.

Contudo, pode-se entender que a adição de partições internas possui um potencial maior de influenciar a curva de TL naqueles modelos que possuem cavidades com menores

comprimentos. Por isso, torna-se importante comparar o desempenho acústico quanto aos diferentes comprimentos de cavidade,  $L_c$ , com partições, dos quais constituem-se os modelos propostos. Essas comparações, serão realizadas na seção a seguir.

### 7.2.3.1 Mudança do comprimento das partições

Semelhante aos modelos com cavidades simples, também será comparado o desempenho acústico dos modelos que contém partições internas quanto à mudança do  $L_c$ , afim de verificar a influência que a variação deste elemento exerce nas curvas de TL. A cerca disso, a primeira comparação é demonstrada pela Figura (7.23), e se deu entre os modelos 5 e 7, que possuem partições internas em conjunto com as extensões dos dutos de entrada, com  $L_c$  de 0,3 m e 0,2 m, respectivamente.

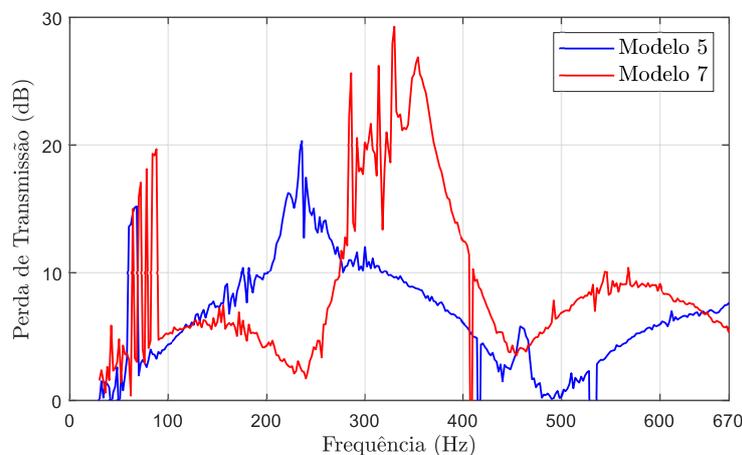
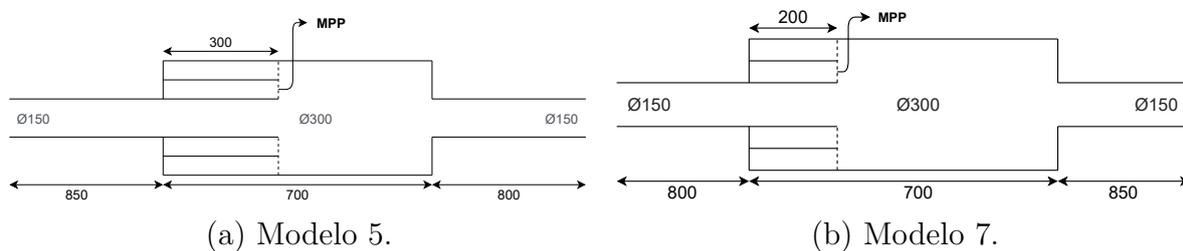


Figura 7.22 – Comparação entre as curvas de TL dos modelos 5 e 7.

A comparação acima demonstra diferenças significativas entre as curvas, com alterações tanto de máxima amplitude, como de frequência. Quanto à amplitude, a curva do modelo 7 apresentou um valor máximo superior em aproximadamente 10dB daquele apresentado pela curva do modelo 5. Pode-se perceber que apesar de o modelo 7 ter apresentado maiores amplitudes, o mesmo possui mais flutuações de valores, comparado à curva do modelo 5, o que se deve ao posicionamento dos dutos no interior da câmara.

Com relação às faixas de frequência de máximo desempenho, o modelo 7 apresentou valores quase nulos justamente na mesma frequência em que o modelo 5 apresenta máxima TL. Isso indica que apesar de as frequências se aproximarem daquelas calculadas com o

coeficiente de absorção da MPP, é necessário conhecer a maneira como a curva de TL pode se apresentar de acordo com o  $L_c$ .

A presente comparação demonstra com isso, que apesar de a maior amplitude ter acontecido com o modelo 7, o 5 é mais adequado em aplicações para controle de ruído em baixas frequências. Também pode-se inferir que maiores amplitudes de TL são atingidas quando se utilizam cavidades com partições internas de  $L_c$  menores.

Com relação aos modelos que contém partição interna posicionada paralelamente à extensão de saída, a Figura (7.23) demonstra a comparação entre as curvas dos modelos 6 e 8, que possuem  $L_c$  de 0,3 m e 0,2 m, respectivamente.

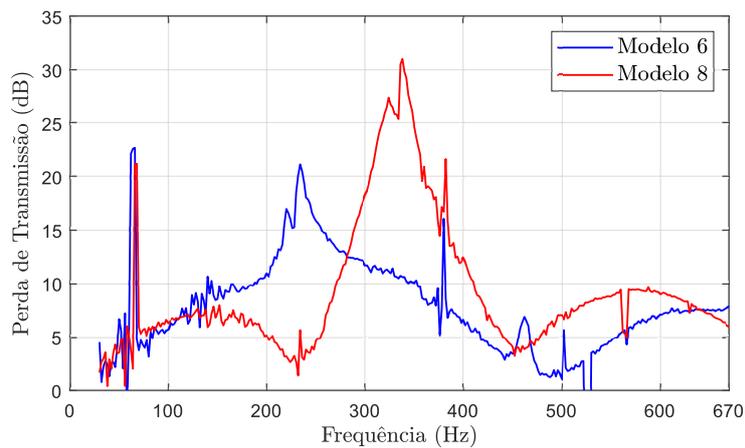
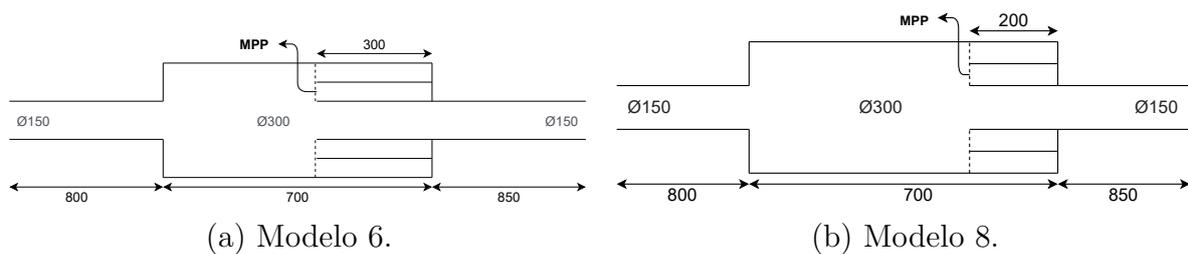


Figura 7.23 – Comparação entre as curvas de TL dos modelos 6 e 8.

As curvas apresentam comportamento semelhante à comparação demonstrada pela Figura (7.22), porém, nesse caso, as curvas apresentaram mais precisão quanto aos valores de pico. A curva de TL do modelo 8 foi aquela que apresentou maior amplitude de TL, sendo superior em cerca de 10 dB, com relação a do modelo 6. Novamente, isso indica que a redução do comprimento de cavidade à MPP no interior deste modelo de filtro acústico, pode apresentar-se como uma maneira de aumentar a TL.

Do ponto de vista da aplicação prática dos atenuadores aqui comparados, percebe-se que para controle de ruído de baixas frequências, os modelos 5 e 6, com  $L_c$  de 0,3 m, são os mais recomendados. Os modelos 7 e 8, que possuem  $L_c$  de 0,2 m, apresentam um potencial significativo de atenuação de ruído na região de baixas e médias frequências.

Percebe-se, portanto, que a adição de partições internas possui um potencial maior de influenciar a curva de TL naqueles modelos que possuem  $L_c$  de 0,2 m. Isso indica que com essa geometria, os filtros acústicos apresentam maior TL em modelos com menores comprimentos de cavidade de apoio, sejam elas simples ou com partições de cavidade de apoio à MPP.

## 7.2.4 Efeito da Adição de Dutos estendidos na entrada e na saída

Finalizadas as comparações a respeito das partições internas adicionadas no interior da câmara, parte-se para aqueles modelos que contém extensões simultâneas dos dutos de entrada e saída. A inserção desses elementos também se deu de maneira gradual, primeiramente, naqueles modelos que continham apenas extensões de entrada, foram inseridos dutos estendidos na saída da câmara, e vice versa. Com o objetivo de conhecer e entender a influência que a adição dessas extensões exercem sob as curvas de TL, foram desenvolvidas comparações, que serão demonstradas a seguir, que também levaram em consideração a variação do comprimento destas extensões.

### 7.2.4.1 Duto estendido na saída

Como mencionado anteriormente, os efeitos relativos à adição dos dutos estendidos na saída serão analisados, devido ao fato de os primeiros modelos propostos conterem apenas extensões de entrada. A primeira comparação é estabelecida entre os modelos 1 e 9, com as curvas são demonstradas pela Fig. (7.24). Tais modelos possuem o mesmo  $L_c$  de 0,3 m, porém o modelo 9 conta com duto estendido na saída de 0,2 m de comprimento.

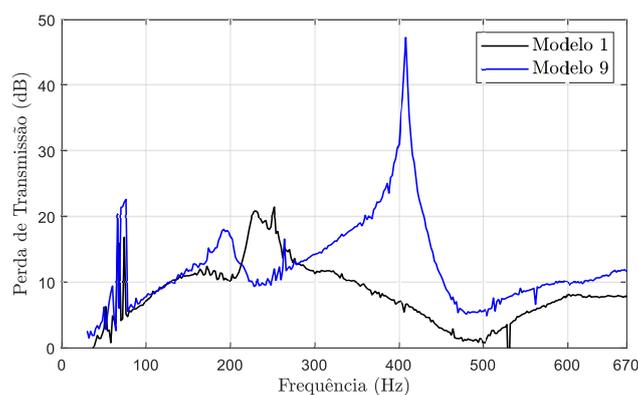
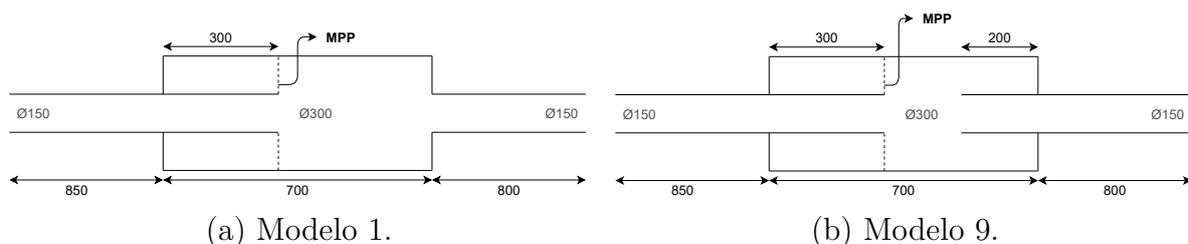


Figura 7.24 – Comparação entre as curvas de TL dos modelos 1 e 9.

As curvas apresentaram divergências significativas tanto quanto aos valores de máxima amplitude de TL, como à frequência em que tais valores ocorrem. Entre os modelos 1 e 9, as curvas apresentaram um aumento de 25,84 dB, apontando que a inserção de um duto na saída possui a capacidade de aumentar a amplitude máxima de TL.

As curvas também apresentaram valores máximos de amplitude em diferentes faixas de frequência, porém, em baixas frequências o modelo 9 apresentou desempenho semelhante ao do 1. A melhora significativa de amplitude com o aumento da faixa de frequência reflete as influências devidas à adição da extensão de saída.

Apesar de a maior amplitude de TL ter sido obtida em cerca de 400 Hz, o modelo 9 demonstra que, diante das curvas dos demais modelos aqui demonstradas, sua aplicação é viável tanto em baixas frequências, como em altas. Porém, percebe-se que ambos os modelos apresentam valores baixos em cerca de 500 Hz, indicando esta como o limite máximo de potencial de atenuação na região de ondas planas.

Os modelos 3 e 11, cuja comparação entre as curvas é demonstrada pela Fig. (7.25), são modelos que apresentam extensão de entrada com  $L_c$  de 0,2 m, e no modelo 11, foi adicionada uma extensão de saída de 0,3 m.

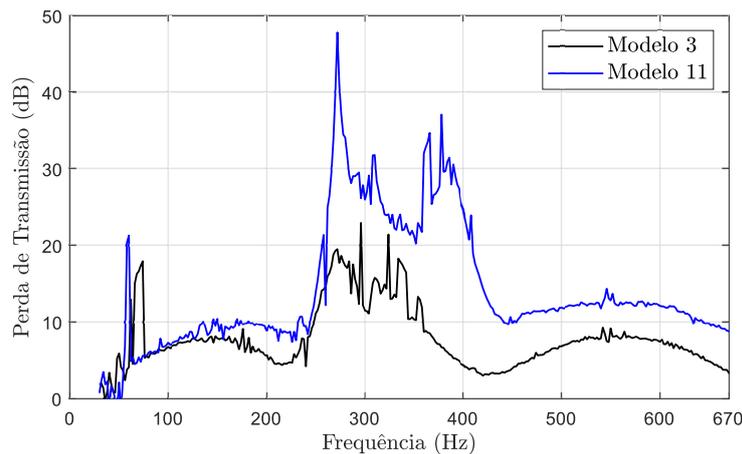
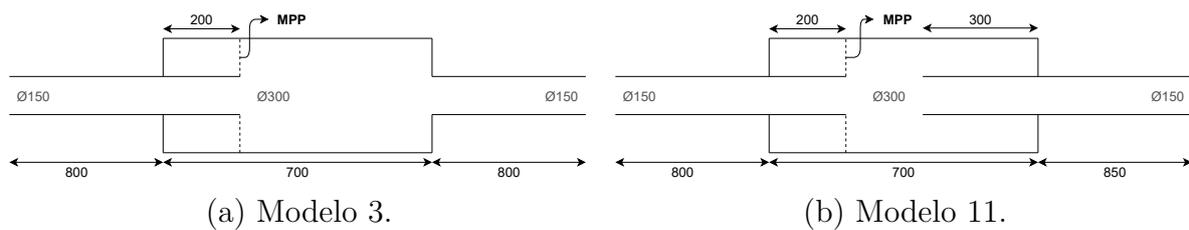


Figura 7.25 – Comparação entre as curvas de TL dos modelos 3 e 11.

Novamente as curvas apresentam diferenças significativas no que diz respeito às amplitudes de TL, com aquela referente ao modelo 11, apresentando aumento de 24,86 dB de amplitude, comparada ao modelo 3. Porém, nesse caso, as curvas apresentaram máximas amplitudes em frequências parecidas, com o modelo 3 em 296 Hz, e o 11 em 272

Hz. No geral, pode-se perceber que ambos possuem bom desempenho em cerca de 300 Hz, que se deve a adição da extensão de saída no interior da câmara.

Quanto à aplicação prática, o modelo 11 demonstrou um excelente desempenho de TL em baixas frequências, ressaltando que a curva apresentou valores de amplitude significativamente altos a partir de 272 Hz, mantendo valores de aproximadamente 30 dB por até cerca de 390 Hz. Em comparação com o desempenho obtido com o modelo 3, o 11 se mostra como uma solução para melhora de seu potencial de atenuação.

Esses efeitos indicam a adição do duto de saída como uma maneira de aumentar o potencial de atenuação sonora significativamente, em modelos de câmara de expansão com MPP posicionada na extensão de entrada. Sendo assim, torna-se interessante verificar os efeitos relativos às extensões dos dutos de entrada, em comparação com aqueles modelos que continham apenas extensões de saída.

#### 7.2.4.2 Duto estendido na entrada

A primeira comparação a cerca da adição de duto estendido na entrada, inicia-se com os modelos 2 e 10, os quais contém extensões de saída com  $L_c$  é 0,3 m, com modelo 10 contendo extensão do duto de entrada com comprimento de 0,2 m. A Figura (7.26) demonstra a comparação entre as curvas dos dois modelos citados.

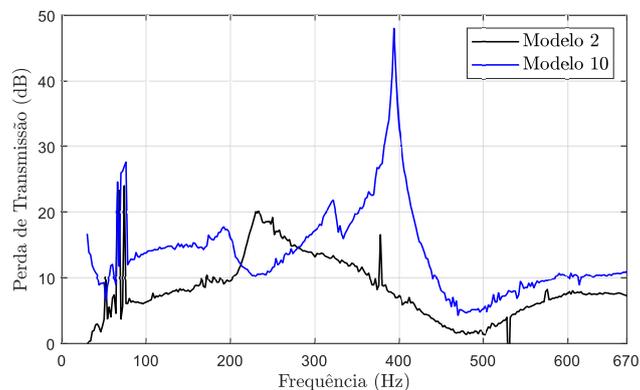
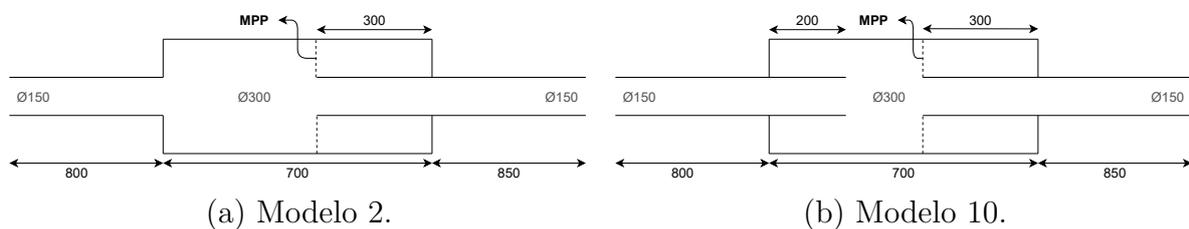


Figura 7.26 – Comparação entre as curvas de TL dos modelos 2 e 10.

O desempenho obtido entre as curvas é semelhante àquele demonstrado pelos modelos 1 e 9, visto que as curvas apresentam poucas diferenças quanto ao posicionamento dos dutos no interior da câmara. No entanto, a presente comparação constitui-se como

aquela em que os valores de amplitude foram maiores. Comparando com os demais casos, o modelo 10 apresenta TL máxima de 48 dB, o que representa um aumento de amplitude de 27,14 dB, indicando este como o modelo com maior amplitude dentre os demais.

O comportamento da curva também é influenciado pela posição da MPP no interior da câmara, visto que ao ser posicionada nas extensões de saída, são obtidos valores mais precisos de TL. Com relação às faixas de frequência em que tais curvas apresentaram máximos valores, mantiveram-se aqueles obtidos na comparação entre os modelos 1 e 9, indicando que a adição do duto estendido modifica essencialmente a amplitude da curva de TL do atenuador. Isso

A última comparação quanto à adição dos dutos estendidos, é demonstrada pela Fig. (7.27), e foi realizada entre os modelos 4 e 12. que possuem extensões de saída com  $L_c$  de 0,2 m, com o modelo 12 diferenciando-se apenas pela extensão adicional de 0,3 m de comprimento na entrada da câmara.

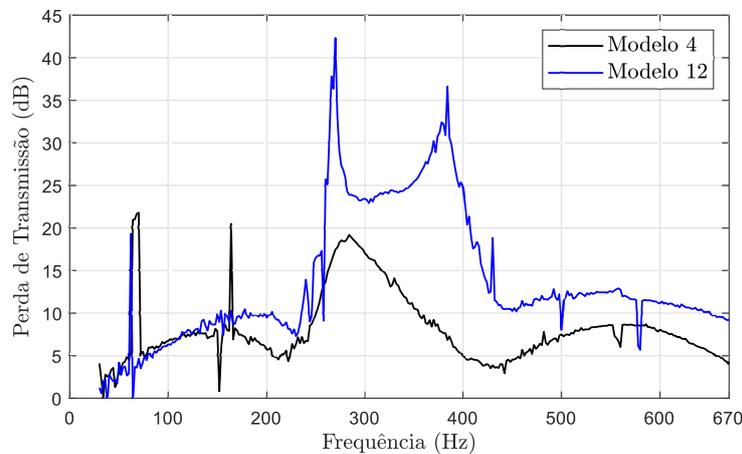
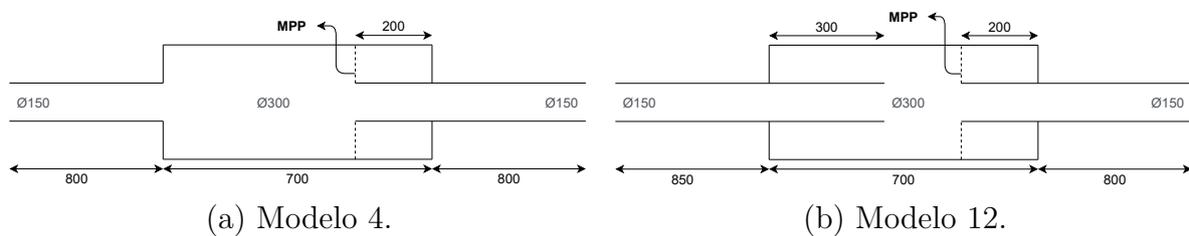


Figura 7.27 – Comparação entre as curvas de TL dos modelos 4 e 12.

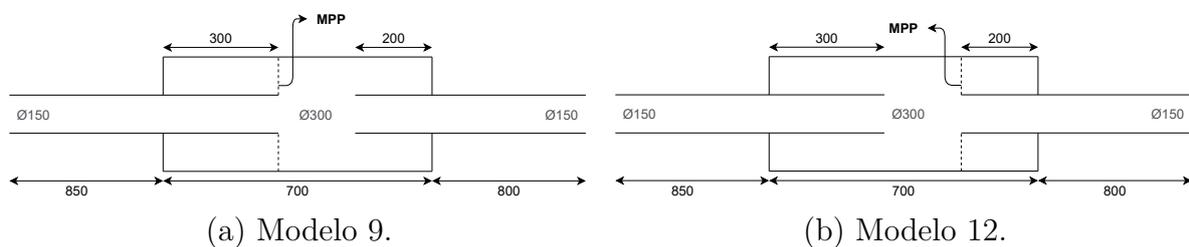
Nesse caso, a adição de duto estendido na entrada também provocou um aumento de amplitude em relação ao modelo que contém apenas uma das extensões. No caso, o modelo 12 apresentou um valor máximo de 42,3 dB de amplitude máxima, em 270 Hz, apresentando um segundo pico de 36 dB de amplitude, em 384 Hz. Isso indica que além de apresentar valor máximo superior ao modelo 4, ainda é eficiente por uma faixa de frequência maior, tendo em vista os dois picos detectados.

Dessa maneira, é possível concluir que ambas as adições de extensões contribuem significativamente para aumentar a amplitude das curvas de TL dos modelos de câmara

de expansão com MPP. Esse aumento se apresentou maior naqueles modelos que contém adições de dutos de entrada, como demonstra a curva de TL do modelo 10. Quanto ao comprimento de tais extensões, as comparações serão realizadas na seção a seguir.

### 7.2.4.3 Comprimento das extensões

As últimas comparações são a cerca do comprimento das extensões de entrada ou de saída adicionadas aos modelos mencionados nas seções anteriores. Em tais comparações, configuração geométrica dos modelos é mantida constante, porém a posição da MPP varia entre as extensões de entrada e de saída. Sendo assim, é possível também analisar a variação entre os diferentes  $L_c$  dos modelos com extensões simultâneas. A primeira comparação é entre os modelos 9 e 12, demonstrada pela Fig. (7.28).



(a) Modelo 9.

(b) Modelo 12.

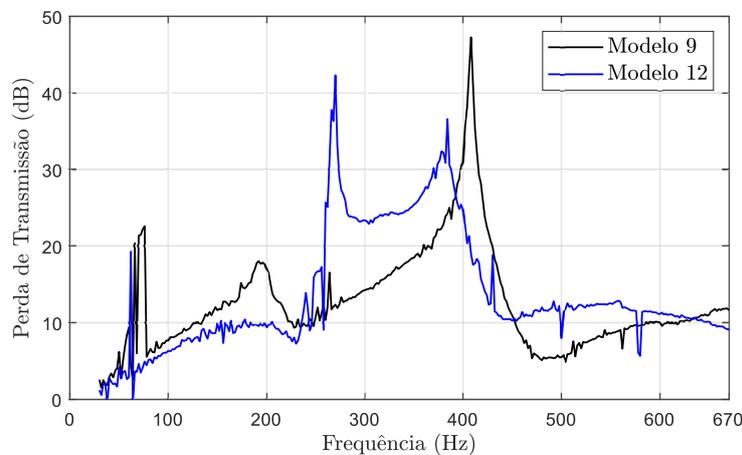


Figura 7.28 – Comparação entre as curvas dos modelos 9 e 12.

As comparações referentes aos diferentes valores de  $L_c$ , realizadas na subseção 7.2.2.2 demonstram variações maiores em termos de faixa de frequência. Na presente comparação também foram encontradas essas diferenças, com a curva referente ao modelo 9 apresentando valor máximo de amplitude em 408 Hz, e o 12 em 270 Hz. Esses valores são aproximadamente semelhantes aos calculados via coeficiente de absorção da MPP, o que justifica o aumento de amplitude nessa faixa de frequência.

Essas discrepâncias ressaltam que o modelo 12 apresenta melhor desempenho tanto em baixas frequências, como em uma faixa de frequência maior, quando comparado à curva de TL do modelo 9. Além disso, pode-se inferir que o comprimento das extensões

pode auxiliar na previsão de seu valor máximo de TL. A outra comparação é realizada entre as curvas dos modelos 10 e 11, como demonstra a Figura (7.29).

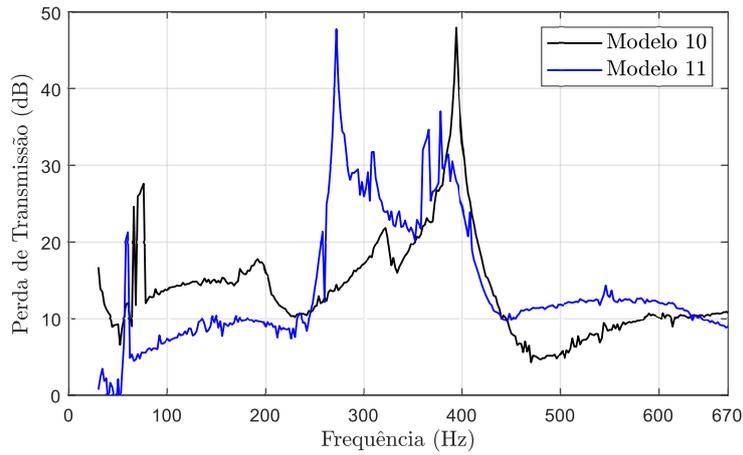
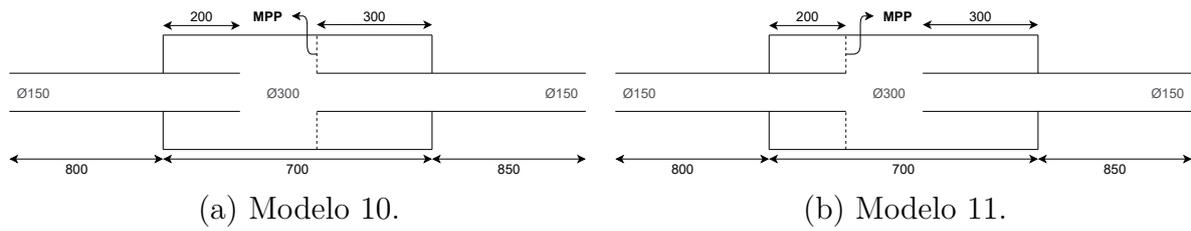


Figura 7.29 – Comparação entre as curvas de TL dos modelos 10 e 11.

Tendo em vista as diferenças geométricas existentes entre os modelos, as comparações a cerca dos valores de  $L_c$  também demonstram resultados semelhantes à comparação anterior. O modelo 10, que contém uma extensão de duto de entrada com  $L_c$  de 0,2 m, apresentou valor máximo em 394 Hz, com amplitude de 48 dB. No caso do modelo 11, no qual a extensão adicional do duto de entrada possui comprimento de 0,3 m, a curva de TL apresentou um comportamento mais acentuado de máxima amplitude, sendo esta de 42 dB, em 270 Hz.

Com relação ao comprimento das extensões adicionais, pode-se inferir que quanto maior este valor, maior será o aumento da amplitude da curva de TL. Com relação à faixa de frequência que tal valor ocorre, percebe-se que este é determinado com relação ao  $L_c$ , isto é, ao comprimento da cavidade de apoio da MPP utilizada no interior do câmara.

## 8 Conclusões

Este trabalho envolveu o desenvolvimento, e o estudo da perda de transmissão (TL) experimental, de 12 modelos de filtro acústico do tipo câmara de expansão, com Placa Microperfurada (MPP). As dimensões desses atenuadores são apropriadas para aplicação no controle de ruído passivo, em dutos de exaustão de grupos geradores de energia elétrica, para faixas de frequência de 250 a 350Hz. Em busca de uma estimativa correta e mais próxima da realidade, a TL foi obtida de três maneiras diferentes, o que resultou na validação de tais técnicas e valores obtidos.

Para possibilitar a comparação entre os métodos utilizados com o método analítico, que no caso, foi o Método da Matriz de Transferência, adotou-se como referência um modelo de câmara de expansão simples. Com a obtenção da TL analítica, foi possível prever as frequências de máximo e mínimo desempenho do modelo, bem como entender a necessidade de aumentar as descontinuidades geométricas desse elemento, para atingir um melhor desempenho acústico.

Também foi realizada a simulação numérica via Método dos Elementos Finitos, desse modelo de câmara de expansão simples, com o auxílio do *software* ANSYS®, onde foram inseridas as condições de contorno necessárias para a correta modelagem numérica desse silenciador. Nessa fase, também foi realizado um estudo de convergência de malha, em função do número de EPW, que resultou em erros mínimos de 0,41%, ao serem comparados com o MMT.

A TL experimental, por sua vez, foi obtida pela construção de uma bancada em laboratório, onde foram montados os protótipos, juntamente com os dutos e equipamentos de medição necessários. Assim, foi possível obter a TL via Método de Duas Cargas, com a TL experimental sendo comparada com aquelas obtidas analítica e numericamente, apresentando diferenças de 0,24%, quando comparados aos resultados numéricos.

Para possibilitar a inserção da MPP no interior dos filtros acústicos, foi necessário realizar sua caracterização, que consistiu em determinar a impedância acústica e o coeficiente de absorção. Essas variáveis foram determinadas de maneira analítica, por meio da teoria clássica proposta por Dah-You Maa (1987), e numérica, via MEF, o que resultou na validação da caracterização da MPP. Isso possibilitou a obtenção de um modelo de MPP fabricado com dimensões adaptadas para ser inserido no interior das câmaras de expansão. Com isso, foram realizados os experimentos referentes aos modelos propostos,

comparando-os entre si, conforme alguns critérios.

O primeiro critério de comparação foi quanto à inserção da MPP no sistema, com a comparação entre as curvas de TL antes e depois da MPP. Os resultados demonstraram que, antes da inserção da MPP, a extensão de entrada provoca um aumento significativo da amplitude de TL, em que a mesma apresenta picos únicos, caso sejam somente extensão de entrada ou de saída. Ao se adicionar a MPP, percebeu-se que esses valores de magnitude foram reduzidos, com a curva com MPP apresentando melhor desempenho na região de baixas frequências. Em comparação com o modelo de câmara de expansão simples, a inserção da MPP provocou um aumento de TL exatamente na frequência em que a mesma apresentava valores nulos, demonstrando que houve uma melhora significativa no desempenho acústico.

Quanto ao posicionamento dos dutos estendidos no interior da câmara, as curvas dos modelos com extensões de entrada ou de saída apresentaram pequenas diferenças de amplitude e frequência. Porém, aqueles com extensões de saída apresentaram resultados com menos flutuações, consolidando essas configurações como aquelas com resultados mais acentuados. A variação do comprimento das extensões também foi analisado, levando a constatação de que as previsões de frequência com o cálculo do coeficiente de absorção da MPP são mais precisas nos modelos com maiores comprimentos.

Ao se analisar as curvas de TL dos modelos que contém partições internas à cavidade de apoio, de maneira geral, tais modelos apresentam maiores valores de TL quando a partição da cavidade de apoio possui um menor comprimento, e localiza-se na extensão de saída da câmara. Com isso, pode-se inferir que quanto menor o comprimento da cavidade de apoio, maior será o efeito da adição de partições internas a esta. Com relação aos valores de frequência previstos via caracterização da MPP, também foram encontradas máximas amplitudes em frequências próximas às estimadas.

Com relação à influência que a variação do comprimento da cavidade de apoio exerce nas curvas de TL, as comparações demonstraram alterações significativas de comportamento. Quanto a este critério, as curvas demonstraram maiores amplitudes em modelos com menores comprimentos, indicando o potencial de aumento de amplitude em modelos semelhantes a estes.

Aqueles modelos com adições de extensões de entrada ou de saída, também foram analisados, com estes sendo aqueles que apresentaram os maiores valores de amplitude de TL dentre os demais. Por isso, a adição dessas extensões em conjunto com a MPP, pode melhorar significativamente a curva de TL dos tradicionais silenciadores utilizados em dutos de exaustão de grupos geradores.

Portanto, dentre as comparações estabelecidas com relação à MPP, percebe-se que para que sejam atingidos altos valores de TL, deve-se combinar os efeitos da MPP em conjunto com extensões adicionais de dutos de entrada ou de saída. As partições à cavidade de apoio devem ser inseridas com menor comprimento, o que proporcionará um

aumento no potencial de atenuação sonora em elementos desse tipo.

Dessa maneira, os filtros acústicos com MPP apresentam-se como uma eficiente alternativa ao controle de ruído passivo, apresentando bom desempenho de atenuação as faixas de frequências de 250 a 350 Hz. Com a inserção da MPP, é possível prever as faixas de frequência em que o silenciador pode apresentar maiores amplitudes de TL. Porém, a adição dos dutos estendidos asseguram aumentos de amplitude, podendo também modificar as faixas de frequência de melhor desempenho de TL.

Como sugestão para trabalhos futuros, são apontados os seguintes temas, visando complementar o presente trabalho:

- Utilizar um dos modelos propostos no presente trabalho, em um sistema real de dutos de exaustão de grupo gerador, avaliando os aspectos de dimensionamento e redução de ruído que o mesmo pode proporcionar;
- Modelagem numérica da MPP no interior dos filtros acústicos do tipo câmara de expansão, considerando a influência que as diferentes propriedades geométricas, posições e configurações podem exercer nas curvas de desempenho acústico.
- Otimização dos parâmetros geométricos do filtro acústico e da MPP, visando entender a maneira como essas características podem aumentar a amplitude das curvas de TL.
- Desenvolver maneiras de fixação da MPP no interior de atenuadores, para facilitar e reduzir os erros experimentais gerados pelo posicionamento desta;
- Estudo da influência de multi-camadas de MPPs, dispostas verticalmente no interior de câmaras de expansão, na presença de fluxo médio, por meio de métodos numéricos e validação experimental;
- Desenvolvimento de outros modelos de filtros acústicos reativos com MPPs fabricadas em materiais compósitos, avaliando seu desempenho mecânico, interligado ao seu desenvolvimento como absorvedor de energia sonora;
- Avaliar o desempenho de tubos de MPPs como protetores aos materiais de absorção sonora, no interior de filtros acústicos dissipativos, de maneira a combinar os efeitos proporcionados pelos dois dispositivos;
- Estudar a aplicação em filtros acústicos, de MPPs com perfurações em diferentes formatos, como em fendas, retangulares e estrelares, por exemplo, visando verificar a influência que podem exercer nas curvas de perda de transmissão.
- Estudo da incerteza ou erro dos processos de microperfuração de MPPs nas curvas de perda de transmissão e de absorção, dos filtros acústicos do tipo câmara de expansão.

## 8.1 Trabalhos publicados durante a realização desta dissertação

- Analysis of geometric parameters of acoustic filters of the expansion chamber type. 25th Congress of Mechanical Engineering – COBEM 2019 – Uberlândia - MG. DOI: 10.26678/ABCM.COBEM2019.COB2019-0624
- Análise numérica de filtros acústicos do tipo câmara de expansão com placas micro-perfuradas. XIV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica – CIBIM 2019 – Cartagena das Índias - Colombia.
- Utilização de placas microperfuradas em filtros acústicos do tipo câmara de expansão para aplicação em sistemas HVAC. XII Congresso Iberoamericano de Acústica – FIA 2020. Em fase de submissão.

# Referências

ABNT. *NBR 10152:2017 - Acústica — Níveis de pressão sonora em ambientes internos a edificações*. 2017. Citado na página 1.

ALLAM, S.; ÅBOM, M. A new type of muffler based on microperforated tubes. *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*, v. 133, n. 3, p. 31005–1–31005–8, jun 2011. ISSN 15288927. Disponível em: <[10.1115/1.4002956](https://doi.org/10.1115/1.4002956)>. Citado na página 20.

ARAÚJO, N. M. C. *Avaliação de atenuadores de ruído passivos resistivos para grupos geradores de energia*. 2004. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas. Citado na página 1.

ASHRAE. *TC 2.6 - Sound & Vibration Generator Noise Control, An Overview*. Atlantic City, New Jersey, USA: [s.n.], 2002. Citado 2 vezes nas páginas xi e 3.

ASTM. *ASTM - E2611-17: Standard Test Method for Normal Incidence Determination of Porous Material Acoustical Properties Based on the Transfer Matrix Method*. 2017. 1–14 p. Citado 14 vezes nas páginas xi, xii, 7, 15, 35, 54, 55, 57, 58, 60, 63, 64, 65 e 66.

BARRON, R. F. *Industrial Noise Control and Acoustics*. 1nd. ed. New York: CRC Press, 2002. 534 p. p. ISBN 9780429222252. Citado na página 22.

BILAWCHUK, S.; FYFE, K. 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, sep 2003. ISSN 0003682X. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0003682X0300046X>>. Citado 4 vezes nas páginas xi, 11, 12 e 28.

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, feb 1986. ISSN 0001-4966. Disponível em: <<http://asa.scitation.org/doi/10.1121/1.393542>>. Citado 2 vezes nas páginas 14 e 47.

BORGES, M. d. R. S.; NUNES, M. Analysis of the geometric parameters of acoustic filters of the expansion chamber type. In: *25th ABCM International Congress of Mechanical Engineering*. Uberlândia - MG: ABCM - Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 2019. p. 0–7. Citado na página 71.

CARNEIRO, E. B. *Aplicação de absorvedores do tipo membrana em cavidades e filtros acústicos*. 2008. 123 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — (Dissertação de Mestrado) Universidade Federal de Santa Catarina. Citado na página 18.

CARTAXO, A. J. F. M. *Caracterização de Filtros Acústicos Baseada no Método dos Elementos Finitos*. 2007. 79 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Técnica de Lisboa. Citado 2 vezes nas páginas 5 e 69.

CAVALHEIRO, T. *Avaliação de atenuadores acústicos dissipativos de dutos de sistema de ar-condicionado de aeronaves*. 2015. 197 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina. Citado 2 vezes nas páginas 19 e 55.

CHENG, C. Y. R. *et al.* A multidomain boundary element solution for silencer and muffler performance prediction. *Journal of Sound and Vibration*, v. 151, n. 1, p. 119–129, 1991. ISSN 1095-8568. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 12.

CHUNG, J. Y.; BLASER, D. A. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I. Theory. *Journal of Acoustic Society America*, v. 68, n. 3, p. 907–913, 1980. Citado na página 14.

CHUNG, J. Y.; BLASER, D. A. Transfer Function Method of Measuring In-Duct. Acoustic Properties I. Theory and II. Experiment. *J. Acoust. Soc. Am.*, v. 68, n. 3, p. 907–921, 1980. Citado na página 14.

CONTROLS, B. *No Title*. 2019. Disponível em: <<https://bartlettcontrols.com/wp1/2013/09/26/silencers/>>. Citado 2 vezes nas páginas xi e 4.

CRAGGS, A. A finite element method for damped acoustic systems: An application to evaluate the performance of reactive mufflers. *Journal of Sound and Vibration*, v. 48, n. 3, p. 377–392, oct 1976. ISSN 0022460X. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0022460X76900638>>. Citado na página 11.

CRANDALL, I. B. *Theory of Vibration System and Sound*. New York: [s.n.], 1926. Citado 2 vezes nas páginas 42 e 43.

Encyclopaedia Britannica. *Muffler*. 2008. Disponível em: <<https://www.britannica.com/technology/muffler-engine-part>>. Citado 2 vezes nas páginas xi e 4.

ENERG, G. *Tratamento Acústico*. 2019. Disponível em: <<http://www.geradoresenerg.com.br/tratamento-acustico.asp>>. Citado 2 vezes nas páginas xi e 2.

FENECH, B. *et al.* The use of microperforated plates to attenuate cavity resonances. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 120, n. 4, p. 1851–1858, oct 2006. ISSN 0001-4966. Disponível em: <<http://asa.scitation.org/doi/10.1121/1.2258438>>. Citado na página 5.

FLOSS, S. *et al.* Application and Simulation of Micro-Perforated Panels in HVAC Systems. *SAE Technical Paper Series*, v. 1, p. 1–8, 2018. Citado na página 21.

FUCHS, H.; ZHA, X. Acrylic-glass sound absorbers in the plenum of the deutscher bundestag. *Applied Acoustics*, v. 51, n. 2, p. 211–217, jun 1997. ISSN 0003682X. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0003682X96000643>>. Citado na página 19.

GERADORA, A. *Diferenças entre os geradores a diesel e a gasolina*. 2016. Disponível em: <<https://www.ageradora.com.br/diferenca-geradores-gasolina-diesel/>>. Citado na página 1.

GERGES, S. N. Y. *Ruído: Fundamentos e Controle*. [S.l.: s.n.], 1992. 600 p. Citado na página 64.

GLADWELL, G. M. L. A finite element method for acoustics (Acoustic problems formulated and solved by finite element method of variational calculus, using both force and displacement procedures). In: *5 TH CONGRES INTERNATIONAL D'ACOUSTIQUE*. LIEGE, BELGIUM: [s.n.], 1965. Citado na página 10.

Grupos Geradores. *Desempenho do silencioso de escape*. 2009. Disponível em: <<http://www.gruposgeradores.info/2009/10/sistema-de-escape-para-grupos-geradores.html>>. Citado 3 vezes nas páginas 1, 2 e 3.

HERRIN, D.; LIU, J. Properties and Applications of Microperforated Panels. *Sound & Vibration*, n. 7, p. 6–9, 2011. ISSN 15410161. Citado na página 5.

HIMOINSA. *Ficha Técnica do Grupo Gerador HSW-255 T5B*. 2005. Citado na página 1.

HOU, K. *Measurement and Modeling of Micro-Perforated Panels*. 2009. Tese (Dissertação de Mestrado) — Pardue University. Citado 2 vezes nas páginas 41 e 42.

HOWARD, C. Q.; CAZZOLATO, B. S. *Acoustic Analyses Using MATLAB and ANSYS*. New York: Boca Raton: CRC Press, 2015. v. 32. ISBN 9781482223279. Citado 7 vezes nas páginas xii, xv, 30, 33, 73, 74 e 76.

INC., A. *Ansys Workbench versão 17*. Canonsburg: Ansys Inc., 2017.: Conjunto de programas. 1 CD-ROM. Citado 2 vezes nas páginas 6 e 35.

INTERNATIONAL, L. *SYSNOISE Rev 5.4 LMS*. Interleuvenlann 68, 3001 Leuven, Belgium.: [s.n.]. Citado na página 11.

ISO. *10534-2:1998 - Acoustics - Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes - Part 2: Transfer-function method*. 1998. 27 pp. p. Disponível em: <<https://www.iso.org/standard/22851.html>>. Citado 6 vezes nas páginas 8, 14, 45, 46, 47 e 48.

JENA, D.; PANIGRAHI, S. Estimating acoustic transmission loss of perforated filters using finite element method. *Measurement*, Elsevier Ltd, v. 73, p. 1–14, sep 2015. ISSN 02632241. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2015.05.008><https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263224115002572>>. Citado 3 vezes nas páginas xi, 12 e 13.

JI, Z. Acoustic attenuation characteristics of straight-through perforated tube silencers and resonators. *Journal of Computational Acoustics*, v. 16, n. 03, p. 361–379, sep 2008. ISSN 0218-396X. Disponível em: <<https://www.worldscientific.com/doi/abs/10.1142/S0218396X08003622>>. Citado na página 19.

KABRAL, R. *et al.* A Compact Silencer for the Control of Compressor Noise. *SAE International Journal of Engines*, v. 7, n. 3, p. 2014–01–2060, jun 2014. ISSN 1946-3944. Disponível em: <<https://www.sae.org/content/2014-01-2060/>>. Citado na página 20.

LEE, S. *et al.* Design of multi-chamber cylindrical silencers with microperforated elements. *Noise Control Engineering Journal*, v. 64, n. 4, p. 532–543, jul 2016. ISSN 21688710. Disponível em: <<https://www.ingentaconnect.com/content/ince/ncej/2016/00000064/00000004/art00010>>. Citado 2 vezes nas páginas xi e 21.

LIMA, K. F. *Metodologia de Avaliação de Filtros Acústicos*. 2008. 1–143 p. Tese (Tese de Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina. Citado 5 vezes nas páginas 1, 23, 25, 26 e 46.

LIU, J. *et al.* Application of Micro-Perforated Panels to Attenuate Noise in a Duct. In: *SAE Technical Paper Series*. [s.n.], 2007. Disponível em: <<https://www.sae.org/content/2007-01-2196/>>. Citado 4 vezes nas páginas xi, 2, 5 e 19.

LIU, Z. *et al.* Acoustic properties of multilayer sound absorbers with a 3D printed micro-perforated panel. *Applied Acoustics*, Elsevier Ltd, v. 121, n. June, p. 25–32, 2017. ISSN 1872910X. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.01.032>>. Citado 2 vezes nas páginas xii e 41.

LOPES, L. F. *Uso de Materiais Porosos em filtros acústicos*. 2006. 276 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina. Disponível em: <<https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/186602/PPAU0156-D.pdf?sequence=-1&isAllowed>>. Citado na página 8.

MAA, D.-Y. Theory and Design of Microperforated panel sound-absorbing constructions. *Scientia Sinica*, 1975. Citado 4 vezes nas páginas 5, 19, 41 e 42.

MAA, D.-Y. Microperforated-Panel Wideband Absorbers. *Noise Control Engineering Journal*, v. 29, n. 3, p. 77, 1987. ISSN 07362501. Disponível em: <<http://www.ingentaconnect.com/content/ince/ncej/1987/00000029/00000003/art00002>>. Citado 3 vezes nas páginas 42, 44 e 101.

MAA, D.-Y. Potential of microperforated panel absorber. *Journal of Acoustic Society America*, v. 104, n. 4, p. 2861–2866, 1998. ISSN 1050-2947. Disponível em: <<https://link.aps.org/doi/10.1103/PhysRevA.65.044304>>. Citado 9 vezes nas páginas 8, 20, 35, 38, 39, 42, 43, 49 e 52.

MAA, D.-Y. Theory of microslits absorbers. *Chinese Journal of Acoustics*, 2001. Citado 3 vezes nas páginas 20, 42 e 44.

MAREZE, P. H. *Aplicação de tubos ressonantes para atenuação sonora de cavidades e filtros acústicos*. 2009. 128 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina. Citado 2 vezes nas páginas 19 e 42.

MUNJAL, M. L. *Acoustics of ducts and mufflers: With application to exhaust and ventilation system design*. New York: Sons, John Wiley &, 1987. v. 1. ISSN 0022460X. ISBN 0471847380. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0022460X87904184>>. Citado 13 vezes nas páginas xii, 4, 22, 23, 24, 26, 28, 29, 30, 31, 32, 33 e 70.

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, p. 323–333, 1990. Citado 2 vezes nas páginas 15 e 16.

NUNES, M. A. d. A. *Utilização de Síntese Modal de Componentes e Particionamento Axial de Dutos para Controle dos Modos Acústicos de Alta Ordem*. 2009. 247 p. Tese (Tese de Doutorado) — Universidade Federal de Uberlândia. Citado na página 27.

Owa Sonex Brasil. *Como reduzir ruídos em um grupo gerador?* 2019. Disponível em: <<https://blog.owa.com.br/como-reduzir-ruídos-de-um-grupo-gerador/>>. Citado na página 1.

PARK, S.-H. A design method of micro-perforated panel absorber at high sound pressure environment in launcher fairings. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 332, n. 3, p. 521–535, feb 2013. ISSN 0022460X. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2012.09.015https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0022460X12007055>>. Citado na página 5.

RAJADURAI, M. S. *et al.* Sound Transmission Loss Measurement Accuracy Requirement in Low Frequency Range. *International Journal of Recent Development in Engineering and Technology*, v. 4, n. 5, 2015. Citado 4 vezes nas páginas xi, 15, 17 e 18.

ROSS, D. A finite element analysis of perforated component acoustic systems. *Journal of Sound and Vibration*, v. 79, n. 1, p. 133–143, nov 1981. ISSN 0022460X. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0022460X81903333>>. Citado na página 11.

ROSS, D. F.; SEYBERT, A. F. Experimental determination of acoustic properties using a two-microphone random-excitation technique. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 62, n. S1, p. S57–S57, 1977. ISSN 0001-4966. Citado 3 vezes nas páginas xi, 13 e 14.

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. ISSN 0022460X. Citado na página 12.

SHI, X.; MAK, C.-M. Sound attenuation of a periodic array of micro-perforated tube mufflers. *Applied Acoustics*, Elsevier Ltd, v. 115, p. 15–22, jan 2017. ISSN 0003682X. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apacoust.2016.08.017https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0003682X16302432>>. Citado 2 vezes nas páginas 5 e 21.

SILVA, G. C. C. *Estudo analítico e numérico do desempenho acústico de silenciadores reativos na presença de escoamento médio incompressível*. 2016. 146 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade de Brasília - UnB. Citado 3 vezes nas páginas xi, 27 e 32.

SILVA, G. C. C. *et al.* Design and Construction of a Low Cost Impedance Tube for Sound Absorption Coefficients Measurements. n. Cobem 2013, p. 105–115, 2013. Citado na página 61.

SRINIVASAN, R.; MUNJAL, M. L. Fully automatic 3-D analysis tool for expansion chamber mufflers. *Sadhana - Academy Proceedings in Engineering Sciences*, v. 23, n. pt 2, p. 195–212, 1998. ISSN 02562499. Citado na página 12.

STEMAC. *Grupo Gerador Diesel - Manual de Instalação - Kohler Maquigeral*. 2019. Citado 2 vezes nas páginas 4 e 69.

TAN, W. H.; RIPIN, Z. M. Analysis of exhaust muffler with micro-perforated panel. *Journal of Vibroengineering*, v. 15, n. 2, p. 558–573, 2013. ISSN 1392-8716. Citado 3 vezes nas páginas xi, 17 e 20.

TAO, Z.; SEYBERT, A. F. A Review of Current Techniques for Measuring Muffler Transmission Loss. In: *SAE Technical Paper Series*. [s.n.], 2003. v. 1. ISBN 9780470688755. Disponível em: <<https://www.sae.org/content/2003-01-1653/>>. Citado 5 vezes nas páginas xi, 15, 16, 29 e 55.

TAO, Z. *et al.* Prediction of sound-absorbing performance of micro-perforated panels using the transfer matrix method. *SAE Technical Papers*, v. 01, n. 724, p. 6, 2005. ISSN 26883627. Citado 4 vezes nas páginas xii, xv, 52 e 53.

The MathWorks Inc. *MATLAB and Statistics Toolbox Release 2018a*. Natick, Massachusetts, United States.: [s.n.]. Citado na página 7.

THIEME, F. A. *Atenuação de ruído em silenciadores automotivos: Análise numérica pelo método das matrizes de transferência e verificação experimental*. 2000. 220 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina. Citado 3 vezes nas páginas xi, 5 e 16.

UDDIN, N. *et al.* Reduce generators noise with better performance of a diesel generator set using modified absorption silencer. *Global Journal of Researches in Engineering*, v. 16, n. I, p. 41–54, 2016. Disponível em: <[https://globaljournals.org/GJRE{\\\_}Volume16/5-Reduce-Generators-Noise.](https://globaljournals.org/GJRE{\_}Volume16/5-Reduce-Generators-Noise.)> Citado na página 2.

VER, I.; BERANEK, L. *Noise and Vibration Control Engineering*. 2nd. ed. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2005. 966 p. ISBN 9780470172568. Disponível em: <<http://doi.wiley.com/10.1002/9780470172568>>. Citado 8 vezes nas páginas xii, 4, 10, 22, 30, 31, 32 e 70.

YAN, L.; JIANG, W. A Simple Method for Measuring Muffler Transmission Loss With PU Probes. In: *International Mechanical Engineering Congress and Exposition - IMECE 2013*. [S.l.: s.n.], 2013. p. V014T15A053. Citado na página 29.

YOUNG, C. J.; CROCKER, M. J. Prediction of transmission loss in mufflers by the finite element method. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 57, n. 1, p. 144–148, jan 1975. ISSN 0001-4966. Disponível em: <<http://asa.scitation.org/doi/10.1121/1.380424>>. Citado na página 10.

YU, X.; CHENG, L. Duct noise attenuation using reactive silencer with various internal configurations. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 335, p. 229–244, jan 2015. ISSN 10958568. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2014.08.035https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0022460X1400707X>>. Citado na página 12.

YU, X. *et al.* Hybrid silencers with micro-perforated panels and internal partitions. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 137, n. 2, p. 951–962, feb 2015. ISSN 0001-4966. Disponível em: <<http://asa.scitation.org/doi/10.1121/1.4906148>>. Citado na página 89.

# Apêndices

# A Desenhos Técnicos

Figura A.1 – Placa Microperfurada fabricada.

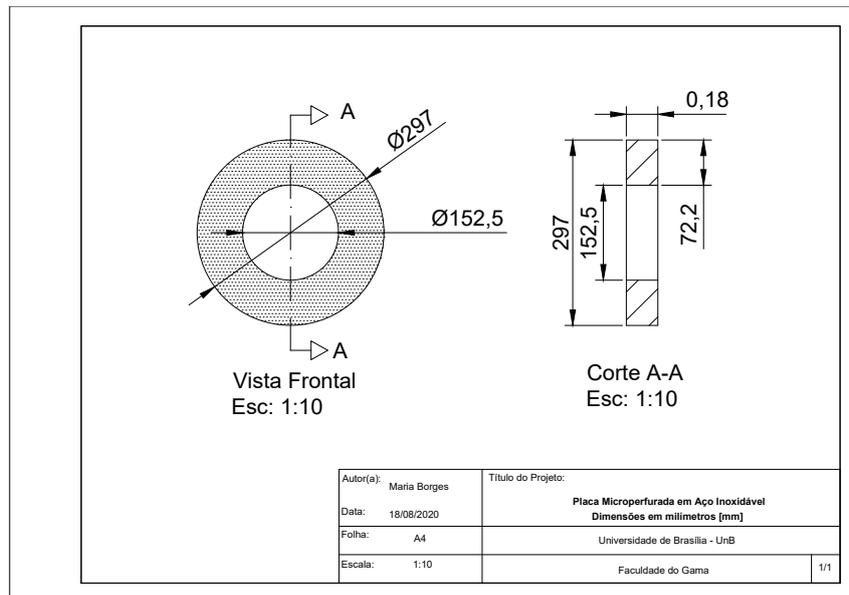


Figura A.2 – Tubo de PVC Ø 150mm - 1

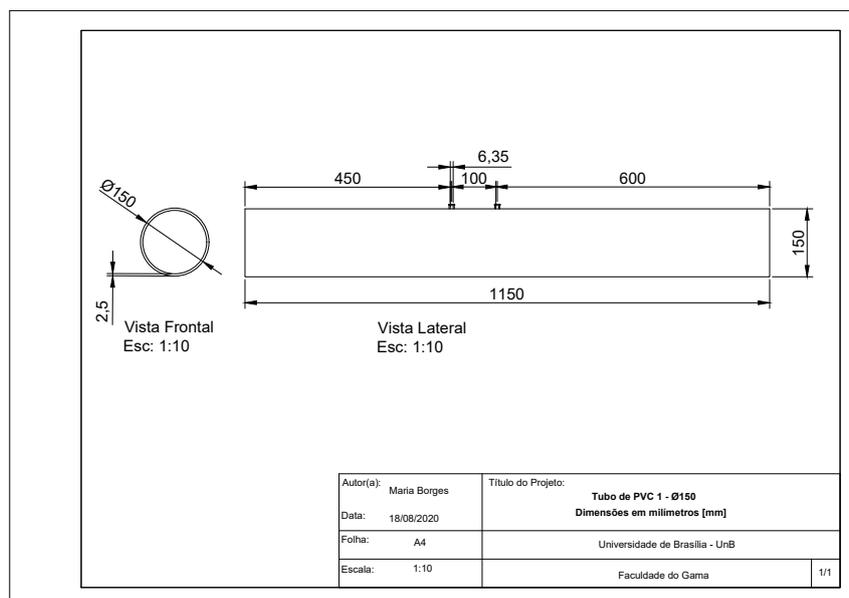


Figura A.3 – Tubo de PVC Ø 150mm - 2

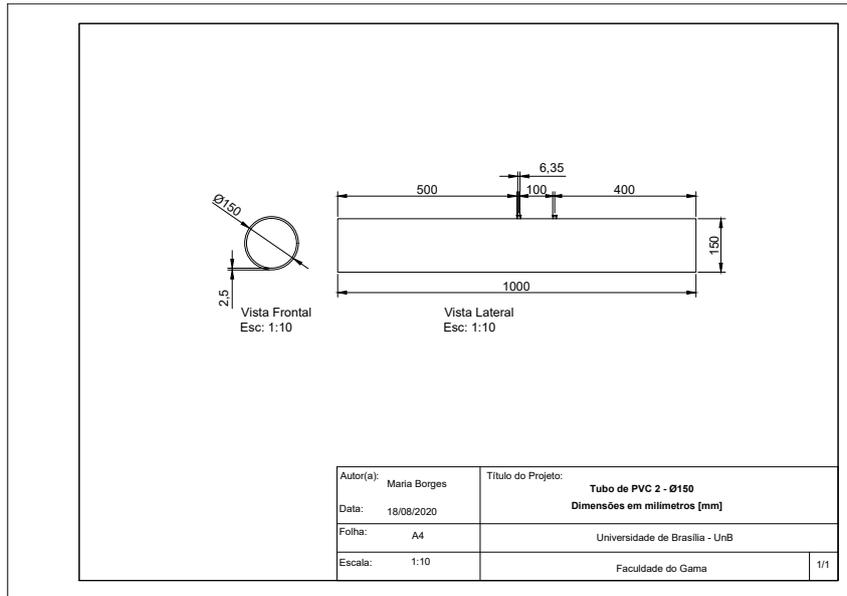


Figura A.4 – Tubo de PVC Ø 150mm - 3

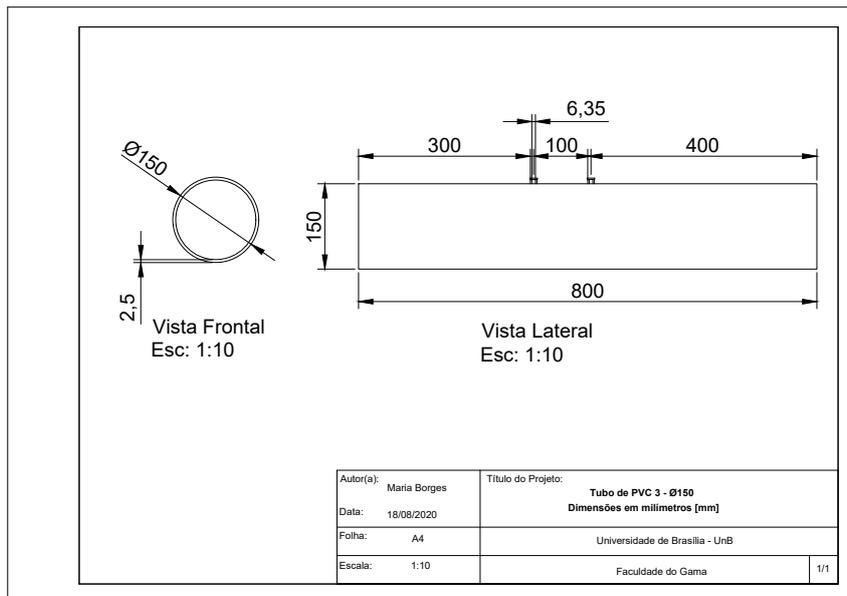


Figura A.5 – Tubo de PVC de Ø 150mm - 4

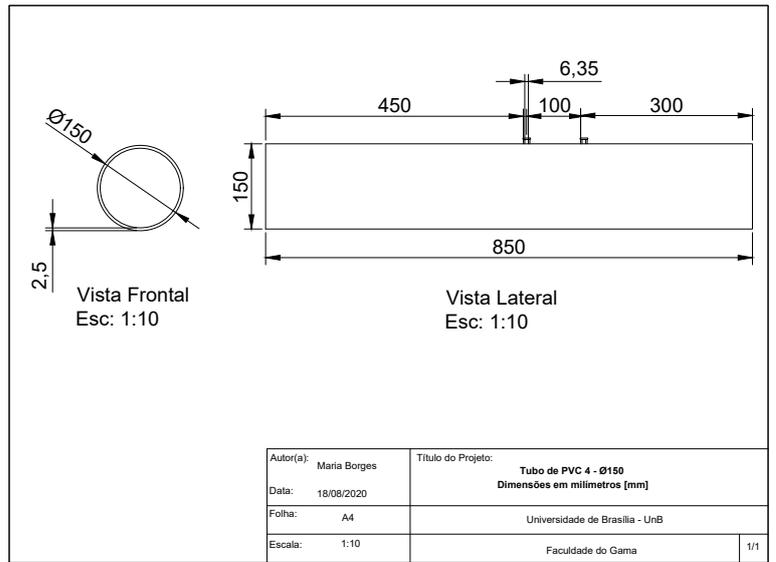


Figura A.6 – Tubo de PVC de Ø 300mm

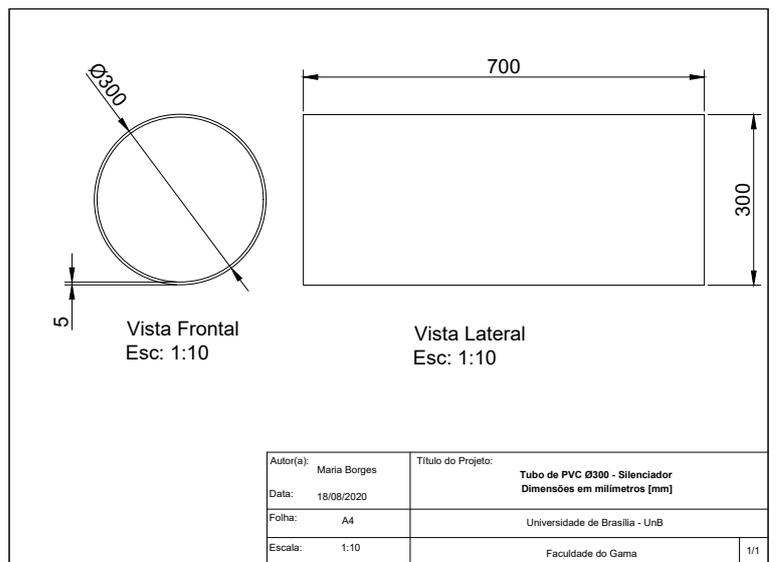


Figura A.7 – Conexão entre os dutos de  $\varnothing$  150mm e de  $\varnothing$  300mm.

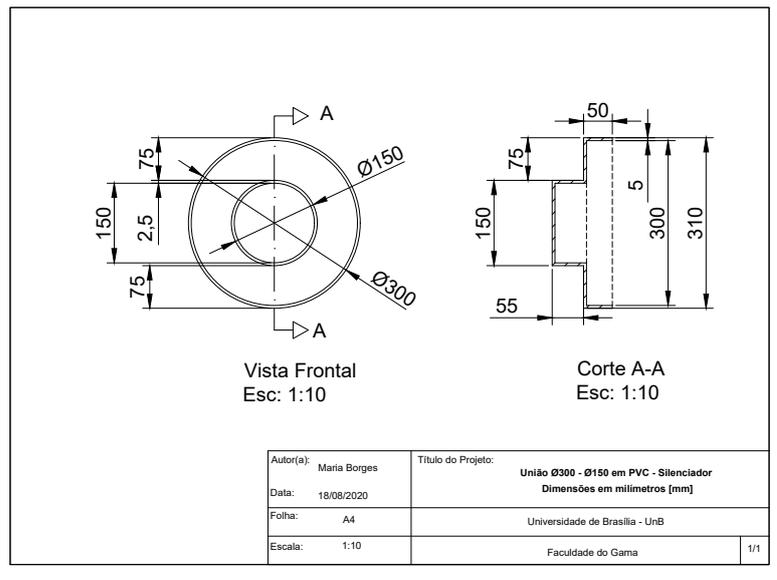


Figura A.8 – Cap de  $\varnothing$  150mm.

