



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP

ESCOLA DE MINAS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



LEONE PAZINI WULPI

**INFLUÊNCIA DA PERDA TERMOVISCOSA NA ABSORÇÃO SONORA
POR MEIO DE RESSONADORES DE UM QUARTO DE
COMPRIMENTO DE ONDA**

**OURO PRETO - MG
2022**

LEONE PAZINI WULPI
leone.wulpi@aluno.ufop.edu.br

**INFLUÊNCIA DA PERDA TERMOVISCOSA NA ABSORÇÃO SONORA
POR MEIO DE RESSONADORES DE UM QUARTO DE
COMPRIMENTO DE ONDA**

Monografia apresentada ao Curso de
Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Ouro Preto
como requisito para a obtenção do
título de Engenheiro Mecânico.

Professor orientador: DSc. Gustavo Paulinelli Guimarães

OURO PRETO – MG
2022

SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

W961i Wulpi, Leone Pazini.

Influência da perda termoviscosa na absorção sonora por meio de ressonadores de um quarto de comprimento de onda. [manuscrito] / Leone Pazini Wulpi. Leone Pazini Wulpi. - 2022.

52 f.: il.: color., gráf., tab..

Orientador: Prof. Dr. Gustavo Paulinelli Guimarães.

Monografia (Bacharelado). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Graduação em Engenharia Mecânica .

1. Acústica. 2. Acústica - Ressonador acústico. 3. Isolamento acústico. 4. Método de elementos finitos. I. Wulpi, Leone Pazini. II. Guimarães, Gustavo Paulinelli. III. Universidade Federal de Ouro Preto. IV. Título.

CDU 621



FOLHA DE APROVAÇÃO

Leone Pazini Wulpi

Influência da perda termoviscosa na absorção sonora por meio de ressonadores de um quarto de comprimento de onda

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico

Aprovada em 10 de junho de 2022

Membros da banca

Prof. Dr. Gustavo Paulinelli Guimarães - Orientador(a) (Universidade Federal de Ouro Preto)
Prof. Dr. Luis Antônio Bortolaia - (Universidade Federal de Ouro Preto)
Prof. Dr. Vinícius Carvalho Teles - (Universidade Federal de Ouro Preto)

Prof. Dr. Gustavo Paulinelli Guimarães, orientador do trabalho, aprovou a versão final e autorizou seu depósito na Biblioteca Digital de Trabalhos de Conclusão de Curso da UFOP em 15/06/2022



Documento assinado eletronicamente por **Gustavo Paulinelli Guimaraes, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 15/06/2022, às 13:23, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site http://sei.ufop.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0345997** e o código CRC **B2272E02**.

A Deus dedico mais esta etapa vencida,
meus pais, pelo apoio.

Aos meus pais, Eloi e Zete, e minhas
irmãs, Liara e Laine, por todo apoio até
aqui, sem vocês nada disso teria sido
possível.

AGRADECIMENTO

Ao meu orientador Gustavo Paulinelli Guimarães, pelo incentivo e orientação neste trabalho.

Aos professores do curso de engenharia mecânica por suas importantes contribuições para o aprimoramento do trabalho.

À minha família, que sempre me apoiou em todas as minhas decisões e me deu suporte em todos os momentos que necessitei.

Aos meus grandes amigos da República Canil que tive o prazer de compartilhar todos esses anos de graduação. Vocês foram essenciais para que esse momento fosse possível. Obrigado por todas as vivências e ensinamentos.

“Talvez não tenhamos conseguido fazer o melhor. Mas lutamos para que o melhor fosse feito. Não somos o que deveríamos ser, não somos o que iremos ser, mas graças a Deus não somos o que éramos”.

Martin Luther King

RESUMO

A absorção sonora é um fenômeno que apresenta característica resistiva, ou seja, a atenuação sonora é alcançada a partir da dissipação de energia. Dessa forma, a absorção normalmente é conseguida a partir de materiais porosos, muitas das vezes de grandes espessuras (limitando a sua aplicação) e, além disto, garantem uma boa eficiência somente para altas frequências. Do mesmo modo, a atenuação sonora pode ser alcançada a partir de elementos reativos, que são capazes de armazenar a energia sonora. No presente estudo, o elemento reativo em análise é o ressonador de um quarto de comprimento de onda. Esse, por sua vez, é capaz de atenuar faixas de frequências específicas, podendo ser configurado para qualquer frequência de interesse (baixas e altas frequências). Sendo assim, o presente estudo tem como objetivo considerar a dissipação de energia a partir da perda termoviscosa no interior das paredes dos ressonadores de um quarto de comprimento de onda. Dessa forma, ao analisar a atenuação sonora dos ressonadores juntamente com a perda termoviscosa consegue-se notar um resultado positivo em diversos modelos numéricos calculados a partir do método de elementos finitos, podendo atenuar até mais de 40 dB em certos picos de frequência quando comparados com resultados de modelos numéricos que não consideram a perda termoviscosa. Tal fato ocorre pois, ao considerar a perda termoviscosa, o cálculo realizado para o modelo numérico considera a atenuação sonora dos elementos reativos (ressonadores de um quarto de comprimento de onda) juntamente com a atenuação sonora resistiva, proveniente da perda termoviscosa.

Palavras-chave: Acústica; Absorção sonora; Ressonadores; Perda termoviscosa; Ressonadores de um quarto de comprimento de onda; Método de elementos finitos.

ABSTRACT

Sound absorption is a phenomenon that has a resistive characteristic, that is, sound attenuation is achieved by energy dissipation. In this way, the absorption is normally obtained from porous materials, often with great thickness (limiting their application) and, in addition, it guarantees a good efficiency only for high frequencies. In the same way, sound attenuation can be achieved from reactive elements, which are capable of storing sound energy. In the present study, the reactive element under analysis is the quarter-wavelength resonator. This, in turn, is capable of attenuating specific frequency bands, and can be configured for any frequency of interest (low and high frequencies). Therefore, the present study aims to consider the energy dissipation from the thermoviscous loss inside the walls of quarter-wavelength resonators. Thus, when analyzing the sound attenuation of the resonators together with the thermoviscous loss, it is possible to notice a positive result in several numerical models calculated from the finite element method, being able to attenuate up to more than 40 dB in certain frequency peaks when compared with results of numerical models that do not consider the thermoviscous loss. This fact occurs because, when considering the thermoviscous loss, the calculation performed for the numerical model considers the sound attenuation of the reactive elements (quarter-wavelength resonators) together with the resistive sound attenuation, resulting from the thermoviscous loss.

Key-words: Acoustics; Sound absorption; Resonators; Thermoviscous loss; Quarter-wavelength resonator; Finite elements method.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Superfície comum entre um material absorvedor e um meio não absorvedor..	7
Figura 2: Microestrutura de materiais porosos utilizados na absorção sonora.	8
Figura 3: Método do tubo de impedância.....	9
Figura 4: Propagação de um pulso sonoro em um tubo semi-infinito.	10
Figura 5: Reflexão e transmissão de onda plana em um duto com variação de diâmetro.	12
Figura 6: Ressonador de um quarto de comprimento de onda.	14
Figura 7: Velocidade do fluido em tubo. (a) Desconsiderando a camada limite; (b) Considerando a camada limite.....	17
Figura 8: Fluxograma das atividades desenvolvidas no presente estudo.	21
Figura 9: Cavidade principal do modelo numérico.....	22
Figura 10: Cavidade principal com um ressonador.....	22
Figura 11: Malha definida para a cavidade principal.....	23
Figura 12: Inclusão da perda termoviscosa no modelo numérico.....	24
Figura 13: Formas modais da cavidade principal. 1º modo (superior esquerdo); 2º modo (superior direito); 3º modo (inferior esquerdo); 4º modo (inferior direito).....	27
Figura 14: Resultados obtidos da cavidade principal sem e com o ressonador.	29
Figura 15: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 1 ressonador.	30
Figura 16: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 3 ressonadores.	30
Figura 17: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 5 ressonadores.	31
Figura 18: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 7 ressonadores.	32
Figura 19: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 7 ressonadores - 300 a 400 Hz.	33
Figura 20: Modelo contendo 6 ressonadores.....	34
Figura 21: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 6 ressonadores.	35
Figura 22: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 17 ressonadores.	35
Figura 23: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 34 ressonadores.	36

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Propriedades do ar.....	23
Tabela 2: Variáveis e indicadores.....	25
Tabela 3: Valores das quatro primeiras frequências naturais.....	28

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Formulação do Problema.....	1
1.2	Justificativa.....	2
1.3	Objetivos.....	3
1.3.1	Geral	3
1.3.2	Específicos.....	3
1.4	Estrutura do Trabalho	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1	Impedância.....	5
2.2	Absorção sonora	6
2.3	Materiais porosos.....	7
2.4	Coefficiente de absorção sonora	8
2.5	Propagação de onda em um fluido	10
2.6	Silenciadores reativos	11
2.7	Reflexão de ondas em dutos	12
2.8	Ressonador de um quarto de comprimento de onda.....	14
2.9	Atenuação de ruído utilizando ressonador de um quarto de comprimento de onda.	16
2.10	Perda termoviscosa	16
2.11	Método de elementos finitos.....	17
3	METODOLOGIA.....	19
3.1	Tipo de Pesquisa.....	19
3.2	Materiais e Métodos	20
3.3	Variáveis e Indicadores	25
3.4	Instrumento de Coleta de Dados.....	25
3.5	Tabulação dos dados.....	26
3.6	Considerações Finais do Capítulo	26
4	RESULTADOS.....	27
4.1	Análise modal da cavidade acústica principal.....	27
4.2	Influência da perda termoviscosa na absorção sonora.....	28
4.3	Influência da quantidade de ressonadores	33
5	CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÃO	37

5.1	Conclusão	37
5.2	Recomendações	37
REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....		38

1 INTRODUÇÃO

1.1 Formulação do Problema

O ouvido humano trata-se do mais sofisticado sensor de som, afirma Gerges (2005). Sendo assim, é importante que se tenha conhecimento sobre o comportamento do sistema de audição para que possamos, cada vez mais, evitar a deterioração do sistema auditivo (GERGES, 2005).

Um som qualquer, por sua vez, pode carregar alguma informação ou ainda ser interpretado como um ruído, quando trata-se de um barulho desagradável (EVEREST, 2001). O autor afirma ainda que muitas vezes é difícil distinguir um barulho que carrega alguma informação de um ruído, isso pois um mesmo barulho pode ser interpretado das duas maneiras visto que é algo subjetivo e é dependente do ponto de vista de cada indivíduo.

Segundo Brandt (2011), o ruído é capaz de causar sérios problemas em diversos lugares, seja no ambiente de trabalho ou até mesmo no interior de uma residência. Fahy (2001) cita que a exposição à ruídos excessivos pode causar problemas de audição, aumentar o nível de estresse, prejudicar o sono e também reduzir a eficiência da performance da tarefa de um indivíduo. Dessa forma, há atualmente diversos estudos que buscam alternativas para se conseguir reduzir o nível de ruído proveniente da comunidade em geral (BRANDT, 2011).

Nos últimos anos, Fahy (2001) afirma que o ruído se tornou um dos principais fatores que influenciam na competitividade industrial de diversos produtos. Além disto, muitos produtos estão sujeitos a regulamentações que limitam o nível de emissão sonora, fazendo com que os fabricantes sempre procurem por soluções eficientes para que seus produtos atendam às exigências das regulamentações (FAHY e THOMPSON, 2015).

Entretanto, o desenvolvimento de soluções acústicas é muitas vezes desafiador, uma vez que necessita da análise de diversos parâmetros, como faixa de frequência, meio de propagação, entre outros (THOMPSON, 2015).

Brandt (2011) afirma que, ao analisar problemas de absorção de ruído de alta frequência, o mercado atual possui algumas soluções já eficientes, como por exemplo a utilização de ressonadores acústicos.

Ressonador acústico, por sua vez, é capaz de armazenar energia sonora por meio da diferença de fase entre as ondas sonoras no interior de sua cavidade, conseguindo dessa forma, a atenuação de ruídos (BISTAFA, 2001).

Porém, ao se deparar com situações de absorção de ruído de baixa frequência, o autor afirma que muitas vezes não há soluções viáveis disponíveis no mercado. Normalmente utiliza-se de materiais porosos para buscar a atenuação de baixas frequências, no entanto, nem sempre tal solução se mostra viável, uma vez que é necessário grandes espessuras de materiais porosos para se conseguir uma atenuação satisfatória (BRANDT, 2011).

Dessa forma, a utilização de ressonadores acústicos mostra-se interessante em diversas aplicações em que deseja-se a absorção sonora, pois são capazes de atenuar ruídos de maneira reativa (BISTAFA, 2001). Além disto, quando o fluido estiver em contato com as paredes dos ressonadores, o mesmo estará sujeito a tensões de cisalhamento, forças essas que podem influenciar também na absorção sonora, aumentando ainda mais o nível de absorção, sendo esse fenômeno conhecido como perda termoviscosa (FAHY, 2001).

Nesse contexto, torna-se importante o desenvolvimento de estudos que auxiliem num melhor entendimento do fenômeno de absorção acústica por meio de ressonadores e que, além disto, busquem também compreender melhor a influência da perda termoviscosa neste fenômeno. Sendo assim, o presente trabalho dispõe a analisar a seguinte problemática:

Qual a eficiência da perda termoviscosa na absorção sonora ao utilizar ressonadores de um quarto de comprimento de onda?

1.2 Justificativa

O controle de ruído e vibrações é importante para garantir o bom funcionamento de determinados tipos de maquinários e equipamentos, bem como para mitigar os danos causados pela poluição sonora no meio ambiente (BIES; HANSEN, 2009).

Segundo Thompson (2015), muitos absorvedores sonoros são baseados em materiais porosos e fibrosos, nos quais a energia sonora é convertida em calor.

Sendo assim, diversos estudos têm contribuído para o desenvolvimento de técnicas para o aumento da absorção acústica (SUN; ACHENBACH; HERRMANN, 1968; BRILLOUIN, 2003). A utilização de ressonadores acústicos se mostra uma opção interessante, pois são capazes de redistribuir as frequências naturais de uma cavidade acústica e dessa forma evitar a formação de ondas estacionárias indesejadas (BISTAFA, 2001).

Além disto, certos estudos já evidenciaram que a inclusão da perda termoviscosa no fenômeno da absorção sonora pode se mostrar importante em aplicações que utilizam ressonadores. Isso pois, além da característica reativa presente nos ressonadores, é possível ainda obter dissipação de energia (característica resistiva) devido à perda termoviscosa nas paredes dos ressonadores, aumentando ainda mais a eficiência da absorção sonora (FAHY, 2001).

Dessa forma, o desenvolvimento de técnicas de absorção sonora pode se mostrar bastante útil em diversas situações. Em particular, o presente trabalho busca o estudo da influência da perda termoviscosa em ressonadores conectados à uma cavidade cilíndrica simples. A partir disto, torna-se importante a realização de estudos que busquem a validação de técnicas que já vêm sendo testadas ultimamente, bem como estudos que avaliam todo e qualquer fenômeno que esteja relacionado à absorção sonora.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Avaliar a influência da perda termoviscosa em ressonadores de um quarto de comprimento de onda acoplados à uma cavidade cilíndrica por meio de simulações de modelos numéricos em elementos finitos.

1.3.2 Específicos

- Realizar um estudo teórico sobre acústica: impedância; absorção sonora; materiais porosos; metamaterial; coeficiente de absorção; propagação de onda em um fluido; propagação de onda em uma estrutura; método de elementos finitos;
- Elaborar um procedimento metodológico para entender a influência da perda termoviscosa na absorção acústica realizada a partir de ressonadores de um quarto de comprimento de onda;
- Desenvolver modelos numéricos que permitam comparações conclusivas entre si;

- Realizar análise modal dos modelos numéricos para a validação do modelo;
- Simular análises harmônicas a fim de se obter as funções de resposta em frequência de cada modelo numérico desenvolvido.

1.4 Estrutura do Trabalho

Este trabalho apresenta uma estrutura dividida em 5 capítulos e suas respectivas subdivisões. Primeiramente, o capítulo 1 apresenta a formulação do problema, a justificativa para a realização do trabalho e também os objetivos do mesmo.

O segundo capítulo aborda a fundamentação teórica sobre o tema, no qual definiu-se os principais conceitos utilizados no trabalho e também apresentou algumas informações relevantes para a sequência do trabalho.

No capítulo 3, tem-se a metodologia utilizada para o desenvolvimento do trabalho, como a definição da malha, a maneira como foram impostas as condições de contorno, a forma como os ressonadores foram acoplados à cavidade cilíndrica, etc.

No capítulo 4 foram apresentados os resultados obtidos no trabalho. E, por fim, no capítulo 5 o trabalho foi finalizado com as devidas conclusões, baseadas nos resultados obtidos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Impedância

Segundo Fahy (2001), o comportamento dinâmico de um sistema é determinado pelas propriedades dos componentes individuais e pelas interações dinâmicas entre eles. Tais interações envolvem a incidência de ondas vibracionais e/ou acústicas nas interfaces entre os componentes, juntamente com os fenômenos de reflexão e transmissão.

Thompson *et al* (2015) afirma que a resposta dinâmica de qualquer elemento ou componente à excitação externa é influenciada pelas propriedades dinâmicas de todos os componentes conectados direta ou indiretamente e, além disto, tal influência tende a diminuir com o aumento da distância de separação por meio de agentes de dissipação e/ou difusão.

Sendo assim, a impedância caracteriza o comportamento dinâmico dos componentes de tal maneira que o sistema formado por eles pode ser representado por uma rede, que por sua vez, pode ser resolvido por meio de um conjunto de equações, desde que as excitações externas sejam especificadas (THOMPSON *et al*, 2015).

Em um sistema estrutural, a “impedância mecânica” pode ser entendida como um número complexo que é obtido a partir da razão das amplitudes complexas das forças e velocidades em uma interface qualquer para uma determinada frequência (GARDÔNIO *et al*, 2007). Na acústica, por sua vez, a impedância relaciona a amplitude complexa da pressão do fluido (ou força correspondente) com a amplitude complexa da velocidade de partícula do fluido (ou velocidade de volume) (GARDÔNIO *et al*, 2007).

Segundo Bistafa (2001), a impedância acústica específica (z) é definida como a razão entre a pressão sonora e a velocidade das partículas. Sendo assim, a impedância dependerá do meio de propagação e também do tipo de onda presente (plana, esférica, etc).

Para ondas planas, a impedância acústica pode ser dada pela equação 1 (BISTAFA, 2001):

$$z = \frac{p}{U} \quad (1)$$

Sendo que p se trata da pressão acústica e U é a velocidade de volume.

Portanto, o entendimento do conceito de impedância é muito importante para a engenharia acústica, uma vez que, a transmissão do som e da vibração em um sistema pode ser

controlada pela seleção apropriada das impedâncias dos componentes que formam o caminho de transmissão. Sendo assim, para reduzir a transmissão, as impedâncias dos componentes conectados devem ter seus valores divergentes e os mais diferentes possíveis. Ao se conectar componentes de igual impedância ou muito similares, a eficiência de transmissão é aumentada (FAHY, 2001).

Fahy (2001) cita ainda um exemplo bastante comum no setor automotivo, no qual os motores são separados de seus suportes por meio de elementos de impedância muito menor, no intuito de reduzir a transmissão de vibração para o veículo.

Segundo Gardônio *et al* (2007), em uma modelagem vibroacústica é bastante comum o emprego de modelos energéticos em que o estado vibracional é expresso em termos de energia armazenada e a interação entre os componentes é expressa em termos de transferência de energia vibracional ou acústica. Sendo assim, o uso de conceitos de impedância facilita muito o processo de avaliação do fluxo de energia vibracional em um sistema complexo (GARDÔNIO *et al*, 2007).

2.2 Absorção sonora

A absorção sonora mostra-se importante em diversos ambientes para facilitar a inteligibilidade das falas, como por exemplo em escritórios, ou até mesmo melhorar uma apresentação musical (THOMPSON, 2015). Fahy (2001) afirma ainda que a absorção sonora é bastante utilizada para o controle da reverberação de ambientes fabris a fim de amenizar possíveis danos à audição dos trabalhadores.

O fenômeno da absorção sonora se dá através da transformação de energia (EVEREST, 2001). O som trata-se da energia vibratória das partículas no ar, sendo assim, a absorção sonora ocorre por meio da dissipação dessa energia na forma de calor. A figura 1 ilustra uma superfície comum entre um material absorvedor e um meio não absorvedor, como por exemplo o ar.

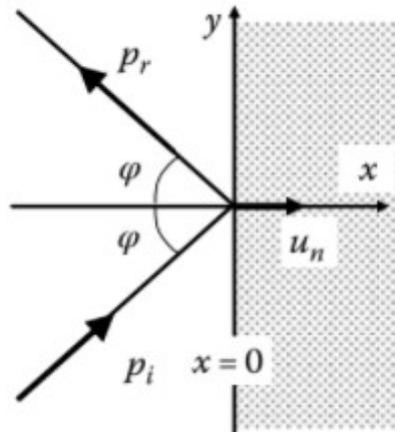


Figura 1: Superfície comum entre um material absorvedor e um meio não absorvedor.

Fonte: Fahy e Thompson (2015, p. 149).

A impedância acústica da superfície comum é descrita por:

$$z_n = \frac{p}{u_n} \quad (2)$$

onde p trata-se da amplitude da pressão complexa no ponto e u_n é a amplitude complexa do componente normal da velocidade da partícula acústica no ponto. É válido ressaltar ainda que z_n é dependente da frequência (THOMPSON, 2015).

2.3 Materiais porosos

Fahy (2001) afirma que é impossível prever o comportamento da grande maioria dos materiais porosos absorvente somente com base em modelos teóricos, isso pois eles apresentam grande complexidade estrutural e geométrica.

A figura 2 apresenta duas estruturas microscópicas de materiais porosos utilizados para a absorção sonora.

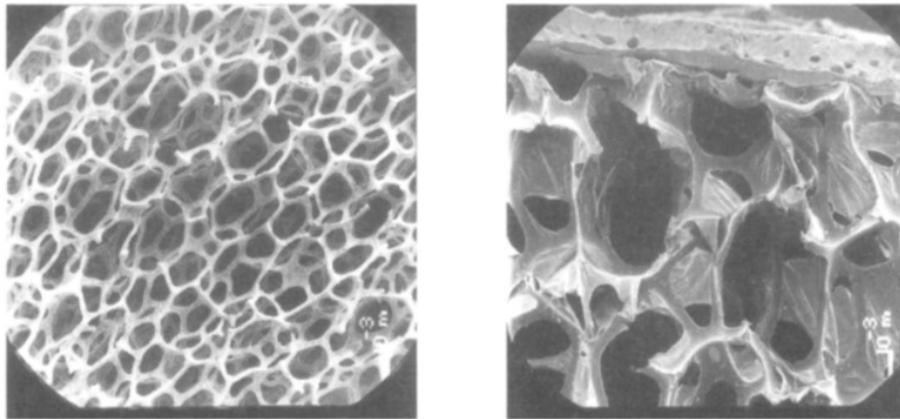


Figura 2: Microestrutura de materiais porosos utilizados na absorção sonora.
Fonte: Fahy (2001, p. 148).

Sendo assim, diversos estudiosos consideram três principais parâmetros de controle para um absorvedor sonoro: porosidade, resistência de fluxo e resistividade e, por fim, o fator de estrutura (THOMPSON, 2015).

Segundo Thompson (2015), a porosidade é definida como a razão entre o volume de vazios e o volume total ocupado pela estrutura porosa. A resistência de fluxo e resistividade, por sua vez, estão relacionadas com a resistência viscosa a uma passagem constante de ar (THOMPSON, 2015). O autor afirma ainda que são proporcionais à velocidade do ar e também à espessura do material absorvedor

Por fim, o fator de estrutura está associado às características topológicas do absorvedor acústico (FAHY, 2001). Segundo o autor, esta característica topológica tem total influência na absorção do som por painéis porosos, uma vez que apresentam máximos e mínimos de absorção nas frequências de ressonância e antirressonância, respectivamente.

2.4 Coeficiente de absorção sonora

O coeficiente de absorção é o nome dado à eficiência na qual uma superfície ou material apresenta em absorver o som (EVEREST, 2001). Desse modo, o autor afirma ainda que este coeficiente varia com a frequência e o ângulo de incidência da onda sonora sobre o material.

Thompson (2015) diz que há dois principais métodos para se medir o coeficiente de absorção de um material: através de um tubo de impedância e por meio de uma câmara de reverberação.

A figura 3 ilustra como o método do tubo de impedância é realizado.

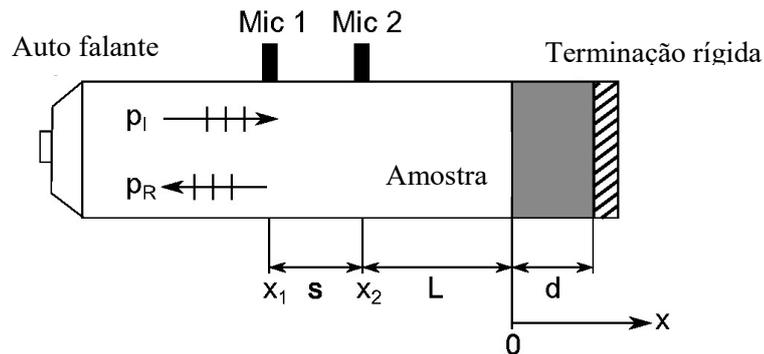


Figura 3: Método do tubo de impedância.
Fonte: Fahy (2001, p.178).

Fahy (2001) diz que tal método utiliza um tubo com a amostra do material a ser medido posicionado em uma de suas extremidades e, na outra extremidade é posicionado uma fonte sonora. A partir disto a pressão acústica é medida por meio de microfones em diferentes localizações do tubo (FAHY, 2001).

Sendo assim, as ondas incidente e refletida podem ser separadas a partir da determinação da amplitude de pressão máxima e mínima medidas (THOMPSON, 2015). Em seguida, a razão entre a amplitude de pressão máxima e mínima, s , permite que a magnitude da razão de pressão seja encontrada a partir da equação 3.

$$|R_p| = \frac{s-1}{s+1} \quad (3)$$

A partir disto, Thompson (2015) afirma que o coeficiente de absorção pode ser encontrado utilizando a equação 4.

$$\alpha(0) = 1 - |R_p|^2 \quad (4)$$

Everest (2001) destaca ainda que o diâmetro do tubo deve ser pequeno o suficiente para que somente ondas planas estejam presentes em seu interior e, além disto, o seu comprimento deve ter no mínimo três quartos do comprimento da onda acústica para a mínima frequência de interesse.

O método da câmara reverberante, por sua vez, consiste na medição do tempo de reverberação da câmara com a amostra no seu interior e uma outra medição sem a presença da amostra (EVEREST, 2001). A área total ocupada pela amostra deve ser no mínimo de 10 m^2 .

Sendo assim, ao medir os tempos de reverberação da câmara com e sem a amostra, o coeficiente de absorção pode ser definido por meio da equação 5.

$$\alpha = \frac{0.16V}{S_2} \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) \quad (5)$$

No qual V trata-se do volume da câmara, S_2 consiste na área total da amostra do material presente na câmara, T_1 é o tempo de reverberação medido sem a presença da amostra e T_2 é o tempo de reverberação medido com a presença da amostra (EVEREST, 2001).

2.5 Propagação de onda em um fluido

Por se tratar de um fenômeno de propagação de onda no qual a energia é transmitida pelo fluido por meio de variações de pressão e vibração do fluido (FAHY, 2001), a figura 4 ilustra um tubo com um pistão em uma de suas extremidades e que contém um fluido compressível qualquer no seu interior (THOMPSON *et al*, 2015).

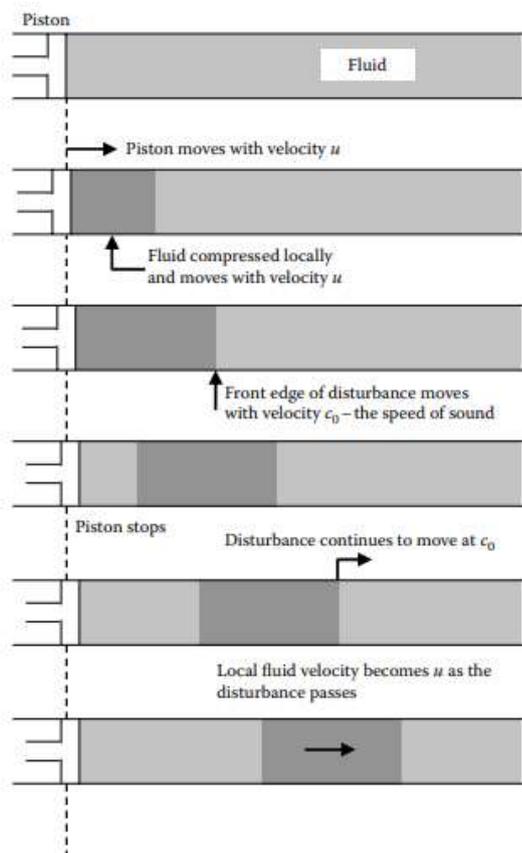


Figura 4: Propagação de um pulso sonoro em um tubo semi-infinito.
Fonte: Thompson (2015, p.18).

Ao analisar a figura 4, nota-se que se trata de uma propagação em uma única direção (onda plana), na qual, ao deslocar o pistão a uma velocidade uniforme u , o fluido imediatamente

adjacente ao pistão também se desloca, resultando então, em uma compressão que é transmitida para o restante do tubo (THOMPSON *et al*, 2015). No entanto, ainda segundo o autor, caso o pistão pare de se deslocar de maneira imediata, o fluido adjacente a ele também irá parar, porém as perturbações, por sua vez, continuam a se propagar na velocidade c_0 , à medida que a compressão percorre o tubo transmitindo uma velocidade u às partículas do fluido.

Sendo assim, é importante notar a diferença entre a velocidade c_0 (velocidade do som), na qual a compressão se propaga, também chamada de onda acústica, e a velocidade u (velocidade de partícula), na qual o fluido atinge no momento em que a onda acústica passa por uma determinada região do fluido em um determinado instante de tempo. Sendo assim, a velocidade de partícula tem uma magnitude muito menor quando comparada com a velocidade do som. (THOMPSON *et al*, 2015).

Ao analisar tal fenômeno em três dimensões, GARDÔNIO *et al* (2007) descreve a equação de onda que governa a propagação de pequenas perturbações acústicas em um fluido homogêneo, invíscido (não há dissipação viscosa), isotrópico e compressível escrita em termos da variação de pressão sobre a pressão de equilíbrio do fluido. Sendo assim, é possível descrever a pressão acústica (p) por meio de coordenadas cartesianas retangulares (x,y,z) a partir da equação 6:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (6)$$

Onde,

$$c^2 = \frac{\gamma P_0}{\rho_0} \quad (7)$$

Na qual P_0 se trata da pressão média do fluido, ρ_0 , da densidade média e γ , do módulo volumétrico adiabático do fluido (GARDÔNIO *et al*, 2007).

2.6 Silenciadores reativos

Segundo Bistafa (2001), os silenciadores reativos são capazes de atenuar ruídos utilizando cavidades e/ou propriedades ressonantes de um material, sendo assim, o seu funcionamento é baseado na reflexão das ondas no interior da cavidade, com uma diferença de

fase de 180°. Tal fenômeno resulta na extinção das ondas por meio da interferência (FAHY, 2001).

Fahy (2001) afirma ainda que a faixa de frequência na qual um silenciador reativo se mostra eficiente dependerá de suas dimensões. Sendo assim, é possível desenvolver silenciadores para atuarem em determinadas faixas de frequências específicas. Bistafa (2001) utiliza como exemplo desta aplicação o ressonador de um quarto de comprimento de onda, no qual o seu funcionamento será explicado ainda neste documento.

2.7 Reflexão de ondas em dutos

A atenuação de ruído de um silenciador reativo se dá devido à reflexão das ondas no interior dos dutos, sendo assim, é feita uma breve exposição desta teoria considerando a figura 5.

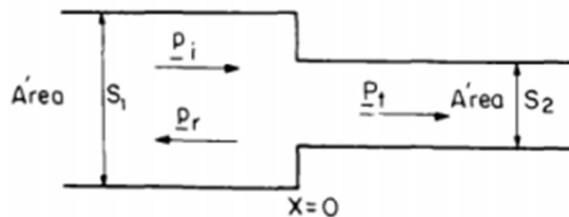


Figura 5: Reflexão e transmissão de onda plana em um duto com variação de diâmetro.
Fonte: GERGES (2001, p.63).

Segundo Gerges (2001) para um duto com uma variação em seu diâmetro em $X=0$, as ondas planas incidentes (P_i) e refletidas (P_r) podem ser descritas como:

$$P_i = Ae^{i(\omega t - kx)} \quad (8)$$

$$P_r = Be^{i(\omega t + kx)} \quad (9)$$

onde A e B são constantes complexas.

Em $X=0$, onde há a variação do diâmetro no duto, a impedância (Z) pode ser descrita como:

$$Z_{x=0} = Z_0 = \frac{\rho c A + B}{S_1 A - B} \quad (10)$$

A impedância pode ser descrita ainda como:

$$Z_0 = R_0 + iX_0 \quad (11)$$

onde o termo real é chamado de resistência acústica e o termo imaginário a reatância acústica. Sabendo disto, temos:

$$\frac{B}{A} = \frac{Z_0 - \left(\frac{\rho c}{S_1}\right)}{Z_0 + \left(\frac{\rho c}{S_1}\right)} \quad (12)$$

A partir disto é possível obter o coeficiente de reflexão de potência sonora (α_r) e o coeficiente de transmissão (α_t) sonora em $X=0$:

$$\alpha_r = \left| \frac{B}{A} \right|^2 = \frac{(R_0 - \frac{\rho c}{S_1})^2 + X_0^2}{(R_0 + \frac{\rho c}{S_1})^2 + X_0^2} \quad (13)$$

$$\alpha_t = 1 - \alpha_r \quad (14)$$

Gerges (2001) afirma ainda que, no caso das ondas planas, onde o comprimento de onda é muito grande comparado ao diâmetro de cada duto, a impedância acústica da onda transmitida pode ser expressa por:

$$Z_0 = \frac{\rho c}{S_2} \quad (15)$$

Sendo assim, para os casos no qual meio comprimento da onda não se aproxima do diâmetro do duto, temos:

$$\frac{B}{A} = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2} \quad (16)$$

$$\alpha_r = \frac{(S_1 - S_2)^2}{(S_1 + S_2)^2} \quad (17)$$

Por fim, quando o comprimento da onda é consideravelmente menor que o diâmetro do duto, o coeficiente de transmissão pode ser expresso por:

$$\alpha_t = S_2/S_1, \text{ se } S_2 < S_1, \text{ para onda se propagando para a direita}$$

$$\alpha_t = 100\%, \text{ se } S_2 < S_1, \text{ para onda se propagando para a esquerda}$$

Quando o duto apresenta terminação rígida em $X=0$, temos:

$$Z_0 = \infty \quad (18)$$

$$\frac{B}{A} = 1 \quad (19)$$

Sendo assim, a amplitude de pressão da onda refletida é igual à da onda incidente e a velocidade de partícula é zero em $X=0$.

2.8 Ressonador de um quarto de comprimento de onda

Para entendermos a teoria de um ressonador de um quarto de comprimento de onda iremos tomar como exemplo a figura 6. Através da figura 2, C. D. Field e F. R. Fricke (1997) ilustram um tubo de comprimento igual a L que possui uma terminação rígida localizada em $x=0$ e uma outra terminação, porém aberta, em $x=L$. Tem-se ainda uma fonte contínua de vibração com frequência f . A fonte se encontra em sua posição de equilíbrio (S_0) inicialmente.

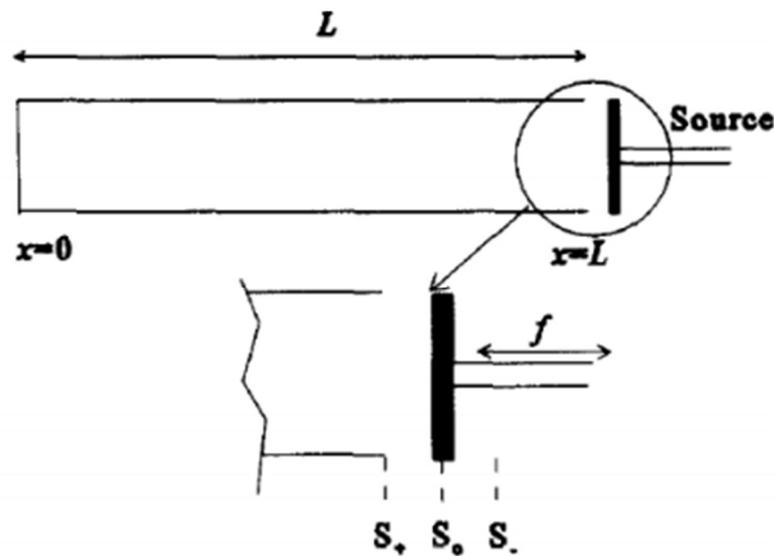


Figura 6: Ressonador de um quarto de comprimento de onda.
Fonte: FIELD, FRICKE (1997, p.154).

Segundo C. D. Field e F. R. Fricke (1997), em um ponto particular quando a fonte de vibração está se movendo entre S_0 e S_+ (para a esquerda), o ar na boca do tubo irá ser comprimido. Essa compressão vai então percorrer todo o comprimento do tubo, sendo refletida na terminação rígida em $x=0$ (onde está a condição de contorno para pressão máxima desde que as partículas de ar não possam se mover) e percorrer de volta para a região de terminação aberta. Para um comprimento particular do tubo L , a compressão vai alcançar a terminação aberta, como se a fonte de vibração estivesse se movendo em direção à direita (de S_0 para S_-). Quando

o pistão se move em direção à direita, o ar é capaz de escapar para a área de baixa pressão relativa ao ar do tubo, correspondendo à condição de contorno de pressão mínima. A compressão é então refletida como uma rarefação para manter a condição de pressão mínima na abertura do tubo. A rarefação percorre em direção à terminação rígida do tubo e é refletida novamente (como se a rarefação satisfizesse a condição de pressão máxima na terminação rígida), percorre o comprimento da cavidade e chega na abertura do tubo como se a fonte de vibração estivesse percorrendo em direção à esquerda (de S_0 para S_+) causando a rarefação. Esse processo continua enquanto a fonte vibra, e o comprimento do tubo permanece em certo tamanho de forma que a fase de compressões e rarefações na boca do tubo coincida com o movimento de vibração da fonte. A fonte de vibração transmite energia para o ar na cavidade do ressonador cada vez que a rarefação é refletida na terminação aberta do ressonador. Esse processo resulta em ondas estacionárias na cavidade, levando a um estado de ressonância (C. D. FIELD E F. R. FRICKE, 1997).

Sendo assim, um comprimento de onda do movimento de vibração da fonte pode ser definido como o movimento de S_0 a S_+ , de volta para S_0 , de S_0 para S_- e finalmente de volta para S_0 .

Ainda segundo C. D. Field e F. R. Fricke (1997), o movimento da fonte de S_0 para S_+ resulta em uma compressão do ar indo para o fim do tubo. A fim de que a compressão chegue de volta na abertura após a reflexão da terminação rígida no momento em que a fonte começa a se mover de S_0 para S_- , a fonte se move meio comprimento de onda do seu movimento periódico e a compressão percorre dois comprimentos da cavidade do ressonador. Portanto:

$$2L = \lambda/2 \quad (20)$$

$$L = \lambda/4 \quad (21)$$

Além disto, esta condição pode ser válida para qualquer adição de meio comprimento de onda da fonte de vibração, então:

$$L = \frac{(2n-1)\lambda}{4} \quad (22)$$

no qual $n= 0,1,2,3,4\dots$

Sendo assim, é possível sintonizar a ressonância em tubos, basta o comprimento da cavidade corresponder a um quarto do comprimento de onda da fonte de vibração.

2.9 Atenuação de ruído utilizando ressonador de um quarto de comprimento de onda

Bistafa (2001) diz que os ressonadores de um quarto de comprimento de onda são capazes de atenuar sons por meio da ressonância do ressonador, considerando a sua impedância. Sendo assim eles apresentam ótimas alternativas para absorção de som incidente que coincidem com a frequência de ressonância do tubo (GERGES, 2001).

Quando se tem presente em um ressonador ambas as ondas incidente e refletida, a relação de fase entre elas resulta na variação da impedância acústica na cavidade do tubo. Tal fenômeno resulta na absorção sonora (GERGES, 2001).

2.10 Perda termoviscosa

Fahy (2001) diz que quando um fluido apresenta um movimento relativo tangencial à uma superfície sólida, o mesmo é submetido a tensões de cisalhamento, forças essas que surgem da interação entre os átomos dos dois meios, devido às suas viscosidades.

Dessa forma, os átomos do fluido, por estarem sujeitos a uma força atrativa, se aderem por um breve período ocasionando em uma troca de energia (FAHY, 2001). O autor afirma ainda que, em consequência disto, a componente de velocidade média dirigida paralelamente à superfície é forçada a se igualar à velocidade do sólido. Ainda assim, colisões subsequentes de moléculas que não impactaram a superfície tendem a reduzir a velocidade média relativa do fluido, resultando assim em uma variação da velocidade do fluxo na região próxima às superfícies, de zero na superfície até um valor a uma distância tal que não seja afetado pela interação da superfície, que é conhecida como velocidade de fluxo livre (FAHY, 2001).

Sendo assim, a região na qual a presença da superfície afeta a velocidade relativa do fluido é conhecida como camada limite (GARDÔNIO *et al*, 2007). Do mesmo modo, o autor afirma que a troca de energia entre os átomos do fluido e do sólido resultam numa variação de temperatura até que seja alcançado o equilíbrio térmico entre eles, de modo que suas energias cinéticas médias no tempo sejam iguais.

Porém, a transição de um processo adiabático fora da camada limite (fluxo livre) para um processo isotérmico na fronteira produz um módulo de massa complexo na zona intermediária, que leva a uma conversão da energia sonora em calor (GARDÔNIO *et al*, 2007).

A figura 7 apresenta o fluxo de um fluido que desconsidera a formação da camada limite e o fluxo de um fluido no qual a camada limite é considerada.

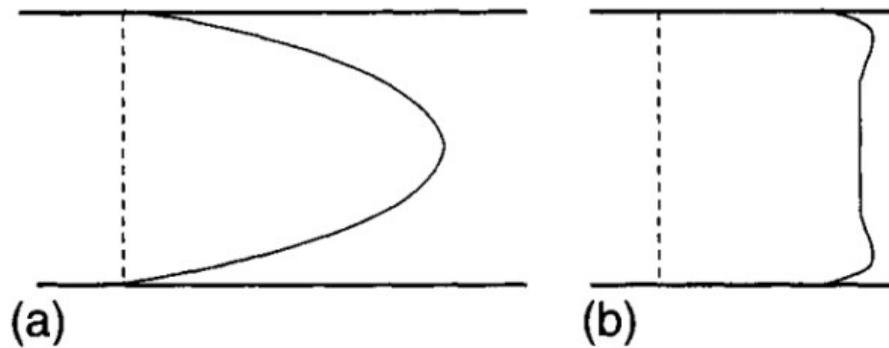


Figura 7: Velocidade do fluido em tubo. (a) Desconsiderando a camada limite; (b) Considerando a camada limite.

Fonte: Fahy (2001, pag 147)

Sendo assim, a interação entre o movimento acústico e a difusão do calor e a difusão da onda de cisalhamento resulta em um processo reativo e absorvente nas paredes do tubo (FAHY, 2001).

2.11 Método de elementos finitos

O método de elementos finitos é um método utilizado para transformar o meio contínuo em um meio equivalente discreto que, por sua vez, pode ser resolvido por aproximações matemáticas através do processamento de um computador. (FERREIRA, 2012).

Sendo assim, a análise em elementos finitos consiste na divisão de um corpo contínuo em diversos elementos menores e, desse modo, cada elemento é conectado a outro elemento a partir de nós. Desse modo, o método utiliza funções de forma própria para exprimir os deslocamentos desses elementos e, para isso, é definido um número finito de equações para determinar o movimento de cada nó (MEIRELES, 2007). Normalmente, a exatidão da análise por elementos finitos melhora com o aumento de nós do modelo, porém, o tempo computacional também aumenta (FISH E BELYTSCHIKO, 2009).

A malha, por sua vez, é a denominação dada ao conjunto de elementos e nós e, trata-se ainda de um parâmetro muito importante para o método de elementos finitos (ALVES FILHO,

2013). A partir do refinamento da malha (tamanho dos elementos) é que será determinada a qualidade da análise, velocidade de processamento, entre outros aspectos (DENG *et al*, 2017).

No processo de montagem do modelo de elementos finitos são considerados ainda os carregamentos, propriedades dos materiais, vínculos, relações governantes, e que são transformados em um conjunto de soluções que resultam no comportamento aproximado do problema (CHANDRUPLATA E BELEGUNDU, 2014).

Para o processamento, é utilizada a notação matricial. Sendo assim, a matriz de massa se mostra muito importante para o cálculo do método de elementos finitos, pois traz a informação de massa e inércia de cada elemento. Do mesmo modo, a matriz de rigidez relaciona as forças e os deslocamentos nodais de cada elementos, formando a matriz de rigidez do elemento, que por sua vez é montada a matriz de rigidez da estrutura completa, desse modo, é ela quem traduz o comportamento do sistema (ALVES FILHO, 2013).

3 METODOLOGIA

Este estudo analisa a influência da perda termoviscosa na absorção sonora por meio de ressonadores de um quarto de comprimento de onda. Tal análise é realizada a partir do método de elementos finitos, método este bastante utilizado para simulações que envolvem fenômenos de acústica e vibrações mecânicas.

Neste capítulo é apresentado a metodologia que foi utilizada no desenvolvimento e realização do estudo, dessa forma, é apresentado o tipo de pesquisa abordada, materiais e métodos, variáveis e indicadores, os instrumentos de coleta de dados e, por fim, a tabulação dos dados.

3.1 Tipo de Pesquisa

Em um primeiro momento torna-se importante a classificação da pesquisa quanto aos objetivos, a forma de abordagem e também aos procedimentos técnicos. Dessa forma, quanto aos objetivos, o presente estudo trata-se de uma pesquisa explicativa, que, segundo Gil (2008, p. 28), trata-se de uma pesquisa que “tem como preocupação central identificar os fatores que determinam ou que contribuem para a ocorrência dos fenômenos”.

Sendo assim, conclui-se que o objetivo deste trabalho é explicativo, uma vez que ele se trata de um estudo sobre o fenômeno da perda termoviscosa na absorção sonora, buscando tal explicação a partir de uma comparação de diferentes modelos numéricos.

Como já dito, além da classificação referente aos objetivos, as pesquisas podem também ser classificadas como qualitativa ou quantitativa, sendo o presente estudo classificado como quantitativo, isso pois, possui resultados que podem ser mensurados, centrando na objetividade, sendo utilizada a linguagem matemática para descrever as causas de um fenômeno, relações entre variáveis, etc. Sendo assim, a presente pesquisa trata-se de quantitativa pois baseia-se em resultados numéricos das simulações realizadas a partir do método de elementos finitos.

Além disto, as pesquisas podem ser classificadas quanto aos procedimentos técnicos e, segundo Gil (2008), a mesma pode ser classificada por diversos fatores como: pesquisa documental, pesquisa experimental, estudo de campo, estudo de caso, pesquisa participante, entre outros. É válido ressaltar ainda que, uma pesquisa não precisa necessariamente atender a apenas um desses requisitos.

Sendo assim, este estudo é classificado como pesquisa bibliográfica e como pesquisa experimental.

Fonseca (2002) afirma que, a pesquisa bibliográfica é realizada por meio do levantamento de referências teóricas já comprovadas e publicadas em meios escritos e/ou eletrônicos. Normalmente, um estudo científico tem como ponto de partida a pesquisa bibliográfica, que permite ao autor estudar e conhecer o que já foi estudado sobre o assunto no qual a pesquisa aborda.

Quanto à pesquisa experimental, Silveira (2009) afirma que este tipo de pesquisa segue um planejamento rigoroso, consistindo em determinar um objeto de estudo, suas variáveis e também definir uma maneira de controle dos efeitos produzidos por essas variáveis.

Sendo assim, o presente estudo pode ser classificado como pesquisa bibliográfica e também como pesquisa experimental, pois, inicialmente é realizado um levantamento de referências teóricas sobre o assunto abordado e, do mesmo modo, pode ser classificada como pesquisa experimental pois os resultados discutidos foram obtidos puramente a partir de modelos numéricos, por meio da simulação computacional.

3.2 Materiais e Métodos

O presente trabalho foi realizado seguindo os passos mostrados no fluxograma da figura 8.

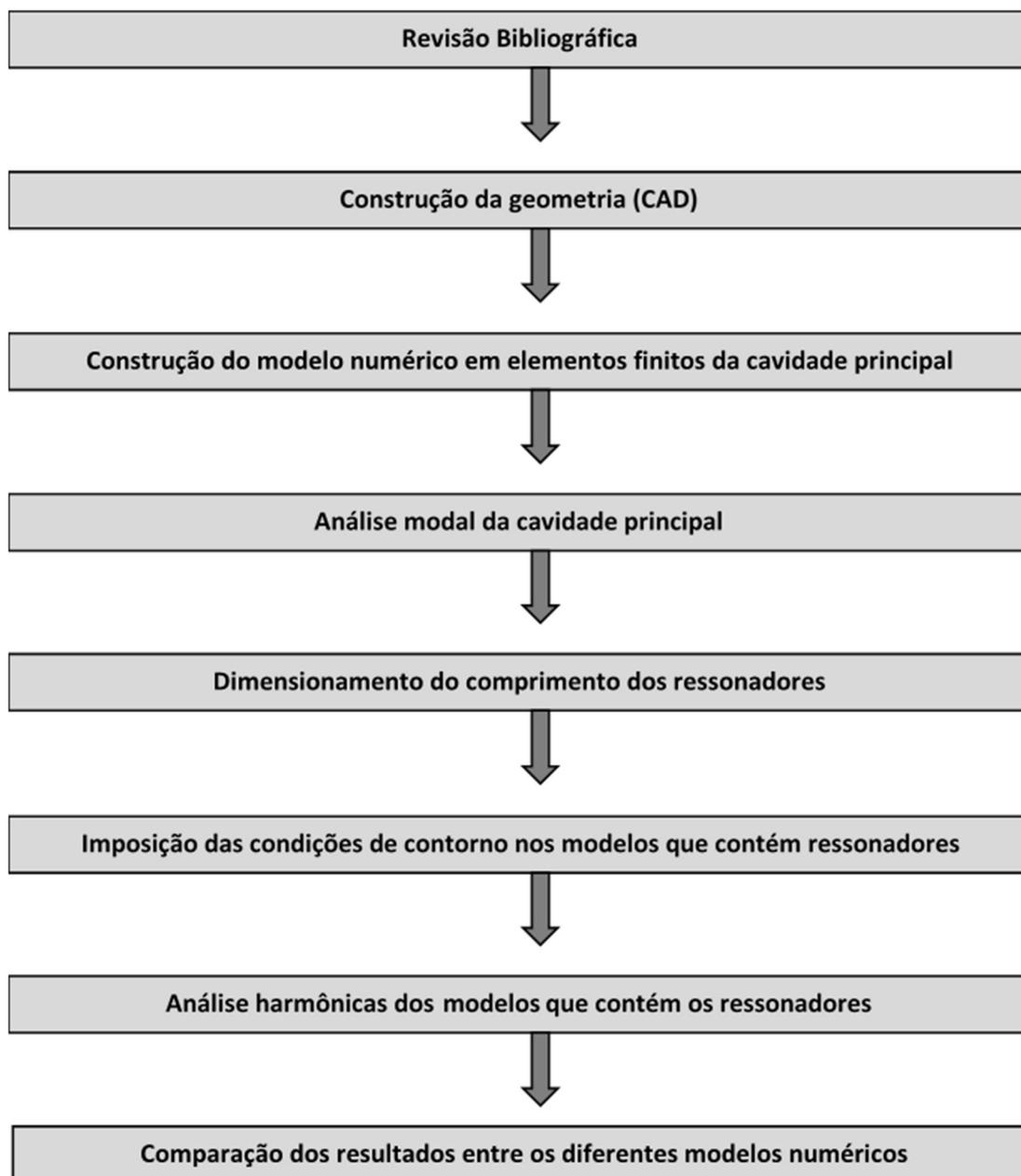


Figura 8: Fluxograma das atividades desenvolvidas no presente estudo.
Fonte: Pesquisa Direta (2022).

Conforme apresentado na figura 8, o primeiro passo para o estudo foi a revisão bibliográfica. A partir dela foi possível a obtenção do conhecimento necessário para o desenvolvimento das etapas seguintes.

Em seguida, a segunda etapa consistiu no desenvolvimento da geometria da cavidade acústica e dos ressonadores a partir do *software* Solidworks. A figura 9 apresenta a cavidade acústica principal, com 1 metro de comprimento e 150 milímetros de diâmetro.

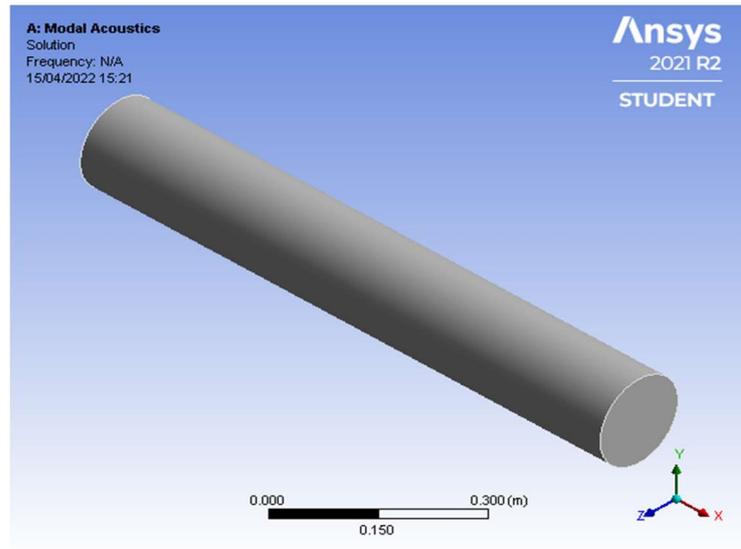


Figura 9: Cavity principal do modelo numérico.
Fonte: Pesquisa Direta (2022).

E, na figura 10, temos um ressonador acústico acoplado à cavity principal. Todos os ressonadores utilizados no estudo contém 15 milímetros de diâmetro. O comprimento dos mesmos variou de acordo com a frequência de interesse, porém, o primeiro ressonador dimensionado, para a segunda frequência natural, contém 247,60 milímetros de diâmetro, visto que se trata de um quarto do comprimento de onda da segunda frequência natural.

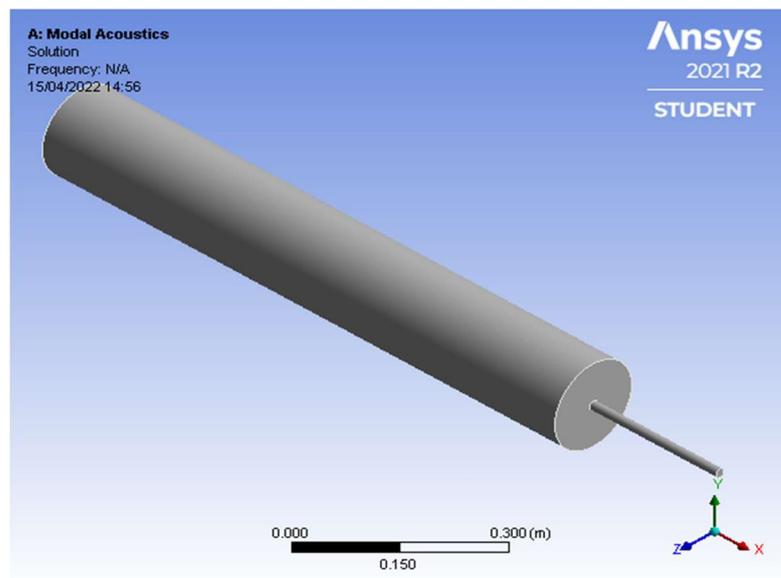


Figura 10: Cavity principal com um ressonador.
Fonte: Pesquisa Direta (2022).

Após concluída a segunda etapa, desenvolveu-se os modelos numéricos em elementos finitos. Para isto, realizou-se a malha do mesmo a partir do *software* Ansys. Para a malha foram utilizados elementos exclusivamente HEXA, a fim de simular as propriedades dos materiais (ar) com maior precisão. A figura 11 apresenta a malha definida para a cavidade principal, contendo 5600 elementos e 24509 nós. A mesma foi gerada baseada na recomendação do uso de seis elementos por comprimento de onda da frequência máxima de análise, 1000 Hz (CAZZOLATO, 2015). Para os ressonadores acústicos o mesmo critério de malha foi seguido.

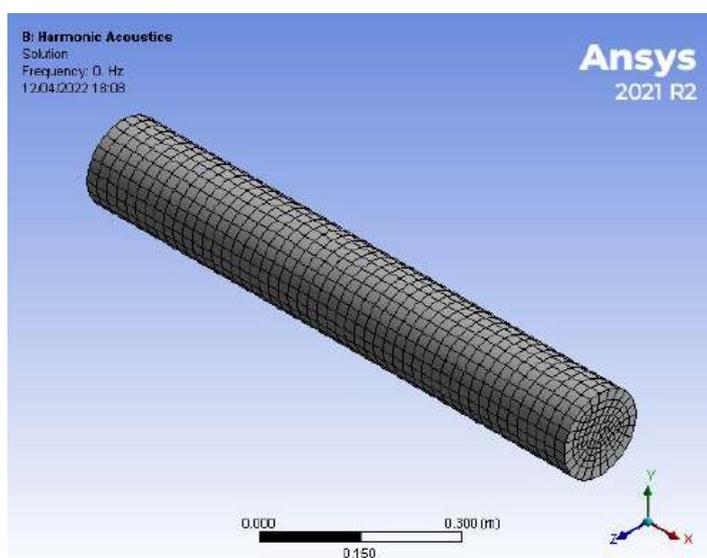


Figura 11: Malha definida para a cavidade principal.
Fonte: Pesquisa Direta (2022).

A quarta etapa consistiu na análise modal dos modelos numéricos no intuito de averiguar se estes estavam consistentes. Para a análise modal e para o pós-processamento foi utilizado o *software* Ansys.

Na tabela 1 estão presentes as informações do fluido utilizado para a realização das análises.

Tabela 1: Propriedades do ar.

Densidade	1.225 kg/m ³
Condutividade térmica isotrópica	0.0242 W/m°C
Calor específico	1006.4 J/kg°C

Permeabilidade relativa isotrópica	1
Velocidade do som	346.25 m/s
Viscosidade	1.7894e-05 Pa.s

Fonte: Pesquisa Direta (2022).

Após a validação do modelo e conhecida as frequências naturais do modelo numérico em estudo, foi possível o dimensionamento do comprimento dos ressonadores de um quarto de comprimento de onda utilizando a teoria já apresentada na seção 2.8.

A partir disto, a próxima etapa consistiu na imposição das condições de contorno. Para este estudo, foi aplicada uma velocidade de volume em uma extremidade da cavidade acústica, oposta aos ressonadores e normal à superfície da cavidade. Para algumas análises, foi ainda imposta a perda termoviscosa para a região dos ressonadores.

Para a inclusão da perda termoviscosa, utilizou-se o recurso “Thermo -Viscous Boundary” disponível no software CAE Ansys, como ilustra a figura 12.

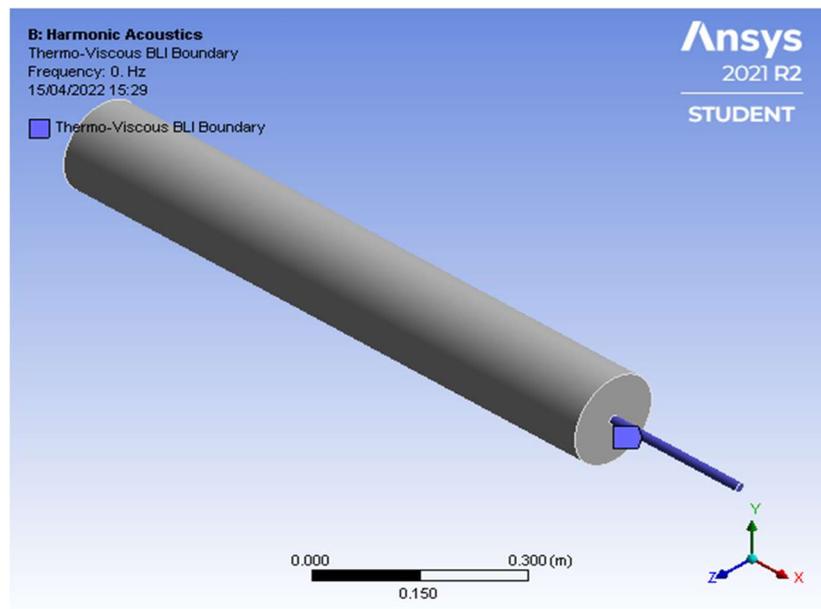


Figura 12: Inclusão da perda termoviscosa no modelo numérico.
Fonte: Pesquisa Direta (2022).

Após isto, para a realização das análises harmônicas, a resposta para se obter a função de resposta em frequência foi medida na extremidade oposta à que foi inserida a velocidade de volume.

Por fim, com os dados já processados, foi feita uma análise e comparação das diferentes análises realizadas.

Dessa forma foi possível obter conclusões a respeito da influência da perda termoviscosa na absorção acústica por meio de ressonadores.

3.3 Variáveis e Indicadores

Gil (2002) define variável como tudo aquilo que é capaz de assumir valores diferentes ou ainda aspectos diferentes, segundo os casos particulares ou circunstâncias. Os indicadores, por sua vez, podem ser utilizados para o controle e também para a melhoria da qualidade dos processos ao longo do tempo.

Dessa forma, as variáveis do presente estudo podem ser vistas na tabela 2, sendo que, cada variável possui seus respectivos indicadores, os quais são necessários para a análise de cada variável.

Tabela 2: Variáveis e indicadores

Variáveis	Indicadores
Modos	<ul style="list-style-type: none"> Deslocamento Nodal (MEF)
Modelo em MEF	<ul style="list-style-type: none"> Modelos numéricos Condições de contorno

Fonte: Pesquisa direta (2022).

3.4 Instrumento de Coleta de Dados

De acordo com Gil (2002), uma coleta de dados pode ser realizada de várias maneiras, como por exemplo a partir da observação, questionários, entrevistas, entre outros. Sendo assim, a coleta de dados realizada no presente estudo foi feita a partir da utilização do *software* Ansys.

3.5 Tabulação dos dados

Para a tabulação dos dados utilizou-se o *software* Excel para a elaboração de tabelas e gráficos a partir dos dados obtidos das simulações. Além disto, o Word também foi utilizado para descrever e explicar os resultados obtidos e documentar todas as conclusões obtidas nas simulações.

3.6 Considerações Finais do Capítulo

Neste capítulo foram abordados os tipos de pesquisa utilizados para a execução do estudo, assim como a metodologia que foi utilizada para o desenvolvimento do mesmo. Além disto, foram abordados também os *softwares* que foram utilizados para o desenvolvimento da pesquisa.

A seguir, no próximo capítulo, são apresentados os resultados obtidos nas simulações bem como a comparação entre as mesmas.

4 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos em diferentes simulações bem como as respectivas comparações.

Os procedimentos adotados serão abordados no intuito de facilitar o entendimento das simulações.

4.1 Análise modal da cavidade acústica principal

A primeira simulação realizada tratou-se de uma análise modal da cavidade principal para que, ao se conhecer os valores das suas frequências naturais, fosse possível o dimensionamento dos ressonadores de um quarto de comprimento de onda. A figura 13 apresenta os quatro primeiros modos naturais. A tabela 3 apresenta os valores das frequências naturais de cada modo.

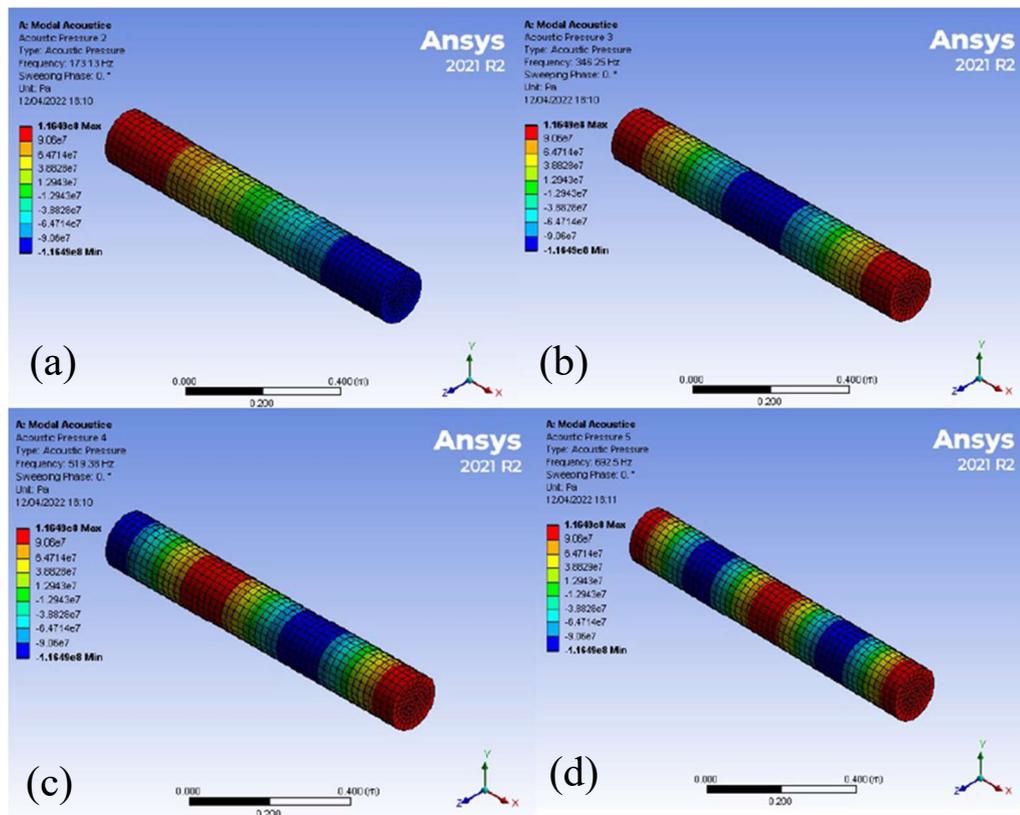


Figura 13: (a) Formas modais da cavidade principal. 1º modo; (b) 2º modo; (c) 3º modo; (d) 4º modo.

Fonte: Pesquisa Direta (2022).

Tabela 3: Valores das quatro primeiras frequências naturais.

Primeiro modo	173 Hz
Segundo modo	346 Hz
Terceiro modo	519 Hz
Quarto modo	692 Hz

Fonte: Pesquisa Direta (2022).

É possível notar que, no primeiro modo está presente uma região nodal bem ao centro da cavidade, destacada em verde na imagem. Para o segundo modo temos duas regiões nodais, no terceiro três e, por fim, no quarto modo temos presente quatro regiões nodais.

A partir disto foi possível a verificação da consistência do modelo, uma vez que as formas modais obtidas são as esperados para um tubo fechado – fechado.

4.2 Influência da perda termoviscosa na absorção sonora

A figura 14 apresenta a comparação entre as funções de resposta em frequência somente com a cavidade principal sem a presença de ressonador e a cavidade principal com a presença de um ressonador. Nesta simulação o ressonador foi sintonizado para atuar no segundo modo da cavidade principal, na frequência de aproximadamente 341 Hz.

Tal frequência foi a escolhida por conveniência, uma vez que, para a primeira frequência natural o comprimento dos ressonadores iria ser elevado, e, para frequências maiores que 400 Hz, não seria de interesse do estudo.

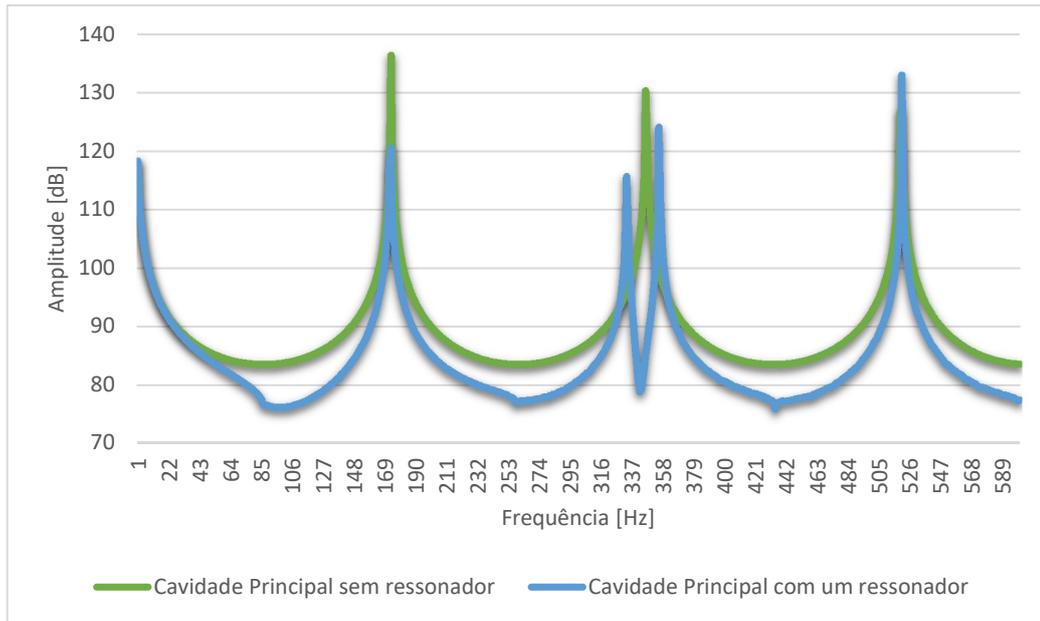


Figura 14: Resultados obtidos da cavidade principal sem e com o ressonador.

Fonte: Pesquisa Direta (2022).

É possível notar que a presença do ressonador foi capaz de atenuar o pico de 341 Hz que estava presente no modelo inicial (sem o ressonador). Em consequência disto, gerou-se também dois novos picos (com amplitudes menores) por volta da frequência de 341 Hz.

A figura 15, por sua vez, nos mostra a comparação de duas simulações do modelo da cavidade principal com um ressonador, uma considerando a perda termoviscosa e a outra não. Nos dois picos próximos a 341 Hz foi possível obter uma atenuação de cerca de 20 dB ao considerar a perda termoviscosa no cálculo do modelo.

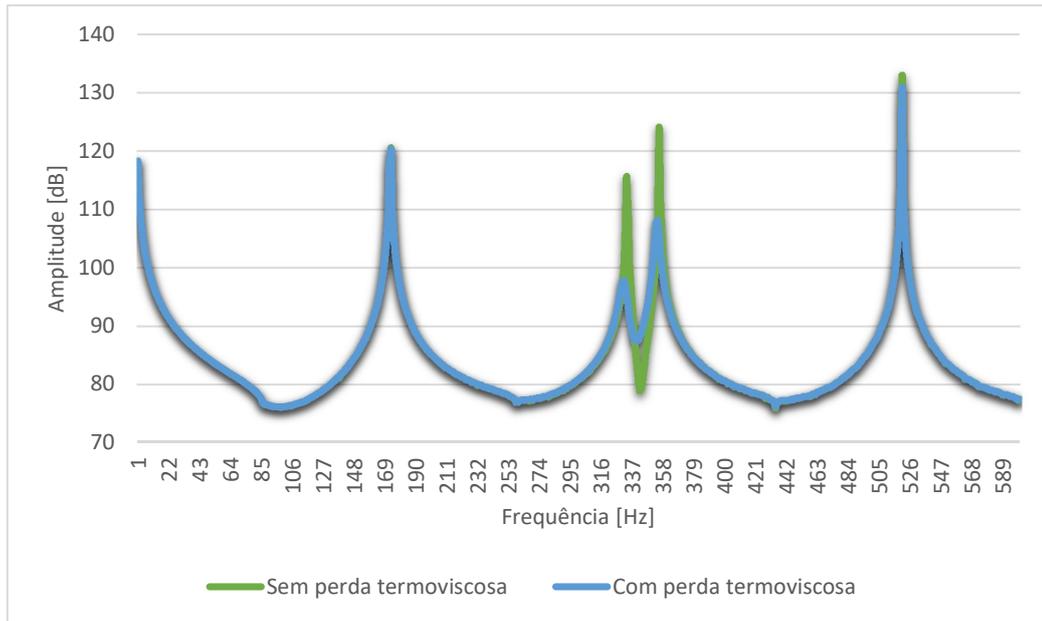


Figura 15: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 1 ressonador.
Fonte: Pesquisa Direta (2022).

Em seguida, além do primeiro ressonador, foram configurados outros dois, sintonizados para os dois picos de frequência que surgiram com a inserção do primeiro ressonador. Sendo assim, tal modelo contém um ressonador sintonizado para a frequência de 333 Hz, um outro para a frequência de 343 Hz e o terceiro em 355 Hz. A figura 16 mostra a comparação entre a simulação que considerou a perda termoviscosa com uma outra que não a considerou.

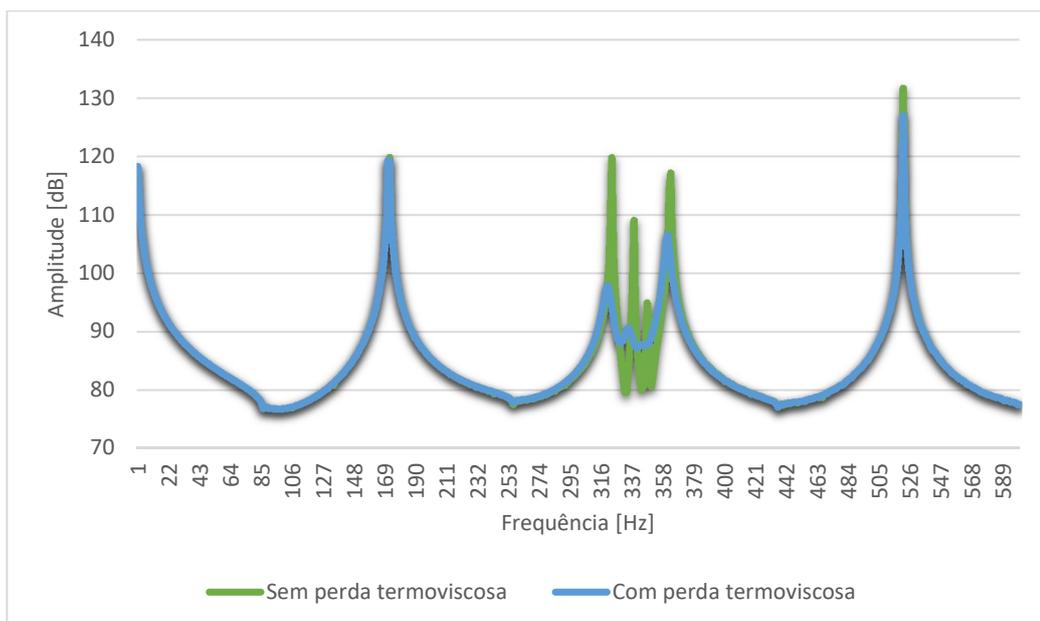


Figura 16: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 3 ressonadores.
Fonte: Pesquisa Direta (2022).

Dessa forma, é possível notar novamente uma menor amplitude (mais de 20 dB) na faixa de frequência próxima a 341 Hz do modelo que considerou a perda termoviscosa. Além disto, é possível notar uma maior linearidade na curva de resposta em frequência na mesma faixa de frequência.

Após isto, adicionou-se novamente mais dois ressonadores. Tais ressonadores foram configurados para os picos extremos de frequência no intervalo estudado (300 a 400 Hz). Sendo assim, além dos três ressonadores iniciais, tem-se também um ressonador sintonizado para a frequência de 322 Hz e um outro para a frequência de 362 Hz. A figura 17 apresenta os resultados obtidos nas simulações desse novo modelo numérico. Novamente há a comparação entre o modelo com a perda termoviscosa com o modelo sem a perda.

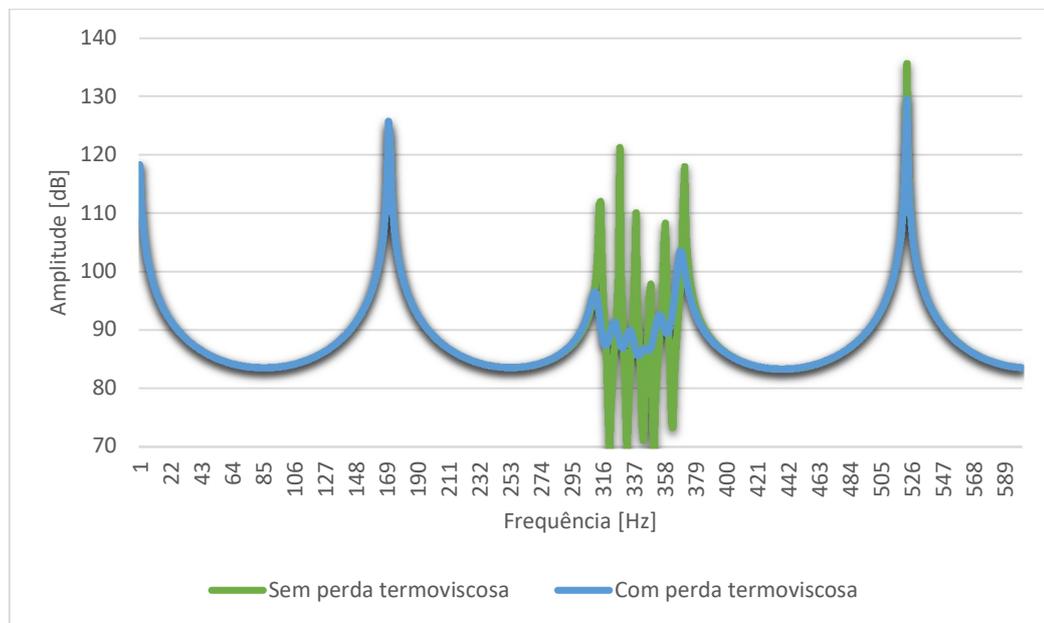


Figura 17: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 5 ressonadores. Fonte: Pesquisa Direta (2022).

As mesmas observações das figuras anteriores podem ser observadas na figura 17. Nos picos extremos da faixa de frequência de interesse foi possível a atenuação de cerca de 18 dB ao considerar a perda termoviscosa.

Por fim, mais dois ressonadores foram adicionados ao modelo. Um foi sintonizado para a frequência de 313 Hz e o outro para 370 Hz. Sendo assim, tal modelo apresenta no total 7 ressonadores, cada um configurado para um pico de frequência distinto. Na figura 18 é ilustrado os resultados conseguidos a partir das simulações de tal modelo numérico. Para esta

configuração, conseguiu-se uma atenuação maior que 40 dB ao considerar a perda termoviscosa.

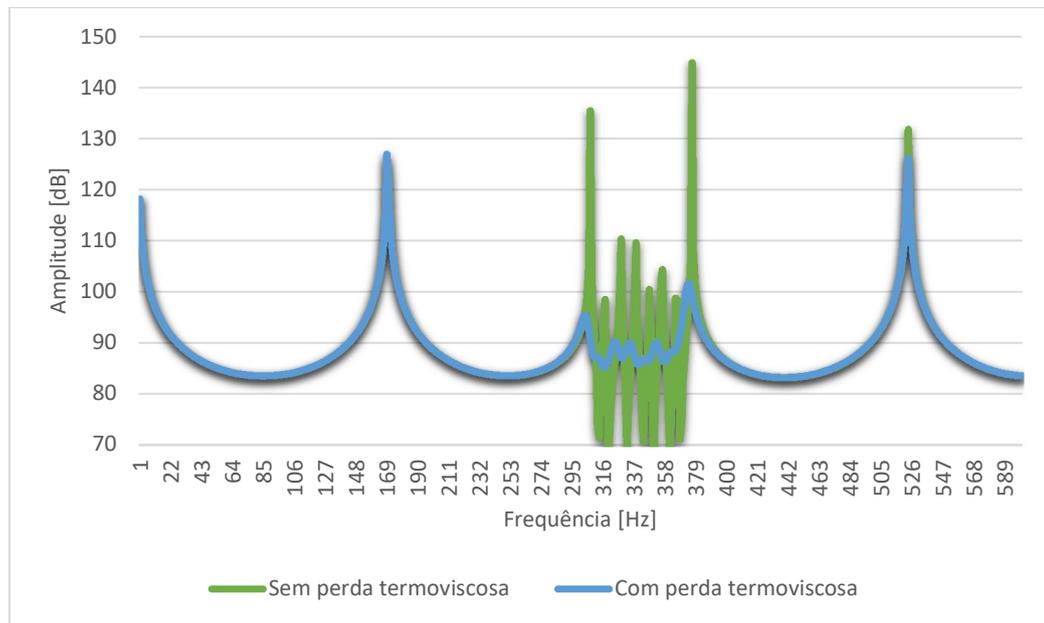


Figura 18: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 7 ressonadores.
Fonte: Pesquisa Direta (2022).

A figura 19 apresenta ainda a mesma comparação feita na imagem anterior, porém, desta vez, dando maior destaque para o intervalo de frequência entre 300 e 400 Hz. Dessa forma, é possível notar uma maior linearização da curva da função de resposta em frequência ao considerar a perda termoviscosa. Isso pois a mesma é capaz de atenuar os picos de amplitude de maneira considerável.

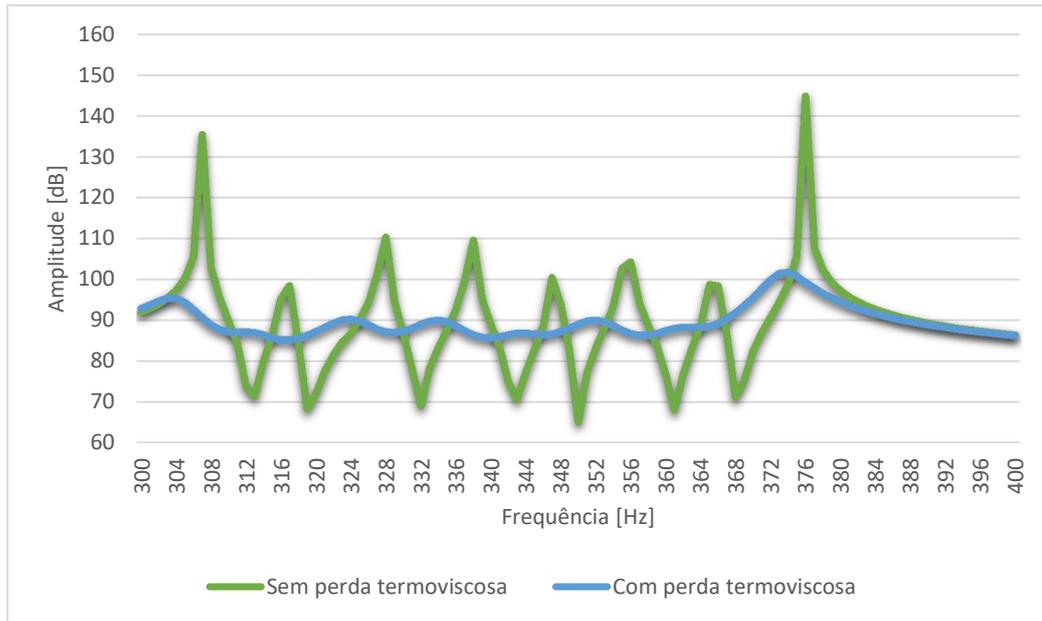


Figura 19: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 7 ressonadores - 300 a 400 Hz. Fonte: Pesquisa Direta (2022).

Sendo assim, foi possível notar através das comparações acima que a inserção da perda termoviscosa nos cálculos é responsável por atenuar os picos de frequências e, além disto, tornar os vales menos destacados, fazendo com que, dessa forma, a função de resposta em frequência fique mais linear. Essa linearidade, por sua vez, em uma análise subjetiva, pode representar para um indivíduo um ruído menos desagradável do que as curvas que não consideraram a perda termoviscosa no cálculo (apresentam uma variação de amplitude maior entre vales e picos).

4.3 Influência da quantidade de ressonadores

Para este estudo, todos os ressonadores utilizados possuem comprimento igual a 247,60 mm, programados para atuarem principalmente na segunda frequência natural da cavidade principal.

No total foram desenvolvidos 4 modelos numéricos: um contendo apenas 1 ressonador, um segundo contendo 6 ressonadores e os outros com 17 e 34 ressonadores.

A figura 20 apresenta um modelo contendo 6 ressonadores. Os outros modelos seguiram a mesma lógica de desenvolvimento.

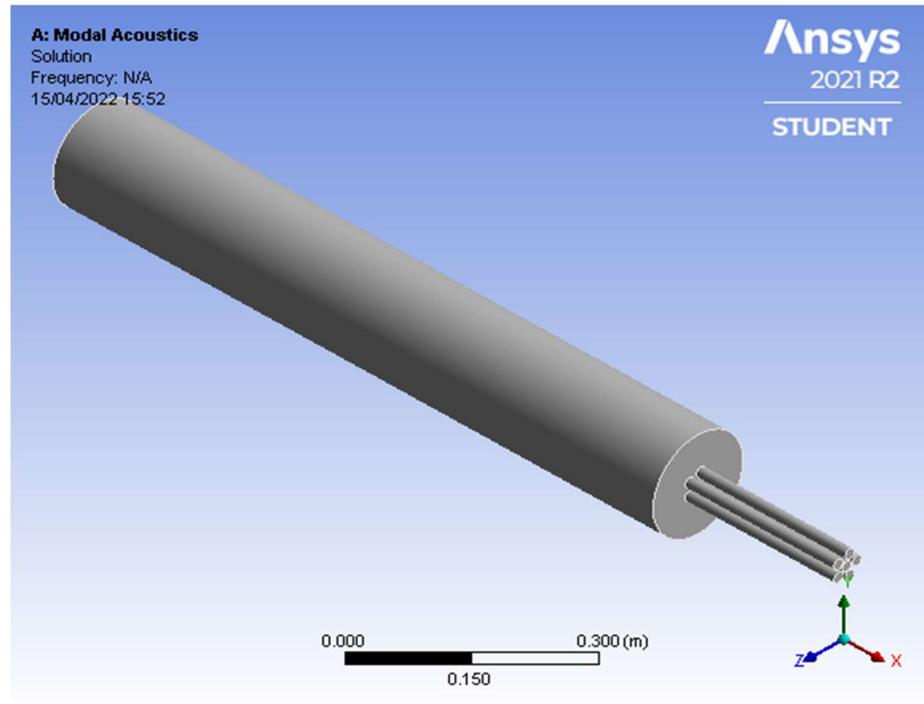


Figura 20: Modelo contendo 6 ressonadores.
Fonte: Pesquisa Direta (2022).

Novamente, para todos os modelos numéricos realizou-se duas análises: uma primeira desconsiderando a perda termoviscosa e uma outra considerando a mesma.

Os resultados obtidos nas simulações são apresentados nas figuras 21,22 e 23.

A partir delas é possível notar que, quanto maior a quantidade de ressonadores presentes, maior também é a distância entre os picos gerados por conta da inserção dos ressonadores no modelo.

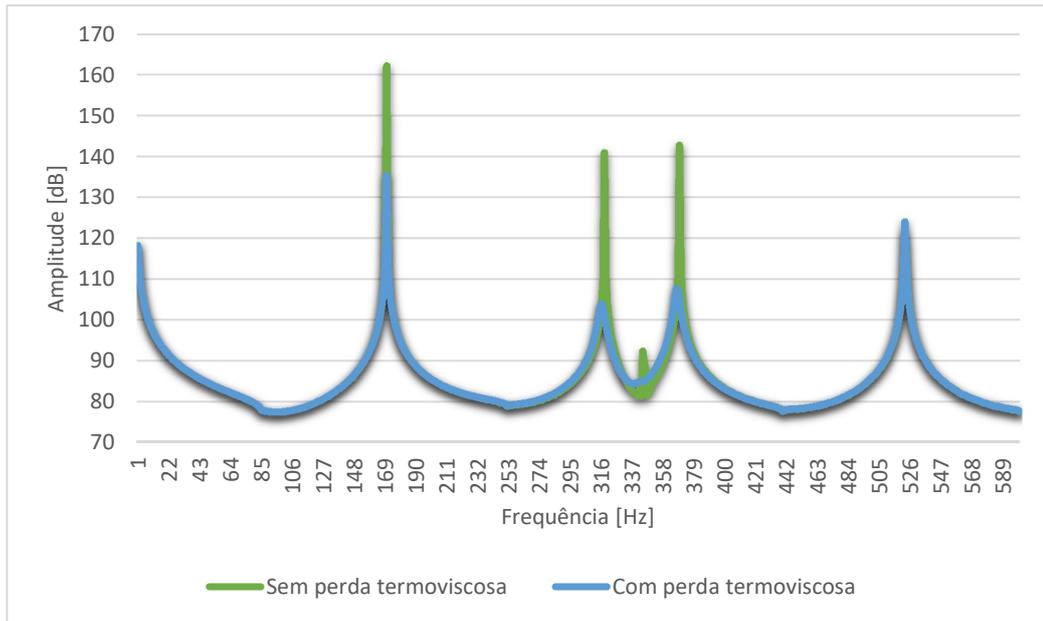


Figura 21: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 6 ressonadores.
Fonte: Pesquisa Direta (2022).

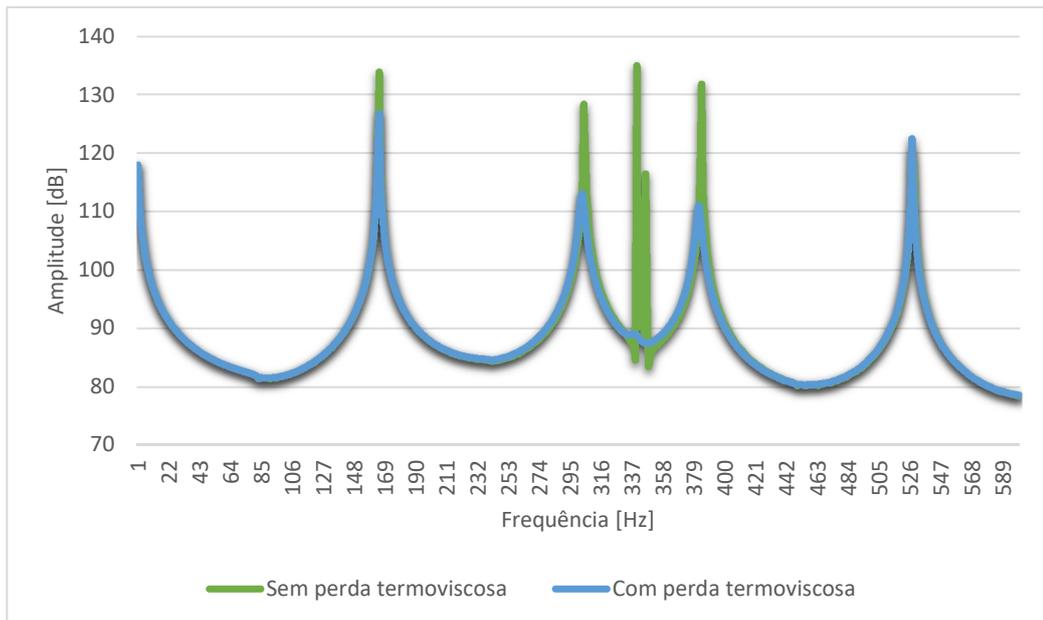


Figura 22: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 17 ressonadores.
Fonte: Pesquisa Direta (2022).

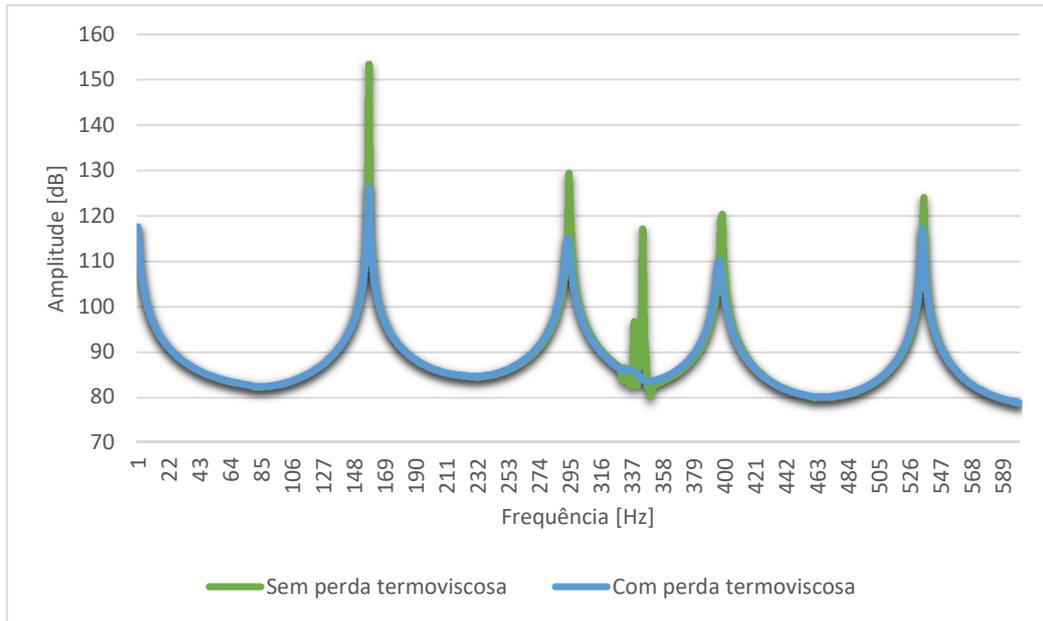


Figura 23: Resultados obtidos a partir do modelo numérico contendo 34 ressonadores.
Fonte: Pesquisa Direta (2022).

Sendo assim, é possível notar a partir das comparações que, quanto mais ressonadores presentes, maior será também a atenuação dos picos gerados por conta da inserção desses ressonadores, tornando a função de resposta em frequência mais linear.

5 CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÃO

5.1 Conclusão

Neste capítulo são apresentadas as conclusões referentes ao presente trabalho e algumas recomendações apropriadas acerca dos resultados obtidos nas simulações. Os resultados obtidos com o software Ansys e tabulados no software Excel foram usados como base de comparação entre os diferentes modelos estudados.

A partir da análise dos resultados da influência das perdas termoviscosas na absorção sonora, foi possível concluir que a perda termoviscosa tem uma influência relevante em modelos que apresentam ressonadores de pequenos diâmetros. Nos modelos presentes neste estudo foi possível obter uma atenuação entre 17 e 45 dB, valor este considerável se tratando de absorção sonora.

A partir da análise dos resultados da influência da quantidade de ressonadores, foi possível observar que a aplicação de ressonadores sintonizados juntamente com a perda termoviscosa são capazes de atenuar grandes faixa de frequência, resultando em curvas com picos de menor amplitude. Ou seja, à medida em que a quantidade de ressonadores aumentou, as distâncias entre os picos gerados pela inclusão de ressonadores de mesma frequência natural ficaram maiores, o que corrobora com a expectativa apresentada em literatura.

Sendo assim, conclui-se que a influência da perda termoviscosa em modelos que buscam a absorção sonora por meio de ressonadores de um quarto de comprimento de onda não deve ser desconsiderada, principalmente em aplicações em que estejam presentes uma quantidade considerável de ressonadores.

5.2 Recomendações

Diante do estudo analisado, sugere-se para trabalhos futuros:

- Impressão de modelos similares e a realização de testes experimentais a fim de comparar com os resultados numéricos;
- Aplicação da perda termoviscosa em modelos mais complexos;
- Estudar a influência do diâmetro dos ressonadores no fenômeno da perda termoviscosa.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

BISTAFA, S.R. **Acústica Aplicada Ao Controle de Ruído**. 2001.

GIL, A. C. **Métodos e técnicas de pesquisa social**. 6. ed. São Paulo: Atlas, 2008.

FONSECA, J. J. S. **Metodologia da pesquisa científica**. Fortaleza: UEC, 2002. Apostila.

GERGES, S. N.Y. **Ruído Fundamentos e Controle**. 2. ed. 2000.

EVEREST, F. ALTON. **Master Handbook of Acoustics**. 4. ed. 2001.

FAHY, FRANK. **Foundations of Engineering Acoustics**. 2001.

GARDONIO, PAOLO. **Sound and Structural Vibration: radiation, transmission and response**. 2. ed. 2007.

THOMPSON, DAVID. **Fundamentals of Sound and Vibration**. 2. ed. 2015.

RIBEIRO, P. M. V.; PEDROSO, L. J. **Uma Abordagem com Superposição modal para Problemas de Interação Fluido Estrutura**. Revista Internacional de Metodos Numericos para Calculos Y Diseno em Ingenieria. V.32 p. 79-90, 2016.

FERREIRA, ÁLVARO CAMPOS. **Comparação Analítica Numérica de Cavidades Acústicas e Vibro-acústicas**. 2012.

ZAVALA, PAULO A. GALARCE. **Análise Vibro-Acústica Utilizando o Método de Elementos Finitos com Mapeamento Dirichlet-to-Neumann (DtN)**.1999.

TEODORO DA SILVA, AGNALDO A. M. **Acoplamento Fluido-Estrutura U-P Não Simétrica de Problemas Vibroacústicos e Hidroelástico por Elementos Finitos 2D Isoparamétricos**.2018.

DELFIM, ARTHUR F. REZENDE. **Desenvolvimento de Metodologia Integrada para Definição de Objetivos de Desempenho Vibro-Acústicos a partir do Estudo de Caso de BoomingNoise**.2018.

BRAESS, H.H; SEIFFERT, U. **Handbook of Automotive Engineering**. New York: SAE International, 2005.

CASOTTI, B. P; GOLDENSTEIN, M. **Panorama do setor automotivo: as mudanças estruturais da indústria e as perspectivas para o Brasil**.2008.

GUIMARÃES, GUSTAVO P. Desenvolvimento de Análise por Trajetórias Vibroacústicas para Aplicação Automotiva.2008.

JIAN, O.; HONG, L. The effectofvehicle's interior noiseondriver'spsychologicalcharacteristic. 2003.

ONUSIC, H. A evolução da acústica veicular no Brasil. Revista de Acústica e Vibrações. 2001.

SILVA, DIEGO W. Modelagem Vibroacústica de veículos Utilizando o Método de Elementos Finitos: Contribuição dos Caminhos da Suspensão.2017.