

Leandro Rodrigues Barbosa

**Uso de materiais acústicos metálicos em
filtros de descarga de sistemas de refrigeração**

Florianópolis

Maio de 2017

Leandro Rodrigues Barbosa

**Uso de materiais acústicos metálicos em filtros de
descarga de sistemas de refrigeração**

Tese de Doutorado.

Universidade Federal de Santa Catarina
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Orientador: Arcanjo Lenzi, Ph. D.

Florianópolis

Maior de 2017

Barbosa, Leandro Rodrigues Barbosa

Uso de materiais acústicos metálicos em filtros de descarga de sistemas de refrigeração : Abordagem numérica e experimental com finalidade de otimizar um filtro acústico dissipativo de compressor hermético / Leandro Rodrigues Barbosa; orientador, Arcanjo Lenzi, 2017.

291 p.

Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2017.

Inclui Referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Material poroso metálico. 3. Filtro acústico. 4. Compressor. 5. Acústica. I. Lenzi, Arcanjo Lenzi. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Leandro Rodrigues Barbosa

**Uso de materiais acústicos metálicos em filtros de
descarga de sistemas de refrigeração**

Esta Tese foi julgada adequada para obtenção do Título de Doutor, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 26 de maio de 2017.

Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora

Arcanjo Lenzi, Ph. D.
Orientador

Andrey Ricardo da Silva, Ph. D. (UFSC)

José Maria Campos dos Santos, Dr. Eng.
(UNICAMP) / Relator

Paulo Henrique Mareze, Dr.Eng. (UFSM)

Ricardo Mikio Doi, Dr. Eng. (Embraco)

Roberto Jordan, Dr. Eng. (UFSC)

A minha família, minha esposa Paula Rinali e meu filho Cauã.

Agradecimentos

Primeiramente, o meu eterno agradecimento ao Prof. Antônio Eduardo Turra (UNESP - Ilha Solteira-SP) por ter me iniciado na área científica durante a graduação de Engenharia Mecânica e ter realizado os primeiros estudos em Acústica Ambiental. Todo aprendizado foi de extrema importância para alcançar um sonho não tão distante.

Ao Prof. Arcanjo Lenzi (o *Chefe*) pela amizade e confiança depositada, além das críticas construtivas para o crescimento profissional, seja nas reuniões de quarta-feira ou em momentos de descontração. Além da oportunidade e desafio de realizar este trabalho.

Aos colegas e amigos Olavo, Giovanni, Gustavo Correa, Gustavo Myrria, Paulo Mareze, Paulo Victor, Júlio Alexandre (Garrincha), Fábio Kulakauskas e Thiago Cavalheiro pelas ajudas técnicas durante a pesquisa, meu muitíssimo obrigado. Aos bolsistas que contribuíram com esta tese, Catarina e Cristiano. Aos técnicos, Rodrigo e Rafael, pelo apoio no desenvolvimento das bancadas experimentais e ajustes/projetos realizados em conjunto; e cafézinhos matinais/histórias com a Dona Sônia.

Ao apoio do laboratório POLO, pela ajuda técnica do Jorge e Luís para a calibração de transdutores de pressão das bancadas desenvolvidas nesta tese.

Ao técnico Waltair do USICON, grande consideração, pelo apoio técnico dos serviços de usinagem nas peças construídas para o desenvolvimento das bancadas desta pesquisa.

Ao apoio técnico do laboratório LabMat, no desenvolvimento das amostras de materiais avaliados neste trabalho. Aos responsáveis Gisele Hammes, Cristiano Binder e Aluísio Klein. Aos estagiários Jucilene e Lucas, pelo esforço na fabricação das amostras.

A minha família, pais (Francisco e Francinete) e irmãs (Denise e Dayane), pelo apoio e motivação durante toda a jornada desta pesquisa, provando que o filho de operários tem a capacidade de voar mais alto.

A minha esposa Paula Rinali, pela paciência, amor e compreensão ao longo do tempo de pós-graduação. E pelas correções do texto da tese. Ao nosso filho Cauã que virá para consolidar o nosso amor.

A toda família Mendonça (Paulinho, Ilanir e Paulo Valério) e Nadir Silva por me considerarem como um filho.

Aos proprietários da casa, seu João e Dna. Otília, onde moramos na Serrinha durante três anos. Toda a gratidão por terem nos recebido muito bem e até hoje mantemos a amizade.

Aos meus amigos caiçaras Marcelo Marques, Diego Batista e Igor Marigny, pelo incentivo e amizade de longa data. E aos eternos amigos de graduação (UNESP - Ilha Solteira/SP): Eduardo Duarte, Eduardo Lemes, Glauber Zerbini e Joel Sanvezzo.

Aos órgãos CNPQ, BNDES e a empresa Embraco (parceira do LVA), pelo apoio financeiro. Ao Programa de Pós-Graduação, pela oportunidade de estudo.

*"Vou te contar
Os olhos já não podem ver
Coisas que só o coração pode entender
Fundamental é mesmo o amor
É impossível ser feliz sozinho".
(Wave, Antônio Carlos Brasileiro Jobim)*

Resumo

Dentre as principais fontes de ruído e vibrações em compressores herméticos, a pulsação do gás de refrigeração no sistema de descarga é responsável por uma parcela significativa de ruído radiado pela carcaça e pela pulsação, transmitida ao gabinete do refrigerador. A pulsação é transmitida ao gabinete através do condensador ao qual encontra-se diretamente conectado. Um método tradicional do controle de ruído do compressor é através do uso de materiais porosos na câmara principal do filtro acústico. A caracterização dos parâmetros macro-acústicos (resistividade ao fluxo, porosidade, tortuosidade e comprimento característico viscoso e térmico) de materiais porosos é essencial para avaliar o comportamento do material e realizar análises experimental, numérica e analítica. A representação do meio poroso se dá com o uso do modelo de fluido equivalente JCA (Johnson-Champoux-Allard), que considera tais parâmetros. Um processo de otimização foi realizado para obtenção de parâmetros ótimos do material poroso metálico, visando maximizar a perda de transmissão sonora do filtro acústico na faixa de frequência de 500 Hz a 5 kHz. Protótipos foram avaliados e apresentaram melhor performance que o filtro acústico (reativo) atual de um compressor.

Palavras-chave: compressor. material poroso metálico. filtro acústico.

Abstract

Gas pulsation is an important noise source in household refrigerators. The pulsation is generated in the compressor discharge chamber and it is transferred to the cabinet through the condenser, which is directly connected to the back of the system. The discharge muffler has a considerable contribution of the noise refrigerator. The noise control is through metallic porous material used in expansion chamber of the muffler. The experimental characterization of the macroacoustic parameters of porous medium (airflow resistivity, porosity, tortuosity, viscous and thermal length) was done to compare the validations, such as numerical and analytical. The porous material was modelled by Johnson-Champoux-Allard (JCA) approach as an equivalent fluid. The parametric optimization of the material is a powerful tool to maximize the transmission loss of the acoustic system. The range frequency optimized is 500 Hz to 5kHz. Prototypes were developed and improved if compared with current muffler of the compressor.

Keywords: compressor. metallic porous material. acoustics muffler.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Vistas em corte de um compressor típico de refrigeração doméstica: (a) vista superior e (b) vista em corte.	48
Figura 2 – Fluxo de energia vibratória para um compressor herético. Fonte: Silveira (2004).	50
Figura 3 – Nível de Pressão Sonora gerado pelo sistema de descarga: (a) banda estreita e (b) banda de 1/3 de oitava.	53
Figura 4 – Nível de Potência Sonora por caminho de energia. Fonte: Bratti et al. (2012).	54
Figura 5 – Contribuição dos caminhos no NWS (dBA). Fonte: Bratti et al. (2012).	55
Figura 6 – Sistema de refrigeração: (a) componentes principais, (b) esquema de um ciclo simples de refrigeração e (c) temperatura x entropia.	62
Figura 7 – Mecanismo de compressão em corte: (a) sucção e (b) descarga.	63
Figura 8 – Dados da sucção: (a) posição do pistão dentro do cilindro, (b) deslocamento da válvula e (c) pressão na câmara de sucção. Fonte: Adaptado de Moraes (2013).	64
Figura 9 – Dados da descarga: (a) posição do pistão dentro do cilindro, (b) deslocamento da válvula e (c) pressão na câmara de descarga. Fonte: Adaptado de Moraes (2013).	65
Figura 10 – Dados de pressão no sistema de descarga: (a) cilindro, (b) tampa do cilindro, (c) câmara do bloco e (d) saída da descarga.	66
Figura 11 – Sinais de pressão no domínio da frequência.	67

Figura 12 – Sinais de pressão no domínio da frequência em 1/3 de oitava.	68
Figura 13 – Constante politrópica.	77
Figura 14 – Comparação de modelos de propagação: <i>LRF</i> e Kirchoff.	78
Figura 15 – Efeito viscotérmico na magnitude da FRF em um tubo.	79
Figura 16 – Geometria do modelo numérico e condições de contorno.	81
Figura 17 – Tubo de descarga: avaliação do efeito viscotérmico.	81
Figura 18 – FRF: tubo reto e tubo de descarga.	82
Figura 19 – Perfil de velocidade de onda acústica.	83
Figura 20 – Perfil de temperatura de onda acústica.	84
Figura 21 – Tipos de filtros acústicos: reativo (esquerda) e dissipativo (direita).	86
Figura 22 – Sistema de descarga típico de um compressor de refrigeração doméstica.	88
Figura 23 – Filtro acústico do tipo câmara de expansão.	89
Figura 24 – Contribuição da câmara de expansão na <i>TL</i>	90
Figura 25 – Campo de NPS de filtro acústico reativo.	91
Figura 26 – Cadeia de sinais da bancada para obtenção da perda de transmissão.	93
Figura 27 – Desenho técnico (cotas em mm) do filtro acústico para a abordagem experimental.	94
Figura 28 – Modelo do filtro acústico da análise numérica: (a) geometria, (b) malha e (c) condição de contorno.	95
Figura 29 – Comparação das perdas de transmissão do filtro acústico.	97
Figura 30 – Velocidade do som no Ar a 20 °C: (a) parte real e (b) parte imaginária.	98
Figura 31 – Efeito viscotérmico na perda de transmissão do filtro acústico.	99

Figura 32 – Mecanismo de dissipação de energia: (a) estrutura elástica e (b) estrutura rígida. Fonte: Adaptado de Mareze (2013).	104
Figura 33 – Constituição de materiais porosos: (a) celular, (b) fibra e (c) granular. Fonte: Arenas e Crocker (2010).	105
Figura 34 – Peças porosas metálicas fabricadas por sinterização. Fonte: Sinterflo (2016) [®]	107
Figura 35 – Rotas de processamento pela técnica de <i>space holder</i> . Fonte: Adaptado de Banhart (2001).	107
Figura 36 – Análise por MEV de amostras de materiais porosos metálicas: (a) e (c) tamanho de poro 100 - 150 μm , (b) e (d) tamanho de poro 150 - 250 μm . Fonte: Souza (2016).	108
Figura 37 – Tortuosidade dinâmica: modelos JCA e JCAL.	118
Figura 38 – Módulo de compressibilidade: modelos JCA e JCAL.	119
Figura 39 – Número de onda complexo: modelos JCA e JCAL.	120
Figura 40 – Velocidade do som: modelos JCA e JCAL.	121
Figura 41 – Impedância de superfície e coeficiente de absorção: modelos JCA e JCAL.	122
Figura 42 – Densidade efetiva: influência da resistividade ao fluxo.	123
Figura 43 – Impedância de superfície: influência da resistividade ao fluxo.	124
Figura 44 – Coeficiente de absorção: influência da resistividade ao fluxo.	124
Figura 45 – Impedância de superfície e coeficiente de absorção: contribuições viscosa e térmica.	126
Figura 46 – Impedância de superfície e coeficiente de absorção: mét. Direto e Inverso.	127
Figura 47 – Modelagem do meio poroso com uso da MMT. Fonte: Adaptado de Atalla (2014).	129
Figura 48 – <i>TL</i> por incidência normal de materiais acústicos.	130

Figura 49 – Esquema da cadeia de sinais e tubo de impedância.	132
Figura 50 – Vista do tubo de impedância em perspectiva.	132
Figura 51 – Mecanismo para a obtenção da resistividade ao fluxo.	135
Figura 52 – Cadeia de sinais da bancada: método oscilatório.	136
Figura 53 – Bancada para determinação da resistividade ao fluxo: método oscilatório.	136
Figura 54 – Sinais experimentais no domínio do tempo pelo método oscilatório: (a) excitação: tom puro de 22 Hz, (b) aceleração e (c) pressão sonora.	138
Figura 55 – Esquema da bancada pelo método de fluxo contínuo.	139
Figura 56 – Exemplo de regressão linear para obtenção da resistividade ao fluxo.	140
Figura 57 – Fixação da amostra na bancada de fluxo contínuo.	140
Figura 58 – Coeficiente de absorção de material de alta resistividade. Fonte: Adaptado de Pompoli et al. (2017).	141
Figura 59 – Coeficiente de absorção da espuma melamina.	142
Figura 60 – Balança digital usada no método das densidades (KERN EW220 3NM - resolução 1mg).	143
Figura 61 – Esquema de medição ultrassom para material poroso.	144
Figura 62 – Bancada para obtenção da tortuosidade.	145
Figura 63 – Curvas de índice de refração para o ar e gás hélio.	146
Figura 64 – Esquema experimental para determinação dos comprimentos característicos.	147
Figura 65 – Bancada para determinação dos comprimentos característicos.	148
Figura 66 – Bancada para avaliação de perda de transmissão de materiais porosos metálicos.	149
Figura 67 – Dispositivo de fixação das amostras no tubo de impedância.	149
Figura 68 – Lote das amostras de material metálico sinterizado.	150

Figura 69 – Coeficiente de absorção e impedância de superfície: (a) 5B e (b) 6B.	151
Figura 70 – Microestrutura da amostras metálicas: imagem es- querda ($\phi=0,5$) e direita ($\phi=0,6$). Fonte: Souza (2016).	152
Figura 71 – Coeficiente de absorção e impedância de superfície: amostras 5B e 6B.	152
Figura 72 – Resultados para a bancada através do método contí- nuo: retas (tendências) e círculos (dados experimentais).	154
Figura 73 – Comparação experimental e analítica: (a) 5B e (b) 6B.	155
Figura 74 – Efeito das propriedades do fluido no coef. de absorção.	156
Figura 75 – TL experimental das amostras: (a) 5B e (6B).	157
Figura 76 – Autoespectro em NPS [dB] antes e após a amostra.	158
Figura 77 – TL experimental e analítica: (a) 5B e (b) 6B.	159
Figura 78 – Fluxograma da caracterização inversa.	161
Figura 79 – Resultados da caracterização inversa: (a) 5B1 e (b) 5B2.	162
Figura 80 – Resultados da caracterização inversa (TL regressão linear) 5B1.	164
Figura 81 – Resultados da caracterização inversa: 6B1.	164
Figura 82 – Resultados da caracterização inversa: 6B2.	165
Figura 83 – Análise de influência: (a) 5B1 e (b) 5B2.	166
Figura 84 – Análise de influência: (a) 6B1 e (b) 6B2.	167
Figura 85 – Tendências dos parâmetros macro-acústicos em fun- ção da porosidade.	168
Figura 86 – Efeito de variação da porosidade no coeficiente de absorção sonora.	169
Figura 87 – Efeito de variação da resistividade ao fluxo no coefi- ciente de absorção sonora.	170
Figura 88 – Comparação dos parâmetros macro-acústicos da es- puma melamina.	172
Figura 89 – Coeficiente de absorção da espuma melamina.	173

Figura 90 – Validação numérica da espuma de melamina.	174
Figura 91 – Filtro acústico dissipativo com espuma de melamina.	175
Figura 92 – Análise experimental de filtro acústico: reativo e dissipativo.	176
Figura 93 – Modelo numérico de filtro dissipativo com espuma de melamina: (a) geometria, (b) material poroso e (c) malha.	177
Figura 94 – Análises: experimental e numérica de filtro acústico dissipativo.	178
Figura 95 – Vista do modelo do filtro acústico dissipativo para otimização.	186
Figura 96 – Modelo de filtro de otimização: (a) geometria, (b) domínio poroso e (c) malha.	187
Figura 97 – Fluxograma de otimização do filtro dissipativo.	188
Figura 98 – Análise de convergência: (a) $it=5$, (b) $it=10$ e (c) $it=20$	190
Figura 99 – TL do filtro dissipativo otimizado e do filtro reativo.	191
Figura 100 – Coeficiente de absorção do material acústico ótimo.	191
Figura 101 – Tendências dos parâmetros macro-acústicas das amostras.	193
Figura 102 – TL do filtro acústico com parâmetros macro-acústicos ótimos.	193
Figura 103 – Coeficiente de absorção com parâmetros macro-acústicos ótimo.	194
Figura 104 – TL do filtro dissipativo: propriedades ótimas e dos materiais avaliados.	195
Figura 105 – Campo de NPS do filtro acústico otimizado.	196
Figura 106 – Influência da resistividade ao fluxo no modelo de otimização: TL	196
Figura 107 – Influência da resistividade ao fluxo no modelo de otimização: $\alpha(\omega)$	197

Figura 108 – Influência da σ_{rf} no modelo ótimo.	198
Figura 109 – Influência da ϕ no modelo ótimo.	198
Figura 110 – Influência da α_∞ no modelo ótimo.	199
Figura 111 – Influência do Λ no modelo ótimo.	199
Figura 112 – Influência do Λ' no modelo ótimo.	200
Figura 113 – Modelo de otimização em multicamadas longitudinais.	201
Figura 114 – Resultados da otimização em multicamadas longitudinais.	201
Figura 115 – TL dos modelos em multicamadas longitudinais.	202
Figura 116 – Campo de NPS do modelo com 4 camadas longitudinais.	203
Figura 117 – Análise do modelo com camadas longitudinais.	203
Figura 118 – Coeficiente de absorção das camadas longitudinais.	204
Figura 119 – Protótipos da análise com as propriedades ótimas.	205
Figura 120 – TL dos protótipos com os parâmetros da otimização.	205
Figura 121 – Campo de NPS do protótipo 2.	206
Figura 122 – Campo de NPS do protótipo 3.	207
Figura 123 – Campo de NPS do protótipo 4.	207
Figura 124 – Comparação final: filtro reativo atual e filtro otimizado.	208
Figura 125 – Perfis de velocidade: (a) fluxo de Poiseuille e (b) fluxo de Helmholtz.	213
Figura 126 – Comportamento da resistividade ao fluxo em função do Reynolds no poro do material. Fonte: Auregan e Pachebat (1999).	214
Figura 127 – Esquema da bancada experimental. Fonte: Adaptado de Auregan e Pachebat (1999).	215
Figura 128 – Coeficiente de transmissão: marcadores - exp., linhas - analítico. Fonte: Auregan e Pachebat (1999).	217
Figura 129 – Coeficiente de transmissão das amostras 6B.	217
Figura 130 – Coeficiente de reflexão. Fonte: Attenborough et al. (2003).	219

Figura 131 – Pressão incidente em função da pressão refletida: experimental e analítico. Fonte: Attenborough et al. (2003).	219
Figura 132 – Diferença de pressão em função da velocidade do escoamento. Fonte: Kolarević et al. (2015).	221
Figura 133 – Resultados das amostras 5B: $\Delta p \times u$.	222
Figura 134 – Resultados das amostras 6B: $\Delta p \times u$.	222
Figura 135 – Comportamento da resistividade ao fluxo: (a) 5B e (a) 6B.	223
Figura 136 – TL do filtro com alteração da resistividade ao fluxo.	225
Figura 137 – Esquema do <i>setup</i> de medição. Fonte: Adaptado de ASTM E2611-09 (2009).	251
Figura 138 – Desenho técnico da bancada para avaliação de filtro acústico com terminação rígida.	254
Figura 139 – Perda de transmissão de do tubo de impedância sem filtro acústico.	254
Figura 140 – Coeficiente de absorção: terminações rígida e anecoica.	255
Figura 141 – Filtro acústico das validações experimentais.	255
Figura 142 – Bancada para avaliação de perda de transmissão.	256
Figura 143 – Tubo de impedância.	258
Figura 144 – Desenho técnico do tubo de impedância.	258
Figura 145 – Amostras de espuma melamina e porta-amostra do tubo de impedância.	259
Figura 146 – Geometria do modelo numérico do tubo de impedância.	260
Figura 147 – Impedância de superfície e coef. de absorção da melamina.	260
Figura 148 – Bancada para determinação da resistividade ao fluxo: método oscilatório.	264
Figura 149 – Desenho técnico da bancada de resistividade ao fluxo: método oscilatório.	264
Figura 150 – Bancada completa para o método de fluxo contínuo.	265

Figura 151 – Condições de contorno para modelo de tubo 1D. . .	269
Figura 152 – FRF: tubo aberto/fechado.	271

Lista de tabelas

Tabela 1 – Propriedades físicas de gases.	70
Tabela 2 – Valores típicos de resistividade ao fluxo de materiais porosos. Fonte: Brandão (2016), Cox e D’antonio (2009).	110
Tabela 3 – Valores típicos de porosidade de materiais porosos. Fonte: Cox e D’antonio (2009).	111
Tabela 4 – Valores típicos de tortuosidade de materiais porosos. Fonte: Cox e D’antonio (2009).	111
Tabela 5 – Valores típicos de comprimentos característicos de materiais porosos. Fonte: Cox e D’antonio (2009).	112
Tabela 6 – Parâmetros macro-acústicos: método Direto e Inverso.	128
Tabela 7 – Parâmetros macro-acústicos de materiais porosos. Fonte: Doutres et al. (2010).	130
Tabela 8 – Resistividade ao fluxo da amostra de melamina.	141
Tabela 9 – Características das amostras avaliadas.	150
Tabela 10 – Resultados de resistividade ao fluxo das amostras	153
Tabela 11 – Resultados dos parâmetros experimentais das amostras.	154
Tabela 12 – Restrições das variáveis para caracterização inversa.	160
Tabela 13 – Resultados das propriedades macro-acústicas da caracterização inversa.	161
Tabela 14 – Propriedades macro-acústicas da caracterização inversa.	163
Tabela 15 – Características das amostras de espuma melamina.	171
Tabela 16 – Parâmetros macro-acústicos experimentais do material espuma de melamina.	171
Tabela 17 – Dimensões do modelo de filtro acústico dissipativo.	186
Tabela 18 – Restrições inferiores e superiores para as variáveis de otimização.	187

Tabela 19 – Análise de convergência: número máximo de iterações.	189
Tabela 20 – Resultados da análise de convergência.	190
Tabela 21 – Resultados da otimização com os parâmetros dependentes.	192
Tabela 22 – Resistividade ao fluxo dos materiais para altas velocidades.	224
Tabela 23 – Instrumentação para análise de filtro acústico. . . .	253
Tabela 24 – Instrumentação e acessórios para bancada do tubo de impedância.	257
Tabela 25 – Parâmetros experimentais da amostra de melamina.	259
Tabela 26 – Instrumentação e acessórios: bancada pelo método oscilatório.	263
Tabela 27 – Instrumentação: bancada pelo método contínuo. . . .	266
Tabela 28 – Instrumentação e acessórios para bancada com transdutores ultrassônicos.	267

Nomenclatura

$\langle v \rangle$ velocidade de partícula média espacial

Acrônimos

\mathbf{u} vetor velocidade

\mathbf{u}_l vetor velocidade solenoidal

\mathbf{u}_v vetor velocidade rotacional

Im parte imaginária de número complexo

i parte imaginária

J_0 função Bessel de ordem zero

J_2 função Bessel de ordem dois

Pr número de Prandtl

Re parte real de número complexo

\mathbf{f} vetor faixa de frequência da otimização

\mathbf{v}^{ini} vetor inicial de variáveis de otimização

\mathbf{v}^{otim} vetor final de variáveis de ótimas

\mathbf{X}	vetor de variáveis do problema de otimização
$\tilde{c}(\omega)$	velocidade do som complexa
$\tilde{c}_m(\omega)$	velocidade do som complexa no material poroso
$\tilde{k}_c(\omega)$	número de onda (meio poroso)
\tilde{P}	pressão sonora complexa
\tilde{p}	pressão sonora complexa
\tilde{P}_+	amplitude de pressão incidente (onda plana)
\tilde{P}_-	amplitude de pressão refletida (onda plana)
\tilde{u}_n	componente normal da velocidade de partícula
$\tilde{Z}_c(\omega)$	impedância característica (meio poroso)
\tilde{z}_{rad}	impedância de radiação
Ar	fluido Ar
b	constante relacionada à geometria do poro (efeito de dissipação viscosa)
b'	constante relacionada à geometria do poro (efeito de dissipação térmica)
c_0	velocidade do som no fluido
C_1	constante empírica
C_2	constante empírica
C_p	calor específico a pressão constante
$c_{fa}(\omega)$	velocidade de fase de propagação
cr	referente ao comprimento crítico

D	diâmetro da câmara de expansão do filtro acústico dissipativo
d	diâmetro do tubo de entrada do filtro acústico dissipativo
D_{cm}	diâmetro externo de material melamina
d_{cm}	diâmetro interno de material melamina
D_{ti}	diâmetro do tubo de impedância
e	espessura da camada de material poroso
e_{cm}	espessura de material melamina
f	frequência
$F(\mathbf{X})$	função do problema de otimização
f_t	frequência de transição
f_{aten}	mínima frequência de atenuação de filtro acústico tipo câmara de expansão
F_{ob}	função objetivo
f_{osc}	frequência de oscilação do pistão
G	coeficiente associado às perdas viscotérmicas
$H(f)$	função transferência
H_{12}	função de transferência do microfone 2 em relação ao microfone 1
H_{21}	função de transferência do microfone 1 em relação ao microfone 2
He	gás Hélio
k	número de onda

k_a	número de onda acústico
k_f	condutividade térmica do fluido
k_h	número de onda entrópico
k_r	frequência reduzida
L	comprimento do tubo
l	comprimento escalar
L_m	espessura de um material poroso
L_{cr}	comprimento crítico
l_i	comprimento do tubo de entrada e de saída do filtro acústico dissipativo
m_{sat}	massa da amostra saturado pelo fluido líquido
m_{seca}	massa da amostra seca
$n(\sigma)$	constante politrópica
n_r	índice de refração
p	pressão
$P(x, t)$	pressão acústica
P_0	pressão absoluta do fluido
p_0	amplitude de pressão sonora incidente
p_1^+	pressão incidente antes da amostra porosa
p_1^-	pressão refletida antes da amostra porosa
p_2^+	pressão incidente depois da amostra porosa

p_2^-	pressão refletida depois da amostra porosa
P_a	pressão incidente na câmara de filtro acústico tipo câmara de expansão
P_b	pressão refletida na câmara de filtro acústico tipo câmara de expansão
p_o	limiar da audição humana
P_t	pressão transmitida na câmara de filtro acústico tipo câmara de expansão
$q(\omega)$	permeabilidade estática viscosa
Q_H	calor da fonte quente
Q_L	calor da fonte frio
q_o	permeabilidade estática viscosa
q'_o	permeabilidade térmica
R	raio do tubo
r	coeficiente de reflexão
r	coordenada radial adimensional
R_o	constante do gás
Re_c	número de Reynolds crítico no poro
S	área de seção transversal da amostra de um material poroso
s	número de onda de cisalhamento
S_1	área de seção transversal do tubo de entrada de filtro acústico tipo câmara de expansão

S_2	área de seção transversal da câmara de filtro acústico tipo câmara de expansão
$T(x, r)$	perfil de temperatura de onda acústica
T_0	temperatura absoluta do fluido
TL^a	perda de transmissão analítica
TL^e	perda de transmissão experimental
TL_{ce}	perda de transmissão de filtro acústico tipo câmara de expansão
TL_{num}	perda de transmissão de modelo numérico filtro acústico
$TL_{otim}(\mathbf{X})$	perda de transmissão ótima
u	velocidade
$u(x, r)$	perfil de velocidade de onda acústica
$u(x, t)$	velocidade de partícula
u_1	velocidade de partícula na face da amostra porosa
u_{rms}	velocidade <i>rms</i>
V	vazão volumétrica
$v_i^2(r_w)$	velocidade macroscópica na parede do poro
Vol	volume do poro
W_c	trabalho do compressor
X	variável do problema de otimização
x_m	distância perpendicular entre o microfone mais afastado e a superfície do material poroso
x_{mic}	espaçamento entre os microfones

1D	modelagem em uma dimensão
2D	modelagem em duas dimensões
3D	modelagem em três dimensões
5B	amostra porosa metálica de porosidade 0,5
6B	amostra porosa metálica de porosidade 0,6
<i>Cr</i>	<i>crossover</i>
<i>Dv</i>	fator do vetor de diferença
<i>it</i>	máximo de iterações por geração de população
<i>Pop</i>	tamanho da população
<i>Re</i>	número de Reynolds no poro do material poroso
<i>rms</i>	root mean square
<i>t</i>	tempo de processamento computacional
dB	decibel
dim	dimensão de vetor
lab	laboratório
v	volume

Letras Gregas

$\alpha(\omega)$	coeficiente de absorção de um material poroso
α_∞	tortuosidade
β	constante empírica
ΔP	diferença de pressão no meio poroso

Δt	tempo de atraso
δ_t	espessura da camada limite térmica
δ_v	espessura da camada limite viscosa
ϵ	relação de impedâncias acústicas
η	viscosidade absoluta
η_z	parâmetro adimensional
Γ	coeficiente de propagação sonora
γ	razão de calor específico
Λ	comprimento característico viscoso de um material poroso
Λ'	comprimento característico térmico de um material poroso
$\langle \tilde{T} \rangle$	temperatura acústica média espacial
μ	viscosidade dinâmica do fluido
∇p	gradiente de pressão
Ω	domínio acústico do modelo numérico de filtro acústico
ω	frequência angular
ϕ	porosidade de um material poroso
ϕ_{otim}	porosidade ótima do material poroso
ψ	parâmetro da expressão da impedância transcendental
ρ	densidade
ρ_0	densidade do fluido
ρ_m	densidade do material poroso

ρ_{fl}	densidade do fluido líquido
σ	raiz quadrada do número de Prandtl
σ_{rf0}	resistividade ao fluxo definida pela lei de Darcy
σ_{rfe}	resistência ao fluxo de um material poroso
σ_{rf}	resistividade ao fluxo de um material poroso
\mathbf{T}^f	matriz de transferência do fluido
\mathbf{T}^{mp}	matriz de transferência do meio poroso
θ	inclinação da reta
$\tilde{\rho}_{ef}(\omega)$	densidade efetiva (meio poroso)
$\tilde{\rho}_{flex}$	densidade efetiva de um material poroso flexível
$\tilde{K}_{ef}(\omega)$	módulo de compressibilidade ou <i>bulk modulus</i>
\tilde{Z}_s^a	impedância de superfície analítica
\tilde{Z}_s^e	impedância de superfície experimental
\tilde{Z}_s	impedância acústica de superfície de um material poroso
ν	viscosidade cinemática do fluido
ξ	razão de viscosidade absoluta e dinâmica
A	área superficial do poro de um elemento
h	entropia
h_s	razão entre as áreas de seção transversal de filtro acústico tipo câmara de expansão
K	coeficiente de permeabilidade

l_{cam}	comprimento da câmara de expansão de filtro acústico
N_{caml}	número de camadas longitudinais do modelo multicamadas
Nf	número total de frequências
T	temperatura
T_m	coeficiente de transmissão do material poroso
W	potência sonora
Z_o	impedância característica do fluido

Letras Romanas

<i>DE</i>	<i>Differential Evolution</i>
<i>GA</i>	<i>Genethic Algorithm</i>
<i>IL</i>	Perda por Inserção
<i>LD</i>	Nível de Diferença
<i>NR</i>	Redução de Ruído
<i>TL</i>	Perda de Transmissão
1D	unidimensional
<i>CFD</i>	Computed Fluid Dynamic
<i>FFT</i>	Fast Fourier Transform
<i>LRF</i>	<i>Low Reduced Frequency</i>
<i>PET</i>	Poli Tereftalato de Etileno
ASTM	American Society for Testing and Materials
BEM	Método de Elementos de Contorno

FRF Função em Resposta Frequência

INMETRO Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia

ISO International Organization for Standardization

JCA modelo de fluido equivalente desenvolvido por Johnson-Champoux-Allard

JCAL modelo de fluido equivalente desenvolvido por Johnson-Champoux-Allard-Lafarge

LabMAT Laboratório de Materiais da UFSC

LCME Laboratório Central de Microscopia Eletrônica

LVA Laboratório de Vibrações e Acústica

MEF Método de Elementos Finitos

MEV Microscópio Eletrônico de Varredura

MMT Método da Matriz de Transferência

NWS Nível de Potência Sonora

P&D Pesquisa e Desenvolvimento

PVC Poli Cloreto de Vinila

SI Sistema Internacional de Unidades

UFSC Universidade Federal de Santa Catarina

USICON Laboratório de Usinagem e Comando Numérico

Subscritos

∞ referente à tortuosidade de um material poroso

<i>aten</i>	referente à mínima frequência de atenuação de filtro acústico tipo câmara de expansão
<i>c</i>	referente à característica de um meio poroso
<i>cam</i>	referente à câmara de expansão do filtro acústico
<i>caml</i>	camada de material poroso
<i>ce</i>	referente à performance do filtro acústico tipo câmara de expansão
<i>cm</i>	coroa de material melamina
<i>ef</i>	referente ao modelo de fluido equivalente (meio poroso)
<i>fa</i>	referente à velocidade de fase de propagação
<i>fl</i>	referente à fluido líquido
<i>flex</i>	referente à material poroso flexível
<i>i</i>	relacionado à pressão da onda sonora incidente
<i>in</i>	referente à potência de entrada no modelo numérico de filtro acústico
<i>ini</i>	referente ao vetor inicial de variáveis de otimização
<i>m</i>	referente à material poroso
<i>max</i>	referente à frequência máxima de análise no tubo de impedância
<i>mic</i>	referente ao espaçamento entre os microfones no tubo de impedância
<i>min</i>	referente à frequência mínima de análise no tubo de impedância
<i>n</i>	referente à componente normal de velocidade de partícula
<i>num</i>	referente à perda de transmissão de modelo numérico de filtro acústico

<i>ob</i>	referente à função objetivo
<i>osc</i>	referente à oscilação do pistão
<i>otim</i>	referente à otimização
<i>out</i>	referente à potência de saída no modelo numérico de filtro acústico
<i>p</i>	referente ao pistão
<i>poro</i>	referente ao poro do material poroso
<i>r</i>	raio do poro
<i>rf</i>	referente à resistividade ao fluxo de um material poroso
<i>rfe</i>	referente à resistência ao fluxo de um material poroso
<i>s</i>	referente à relação de áreas transversais
S_p	área de seção transversal do pistão
<i>seca</i>	referente à amostra seca
<i>t</i>	relacionado à pressão da onda sonora transmitida
<i>ti</i>	referente ao diâmetro do tubo de impedância

Sobrescritos

<i>a</i>	referente à analítica
<i>e</i>	referente à experimental
<i>f</i>	referente à fluido
<i>mp</i>	referente à meio poroso
+	referente à onda incidente

- + referente à variáveis iniciais
- + referente à variáveis ótimas
- referente à onda refletida

Operadores

$\bar{\Delta}$ operador Laplace

Δ operador Laplace

∇ operador gradiente

Sumário

	1 INTRODUÇÃO	47
1.1	Estado da arte	48
1.2	Objetivos	58
1.2.1	Objetivo geral	58
1.2.2	Objetivos específicos	58
1.3	Organização do trabalho	59
	Introdução	47
	2 SISTEMA DE DESCARGA EM COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO	61
2.1	Ciclo de refrigeração por compressão de vapor	61
2.2	Sistema de válvulas	63
2.3	Funcionamento do sistema de descarga do compressor	66
2.4	Resumo do capítulo	68
	3 PROPAGAÇÃO SONORA EM TUBOS DE DIÂMETRO PEQUENO	69
3.1	Propriedades do gás	69
3.2	Efeitos de curvatura	70
3.3	Efeitos viscotérmicos	72
3.4	Modelo de propagação: <i>LRF</i>	76
3.5	Abordagem numérica do tubo de descarga	80
3.6	Perfil de velocidade e temperatura em tubos	82
3.7	Resumo do capítulo	84
	4 FILTRO ACÚSTICO	85

4.1	Representação da atenuação sonora	85
4.2	Filtro acústico tipo câmara de expansão	89
4.3	Abordagem Experimental	92
4.4	Abordagem Numérica	93
4.5	Comparação final	96
4.6	Efeitos viscotérmicos em filtros acústicos	98
4.7	Resumo do capítulo	99
5	MATERIAIS POROSOS	101
5.1	Materiais de absorção sonora	101
5.1.1	Mecanismo de absorção das ondas sonoras	102
5.1.2	Constituição dos materiais de absorção	104
5.1.3	Materiais porosos metálicos	106
5.1.4	Parâmetros acústicos de materiais porosos de estrutura rígida	109
5.1.5	Resistividade ao fluxo	109
5.1.6	Porosidade	110
5.1.7	Tortuosidade	111
5.1.8	Comprimento característico	111
5.2	Modelos analíticos de material poroso	113
5.2.1	Modelo de Fluido Equivalente	113
5.2.1.1	Modelo de Johnson-Champoux-Allard (JCA)	114
5.2.1.2	Modelo de Johnson-Champoux-Allard-Lafarge (JCAL)	115
5.3	Análise comparativa de modelos analíticos	117
5.3.1	Densidade efetiva	118
5.3.2	Módulo de compressibilidade efetivo	119
5.3.3	Número de onda complexo	119
5.3.4	Velocidade do som complexa	120
5.3.5	Impedância de superfície e absorção sonora	120
5.4	Análise de influência de parâmetros macro-acústicos	122
5.5	Contribuição da dissipação viscosa e térmica	125
5.6	Procedimento de caracterização inversa	126

5.6.1	Definição	126
5.6.2	Modelo analítico de perda de transmissão de meios porosos	128
5.7	Determinação experimental de parâmetros acústicos	131
5.7.1	Coefficiente de absorção	131
5.7.2	Resistividade ao fluxo	134
5.7.2.1	Método Oscilatório	134
5.7.2.2	Método Contínuo	137
5.7.2.3	Análise dos métodos: fluxo oscilatório e contínuo	141
5.7.3	Porosidade	142
5.7.4	Tortuosidade	143
5.7.5	Comprimentos característicos	145
5.7.6	Perda de transmissão de materiais porosos	147
5.8	Análise Experimental	148
5.8.1	Características geométricas das amostras	148
5.8.2	Impedância de superfície e coeficiente de absorção	150
5.8.3	Propriedades macro-acústicas	153
5.8.4	Análise de influência das propriedades do fluido	155
5.8.5	Perda de transmissão	156
5.9	Caracterização inversa	160
5.10	Análise de influência	165
5.11	Tendências dos parâmetros macro-acústicos	168
5.12	Filtro acústico dissipativo	170
5.12.1	Avaliação acústica de espuma melamina	171
5.12.2	Análise experimental	175
5.12.3	Análise numérica	176
5.13	Resumo do capítulo	179
	6 OTIMIZAÇÃO	181
6.1	Métodos de Otimização	181
6.2	Modelo de otimização	185
6.2.1	Material em camada homogênea	185
6.2.2	Análise de convergência	188

6.2.3	Parâmetros macro-acústicos dependentes	192
6.2.4	Análise de influência	195
6.2.5	Material em multicamadas	200
6.3	Análise de protótipos	204
6.4	Análise final	208
6.5	Resumo do capítulo	209
7	NÃO-LINEARIDADES EM MATERIAIS PO- ROSOS	211
7.1	Comportamento não-linear da resistividade ao fluxo	211
7.2	Não-linearidade em modelos analíticos	218
7.3	Avaliação experimental da resistividade ao fluxo . .	220
7.4	Resumo do capítulo	225
8	CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABA- LHOS FUTUROS	227
8.1	Conclusões	227
8.2	Sugestões de trabalhos futuros	231
	REFERÊNCIAS	233
	APÊNDICES	249
	APÊNDICE A – PROCEDIMENTOS TÉCNICOS DE AVALIAÇÃO DE FILTROS ACÚS- TICOS	251
	APÊNDICE B – INFORMAÇÕES TÉCNICAS DO TUBO DE IMPEDÂNCIA	257
B.1	Instrumentação	257

B.2	Abordagens: analítica, experimental e numérica de espuma de melamina	259
	APÊNDICE C – INFORMAÇÕES DAS BANCADAS DE RESISTIVIDADE AO FLUXO	263
C.1	Método oscilatório	263
C.2	Método contínuo	265
	APÊNDICE D – INFORMAÇÕES TÉCNICAS DOS ENSAIOS ULTRASSÔNICOS . .	267
	APÊNDICE E – CAMPO ACÚSTICO EM TUBOS	269
	APÊNDICE F – CÓDIGO DA OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA: <i>COMSOL WITH MATLAB</i>	273
F.1	Rotina principal	273
F.2	Modelo de filtro acústico dissipativo	276
	APÊNDICE G – PUBLICAÇÕES	291

1 Introdução

O aumento da população mundial gera o crescimento dos grandes centros urbanos, fazendo as pessoas residirem em espaços cada vez mais reduzidos. O conforto acústico é um fator fundamental para a saúde do ser humano, principalmente nos momentos de descanso e lazer. Neste contexto, políticas de redução de níveis de ruído de equipamentos elétricos e eletrônicos realizadas por órgãos nacionais, por exemplo INMETRO (Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia), são fundamentais para o consumidor ter confiança nos produtos adquiridos. Isto implica em pesquisa e desenvolvimento por empresas fabricantes, a fim de obter produtos com respaldo.

A qualidade do produto é um fator importante na concorrência do mercado e satisfação do consumidor, visto que as políticas ambientais estão mais severas com as empresas fabricantes de refrigeradores. O refrigerador doméstico, utilizado para a conservação de alimentos perecíveis, é um exemplo de aparelho convencionalmente encontrado em residências de diversas classes sociais, praticamente em 95,75% das residências brasileiras (Fonte: [IBGE \(2011\)](#)). Antigamente, tal produto era grande, robusto e ruidoso, enquanto que a partir do final do século XX tem-se um refrigerador menor, mais eficiente e menos ruidoso.

O projeto e desenvolvimento de refrigeradores apresenta desafios para os engenheiros projetistas quanto às características desejadas: baixo

custo, alta eficiência energética e baixa emissão de ruído. O componente principal para o funcionamento do refrigerador é o compressor, sendo mais utilizado o do tipo alternativo e hermético.

1.1 Estado da arte

Wilen et al. (1995) definem o compressor como o componente fundamental para o fornecimento de energia, para a circulação de um fluido em um ciclo frigorífico por compressão de vapor. Após a compressão do fluido, este percorre tubos e sistemas interligados de condensação e evaporação, ou seja, há mudança de fase do refrigerante durante o ciclo. Assim, o fluido retorna para a região de sucção do compressor para um novo ciclo de refrigeração. A Figura 1 representa uma vista e um corte de um compressor hermético, típico aplicado em refrigeradores domésticos.

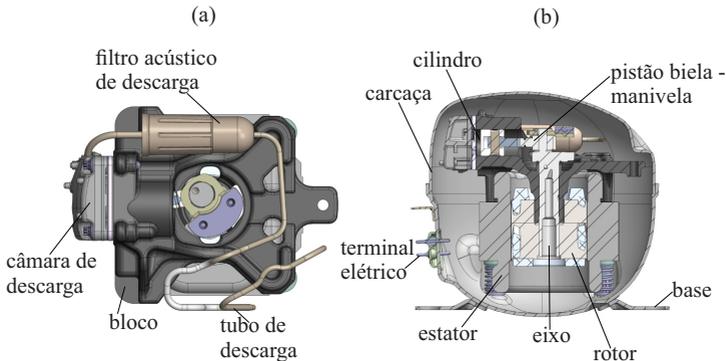


Figura 1 – Vistas em corte de um compressor típico de refrigeração doméstica: (a) vista superior e (b) vista em corte.

Uma vez que o compressor é uma das principais fontes de

ruído do refrigerador, diversas pesquisas dedicaram-se ao propósito de investigar e reduzir níveis de ruído de compressores. Segundo [Mareze \(2009\)](#), [Carmo \(2001\)](#) e [Paiotti \(2002\)](#) os principais mecanismos de geração de vibração e ruído do compressor são:

- força resultante da compressão do gás no cilindro, excitando fortes vibrações no bloco, as quais se propagam à carcaça através dos elementos mecânicos de conexão (molas e tubo de descarga);
- excitações magnéticas causadas pelo fluxo magnético no motor elétrico, as quais produzem esforços no estator e rotor, e consequentemente, geram vibrações no conjunto motor-compressor;
- folgas das partes móveis do compressor, principalmente do conjunto pistão/biela/manivela, as quais proporcionam impactos entre as partes móveis e sobre o bloco do compressor, gerando vibrações que se transmitem para a carcaça;
- movimento das válvulas de sucção gera a intermitência no fluxo de gás, ocasionando a excitação da cavidade acústica (espaço entre a carcaça e o conjunto moto-compressor);
- sistemas tubulares e câmara de expansão presentes na linha de descarga do compressor, que estão submetidos às bruscas variações de pressão no fluxo de gás na descarga quando a válvula é aberta, levando o fluido a uma rápida queda de pressão; a alta velocidade de saída no orifício de descarga resulta em um fluxo turbulento.

O último item listado aborda o problema causado pela pulsação do fluido refrigerante. Por se tratar de um fenômeno transiente, seu efeito se dá principalmente na vibração do sistema que está acoplado aos componentes do compressor. O estudo de [Silveira \(2004\)](#) demonstra a possível interação existente entre os componentes, na qual cada um

tem a contribuição para o ruído global gerado, como mostra o fluxo da energia vibratória para a carcaça, apresentado na [Figura 2](#). Nesta figura é perceptível que a descarga é um dos caminhos importantes na transmissão vibratória para a carcaça, a qual irradia na forma de energia sonora.

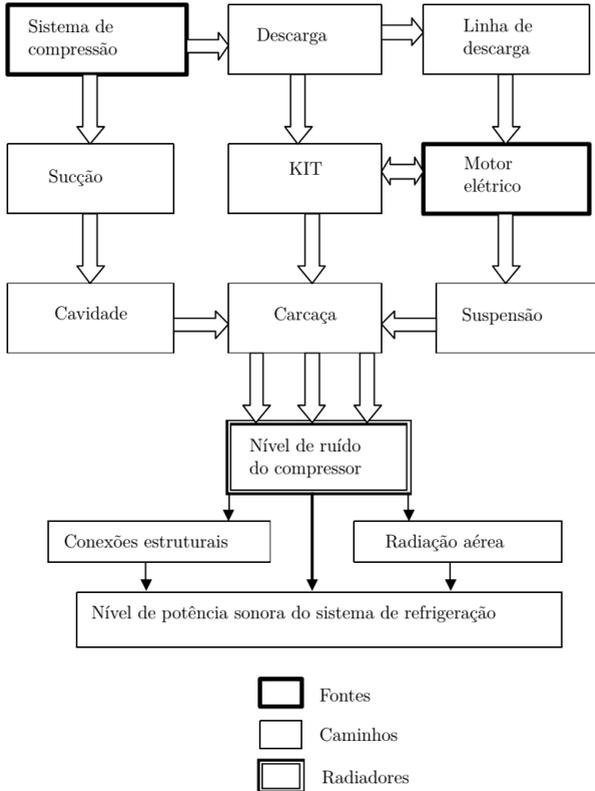


Figura 2 – Fluxo de energia vibratória para um compressor hermético.
 Fonte: [Silveira \(2004\)](#).

[Bechtold \(1947\)](#) apresenta em seu trabalho pioneiro, em meados da década de 50, um dos primeiros casos do fenômeno da pulsação, em

linhas de transmissão de gás natural no Texas (EUA). Devido às altas pressões (272 atm) nas linhas, a pulsação ocasionava ruído e vibração da estrutura, levando à fadiga de parafusos e das regiões de solda dos dutos. A principal consequência direta era a redução da eficiência do compressor. Uma forma de solucionar tal problema foi através do uso de atenuadores acústicos. Estes dispositivos podem reduzir cerca de 90% da amplitude da pressão do gás. Ou seja, o uso de atenuadores demonstrou grande eficiência na redução da amplitude de pressão do gás, demonstrando a principal funcionalidade de um filtro acústico.

Soedel (2006) conclui em seu trabalho que a redução do ruído na linha de descarga de compressores herméticos se dá por uso de filtros acústicos dissipativos, ressonadores bifurcados e filtros acústicos tipo passa-baixa. Este autor desenvolveu uma modelagem matemática para o sistema de descarga de um compressor de multicilindros, sendo adotada a teoria de Acústica linear ((BRABLIK, 1972; TOUBER; BLOSNSANA, 1971; SOEDEL et al., 1973; ELSON; SOEDEL, 1974) e o método dos parâmetros concentrados. Tais conceitos são as vezes ainda utilizados para a modelagem de compressores (BENSON; UCER, 1972). O desenvolvimento dessa modelagem revela a importância do conhecimento da pressão da pulsação na câmara de expansão e saída da descarga. Na câmara de expansão, a pressão da pulsação afeta a capacidade, a potência e o deslocamento da válvula.

Tweten et al. (2008) analisaram o efeito da pulsação tanto no domínio do tempo quanto na frequência em modelos 1D (unidimensional) para um tubo de seção constante e o fluido considerado incompressível. Segundo esta pesquisa, a Acústica Linear apresenta limitações quando se tem altas pressões do fluido, o que leva à necessidade de uso das equações de Navier Stokes, pois permitem uma modelagem mais completa do comportamento do fluido. Para obtenção do espectro da frequência foi feita a *FFT* (*Fast Fourier Transform*) do sinal de pressão, sendo comparações com o uso da equação da onda (Acústica Linear) e com os

da modelagem Navier Stokes *CFD* (*Computed Fluid Dynamic*), quanto a magnitude da pressão pico-a-pico, forma da pulsação da onda e espectro da pressão. Os resultados para um tubo de seção constante, diâmetro de 254 mm e comprimento de 1m, demonstraram que as variações em amplitude são significativas nos sinais de pressão no domínio da frequência (entrada e saída do tubo). Entretanto, a componente fundamental e suas harmônicas são coincidentes para ambas as modelagens utilizadas (faixa de frequência: 0 a 150 Hz).

Estudos desenvolvidos na área de vibro-acústica de compressores herméticos, utilizam principalmente a Acústica Linear como recurso para modelagem de sistemas tubulares, visando o uso em filtros acústicos (CARNEIRO, 2008; LIMA, 2008; MAREZE, 2013; SANTOS, 2003). Modelos analíticos e numéricos foram validados e comparados com dados obtidos a partir de bancadas experimentais, sendo que neste tipo de abordagem, funções de transferência (pressão sonora) apresentaram boa concordância.

Souza (2009) avaliou o uso de tubos ressonantes em sistemas acústicos em que existe escoamento. A modelagem foi realizada considerando a propagação de ondas planas e a interação entre o campo acústico interno do tubo e o escoamento turbulento (modelagem desenvolvida por Ingard e Singhal (1974)). Isto permite verificar a atenuação sonora para um tubo reto circular de seção constante. A importância de ser considerada a velocidade média do escoamento do fluido, representada pelo número de Mach, altera o comportamento das FRFs (Função em Resposta Frequência). O autor ainda avalia os efeitos dissipativos da turbulência e os efeitos convectivos sobre os modos axiais de um tubo, concluindo que a dissipação em altas frequências ocorre principalmente devido aos efeitos viscotérmicos.

Nored et al. (2011) avaliaram compressores alternativos e verificaram que o espectro da pulsação caracteriza-se por estar concentrado

nas baixas frequências, até aproximadamente 300 Hz, cujos níveis de pressão sonora podem atingir 94 dB (ref.: 20 μ Pa).

Dados de pressão sonora do filtro acústico de descarga, evidenciam que na frequência de operação do compressor, neste caso 50 Hz, tem-se o maior nível de pressão sonora, aproximadamente 150 dB, como visto na [Figura 3](#) (b) em banda de 1/3 de oitava. Os espectros representados evidenciam o alto nível de pressão sonora gerado na saída do sistema de descarga. Válido ressaltar que o compressor hermético opera na frequência de 50 Hz (fundamental), implicando este componente apresentar maior NPS (Nível de Pressão Sonora), assim como em seus harmônicos.

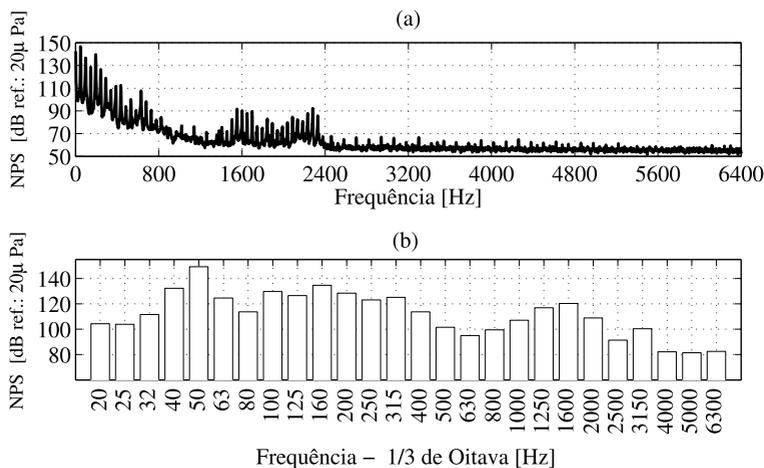


Figura 3 – Nível de Pressão Sonora gerado pelo sistema de descarga: (a) banda estreita e (b) banda de 1/3 de oitava.

[Bratti et al. \(2012\)](#) usaram procedimento experimental para a identificação dos caminhos de transmissão de energia, iteração entre o compressor e o refrigerador, na contribuição dos componentes do

sistema para o ruído global. O espectro de NWS (Nível de Potência Sonora) mostrado na Figura 4, evidencia a importância do sistema de descarga na geração de ruído. A análise quantitativa proporcionou a obtenção de contribuição de cada caminho de energia, em que o sistema de descarga apresenta 25 dBA e o NWS total é de 33 dBA, de acordo com a Figura 5.

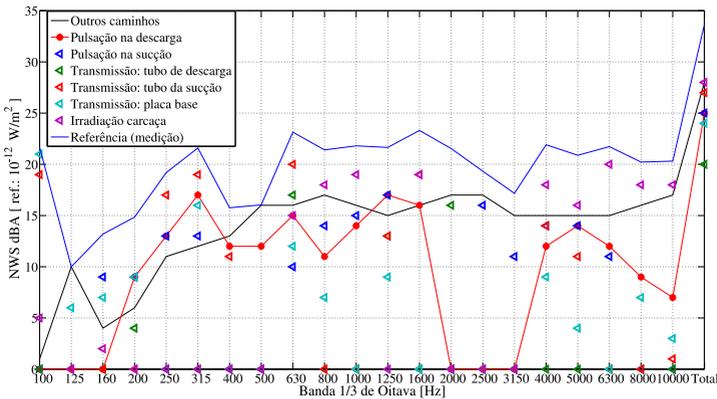


Figura 4 – Nível de Potência Sonora por caminho de energia. Fonte: Bratti et al. (2012).

Lee et al. (2000) particionaram o ruído gerado pela pulsação do sistema de descarga em duas faixas de frequência, uma considerada de 0 a 500 Hz (baixa frequência) e outra acima de 2 kHz (alta frequência). Na primeira, a solução adotada foi o aumento de filtros acústicos de descarga, em contra partida obtiveram uma redução de eficiência do compressor. Já para a segunda faixa, percebeu-se que a otimização geométrica do filtro acústico é um fator fundamental de projeto, pois a pulsação pode ser amplificada.

Moorhouse (2005) revela os caminhos de interação entre o compressor e o gabinete, sendo que o fluido refrigerante se torna um dos caminhos devido à pulsação nos tubos de sucção e descarga. Neste

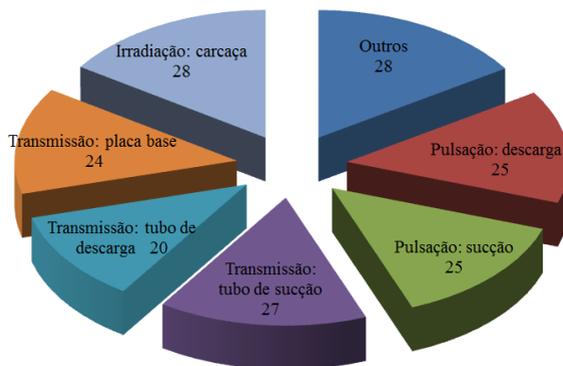


Figura 5 – Contribuição dos caminhos no NWS (dBA). Fonte: [Bratti et al. \(2012\)](#).

contexto, funções de transferência quantificaram a energia transmitida via fluido, chegando à conclusão que picos dominantes abaixo de 600 Hz estão relacionados às ressonâncias dos sistemas tubulares, ou seja, região de baixa frequência, como já mostrado na [Figura 3](#).

[Park et al. \(2008\)](#) investigaram o efeito da pulsação no sistema de descarga do compressor, na contribuição do ruído global, principalmente, na região de 205 Hz. O estudo permitiu concluir que a redução do diâmetro e o aumento do comprimento do tubo de descarga que liga à câmara de descarga ao filtro acústico, implica na diminuição da amplitude de pulsação.

Visto que o efeito da pulsação em compressores herméticos apresenta parcela significativa no ruído global do refrigerador, o controle de ruído através do uso de materiais porosos, tubos ressonantes ou perfurados no sistema de descarga são soluções em projetos de P&D (Pesquisa e Desenvolvimento). Diversos trabalhos científicos ([DENIA et al., 2007](#); [WANG et al., 2009](#)) envolvendo essa temática são publicados, principalmente com o uso da ferramenta computacional de *softwares* com multifísicas, por exemplo Acústica e Vibrações, os quais

tem como fundamentação o MEF (Método de Elementos Finitos) ou BEM (Método de Elementos de Contorno). Essas ferramentas permitem a avaliação de protótipos, evitando a construção de elementos sem o prévio conhecimento total da estrutura, consequentemente tem-se uma redução de riscos/custos.

Mocellin (2012) contribuiu quanto à fabricação do material poroso metálico através da metalurgia do pó, cujo material tem a finalidade de ser utilizado em compressores herméticos. Entretanto, não foram realizados ensaios de caracterização acústica do material fabricado, de acordo com a porosidade desejada para o devido uso. A autora sugeriu como trabalho futuro uma análise de viabilidade da rota de processamento do material, a fim de reduzir o tempo de processo. Neste contexto, ferramentas encontram-se disponíveis tanto no LVA (Laboratório de Vibrações e Acústica da Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC), quanto no LabMat (Laboratório de Materiais da UFSC).

Souza (2016) aprimorou a técnica de desenvolvimento por metalurgia do pó, sendo fabricadas amostras de Níquel com a técnica de *space holder* e caracterizadas acusticamente no LVA. Amostras de diferentes porosidades e tamanhos de poros, foram feitas e também avaliadas através de análise microscópica.

Giacomelli (2012) caracterizou materiais cerâmicos (Alumina) utilizados como revestimentos para isolamento acústico de turbinas a gás. Entretanto, testes demonstraram que o coeficiente de absorção é próximo da unidade para uma faixa de frequência restrita de 100 a 300 Hz. Isto ocorre devido ao formato dos poros serem esféricos, cujo princípio físico é o ressonador de Helmholtz.

Mareze (2009) argumenta sobre as dificuldades de uso de materiais porosos, relacionadas com suas características físicas, como porosidade, tortuosidade e resistência ao fluxo. Assim, se esses parâmetros não

forem corretamente especificados, podem comprometer a eficiência do compressor. Principalmente, quanto à porosidade, pois os poros podem saturar devido a impregnação de óleo na fase porosa.

Mareze (2013) avaliou e otimizou a microestrutura para o uso de materiais porosos de estrutura rígida, sendo verificada boa aplicação principalmente em baixas frequências. A microestrutura é um fator fundamental para os parâmetros macro-acústicos do material, como no caso da absorção sonora do material e, conseqüentemente, o seu uso no desempenho de um filtro acústico. O autor salienta a otimização do posicionamento do material na cavidade do filtro acústico.

A otimização é uma ferramenta muito explorada em projetos de Engenharia, cuja finalidade é melhorar o desempenho de equipamentos/estruturas que apresentam elementos fundamentais no funcionamento do sistema. No âmbito vibro-acústico, a redução global do ruído de equipamentos, torna-se uma característica importante no conforto das pessoas. A possibilidade de alterar algum componente, seja elétrico, mecânico ou estrutural, permite viabilizar por exemplo uma estrutura mais leve ou mais robusta, contribuindo para a redução da transmissão de energia vibratória para o sistema, conseqüentemente o ruído pode ser minimizado em uma faixa de frequência.

Chiu (2011) e Yoon (2013) desenvolveram projetos relacionados à otimização da performance de filtros acústicos com materiais acústicos e tubos ressonantes microperfurados (modelos híbridos). O primeiro autor enfatiza que o filtro acústico com a melhor performance, é aquele que apresenta três sub-câmaras e tubos prolongados microperfurados, tendo principalmente uma perda de transmissão maximizada em 1 kHz.

Esta breve introdução sobre os temas envolvidos na pesquisa, a pulsação do sistema de descarga de compressor herméticos, controle de ruído, materiais porosos metálicos e otimização demonstram a atmosfera do estudo a ser desenvolvido nesta tese. Os materiais acústicos

são de grande importância para a atenuação de ruído do compressor, principalmente na faixa de frequência desejada de 500 Hz a 5 kHz.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho consiste em realizar controle de ruído através de materiais porosos metálicos no filtro acústico de compressores herméticos.

1.2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos deste trabalho estão listados a seguir:

- Caracterizar os parâmetros macro-acústicos dos materiais porosos metálicos e comparar através de abordagens analíticas e experimentais;
- Construir modelos numéricos do filtro acústico estudado e realizar análises experimentais;
- Otimizar as propriedades macro-acústicas do material poroso, a fim de maximizar a perda de transmissão do filtro acústico;
- Avaliar o comportamento da resistividade ao fluxo do material poroso estudado.

A inovação desta pesquisa está no uso de materiais porosos metálicos no filtro acústico em compressores herméticos (refrigeração doméstica), pois tais materiais possuem uma grande aplicação na área de Engenharia e podem ser fabricados conforme a necessidade do uso. Uma

ampla faixa de frequência pode ser otimizada, a fim de maximizar a performance do filtro acústico dissipativo. Neste contexto, as propriedades macro-acústicas do material são as variáveis de projeto da otimização. Assim, busca-se compreender a relação entre o processo de fabricação (microestrutura) e os parâmetros macro-acústicos do meio poroso (macroestrutura) obtidos a partir de procedimentos experimentais.

1.3 Organização do trabalho

Esta tese está organizada em 8 Capítulos, em que no Capítulo 2 será abordada uma revisão bibliográfica e princípios de funcionamento do sistema de descarga do compressor. Nesse contexto, tem-se o fenômeno físico da compressão do fluido refrigerante e a análise do espectro de pressão ao longo dos componentes do sistema.

O Capítulo 3 aborda a propagação sonora em tubos de diâmetro pequeno, sendo importante os efeitos viscotérmicos. No Capítulo 4, uma revisão sobre filtros acústicos, sendo descritas as definições, tipos e parâmetros de avaliação. O Capítulo 5, apresenta a teoria sobre materiais porosos, especificamente sobre os parâmetros macro-acústicos, junto com os detalhes técnicos das bancadas experimentais, desenvolvidas na pesquisa, para a determinação de tais parâmetros.

No Capítulo 6, é descrito o procedimento de otimização dos protótipos avaliados de filtro acústico tipo câmara de expansão simples, sendo testadas configurações do arranjo material poroso. As propriedades macro-acústicas foram determinadas a partir de tendências experimentais das amostras de material acústico metálico.

Já o Capítulo 7, aborda a importância da não-linearidade da resistividade ao fluxo, principal parâmetro, dos materiais acústicos metálicos estudados. Modelos analíticos são descritos e confrontados com dados experimentais obtidos nesta pesquisa. Por fim, o Capítulo 8

finaliza com as conclusões da tese e sugestões de trabalhos futuros.

2 Sistema de descarga em compressores de refrigeração

Um refrigerador apresenta componentes fundamentais para o funcionamento do sistema. Desde o ciclo de refrigeração até o mecanismo de funcionamento das válvulas do compressor, são etapas importantes para a compreensão dos sinais de pressão no sistema de descarga. Neste capítulo é analisado, de forma sucinta do ponto de vista termodinâmico e acústico, como ocorre a compressão do fluido refrigerante e como são as principais características do sistema de descarga.

2.1 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

Um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor é constituído, principalmente, pelos componentes: compressor, condensador, válvula de expansão ou tubo capilar e evaporador, como mostra a [Figura 6 \(a\)](#). O compressor apresenta a função de fornecer força motriz para a movimentação do fluido. A maioria dos sistemas de refrigeração domésticos operam a partir do mecanismo de compressão de vapor. O ciclo simples de refrigeração utiliza um fluido refrigerante, o qual é admitido no compressor como vapor ligeiramente superaquecido a baixa pressão.

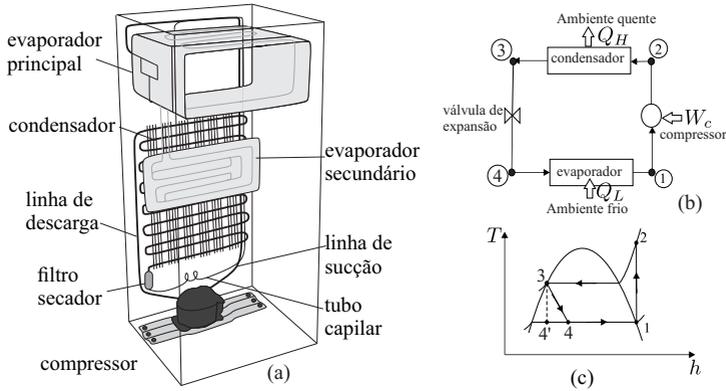


Figura 6 – Sistema de refrigeração: (a) componentes principais, (b) esquema de um ciclo simples de refrigeração e (c) temperatura x entropia.

O diagrama esquemático de um ciclo de refrigeração está representado pela [Figura 6 \(b\)](#) e o diagrama de temperatura por entropia na [Figura 6 \(c\)](#).

O processo ideal mostrado anteriormente apresenta as seguintes etapas, 1-2: compressão isentrópica, 2-3: rejeição de calor a pressão constante, 3-4: expansão e 4-1: absorção de calor a pressão constante. Desta forma, o fluido é descarregado para o condensador em alta pressão e temperatura, na forma de vapor superaquecido. A condensação do fluido ocorre pela transferência de calor para o ambiente. Assim, o fluido escoo pelo condensador mudando para o estado líquido saturado em alta pressão. Esta pressão é reduzida quando o refrigerante passa pela válvula de expansão, ocorrendo a evaporação instantânea de parte do líquido. O restante do vapor, em baixa pressão é vaporizado no evaporador. Este processo é resultante da transferência de calor do meio que está sendo refrigerado para o fluido refrigerante. Após isto, o vapor saturado retorna para o compressor, reiniciando um novo ciclo termodinâmico (CENGEL et al., 2011).

2.2 Sistema de válvulas

Matos et al. (2002) afirmam que grande parte dos compressores utilizados na indústria de refrigeração são do tipo deslocamento positivo, sendo que possuem válvulas acionadas por diferença de pressão entre a câmara de compressão do cilindro e as câmaras de sucção e descarga. Este tipo de compressor utiliza a variação de volume para realizar a compressão, resultando em um escoamento pulsante, devido ao sistema de acionamento de válvulas.

O mecanismo de compressão do fluido é constituído de um pistão acoplado a um mecanismo biela-manivela, em que o movimento de rotação do motor elétrico é convertido em translação do pistão no cilindro. A placa válvula pertence a esse sistema, na qual palhetas flexíveis fazem o controle de fluxo mássico do fluido da câmara de sucção ao cilindro, e deste à câmara de descarga (BARBI, 2012). A Figura 7 mostra as fases de sucção e descarga.

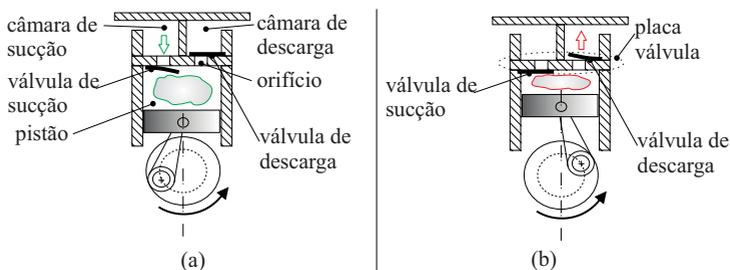


Figura 7 – Mecanismo de compressão em corte: (a) sucção e (b) descarga.

Durante o recuo do pistão, a pressão do fluido refrigerante no interior do cilindro é menor que aquela na câmara de sucção, forçando a abertura da válvula de sucção e, conseqüentemente, a admissão do fluido. Com o avanço do pistão ocorre o fechamento desta válvula e a

pressão do fluido dentro do cilindro aumenta gradativamente. O fluido aprisionado no cilindro é comprimido, até que sua pressão seja suficiente para abrir a válvula de descarga. Esta manteve-se fechada, devido à pré-carga somada à força exercida pela pressão do fluido na câmara de descarga. Logo, o fluido é descarregado para a câmara de descarga (MORAES, 2013).

No domínio do tempo, o intervalo entre as retas pontilhadas, mostradas na Figura 8 (a), o pistão está recuando da sua posição máxima para a mínima. Na admissão do fluido ocorrem oscilações, de acordo com a Figura 8 (b) e a pressão na câmara de sucção indicada na Figura 8 (c). Essas flutuações da válvula de sucção são geradas da iteração fluido-

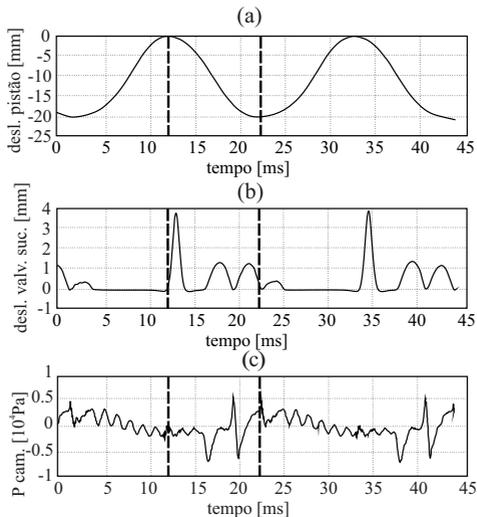


Figura 8 – Dados da sucção: (a) posição do pistão dentro do cilindro, (b) deslocamento da válvula e (c) pressão na câmara de sucção. Fonte: Adaptado de Moraes (2013).

estrutura do sistema, pois o escoamento do fluido refrigerante pode excitar vibrações nas palhetas ou até mesmo a estrutura acoplada que

está ao seu redor, ocasionando um movimento forçado. Esta dinâmica ocasiona também flutuações na pressão do fluido refrigerante dentro da câmara de sucção, [Figura 8 \(c\)](#), propagando ondas de pressão para o evaporador.

Analisando os dados similarmente aos anteriores, o pistão avança da posição mínima para a máxima, [Figura 9 \(a\)](#), comprimindo o fluido refrigerante no cilindro. A válvula de descarga apresenta deslocamento impulsivo, abrindo e fechando em um transiente pequeno, como mostra [Figura 9 \(b\)](#). O aumento da pressão é drástico se for comparado com os dados da sucção, tendo um acréscimo de quatro vezes na amplitude. A pressão na câmara de descarga é mostrada na [Figura 9 \(c\)](#).

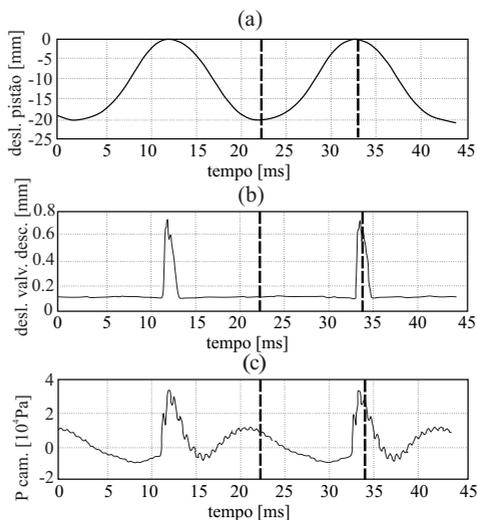


Figura 9 – Dados da descarga: (a) posição do pistão dentro do cilindro, (b) deslocamento da válvula e (c) pressão na câmara de descarga. Fonte: Adaptado de [Moraes \(2013\)](#).

No intervalo de 2 ms, tem-se o tempo aproximado de duração

da descarga de fluido refrigerante, ou seja, tempo no qual a válvula de descarga permanece aberta.

2.3 Funcionamento do sistema de descarga do compressor

Um compressor típico operando em 50 Hz apresenta os dados dos sinais de pressão, **Figura 10** (a), e as respectivas localizações indicadas **Figura 10** (b). Os dados mostrados, são referentes a cinco períodos de 20 ms. De acordo com a **Figura 10**, a pressão no cilindro (3) é harmônica, típica do resultado da compressão do fluido. No câmara do bloco (2), por se tratar de um dispositivo de expansão, a amplitude da pressão é reduzida em uma ordem de grandeza. E no final da descarga (4) a amplitude de pressão é reduzida novamente.

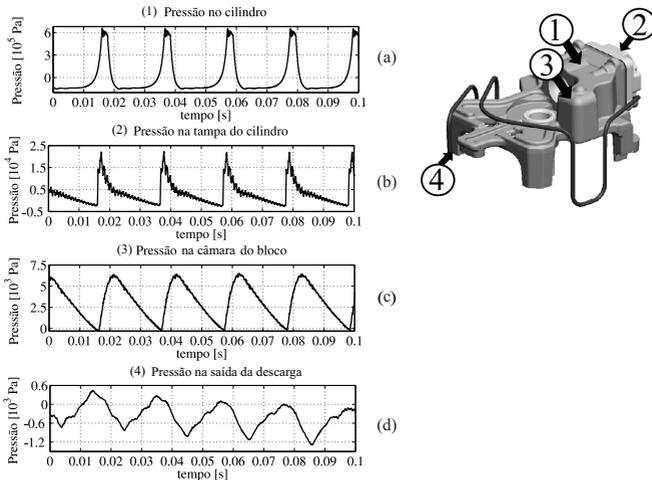


Figura 10 – Dados de pressão no sistema de descarga: (a) cilindro, (b) tampa do cilindro, (c) câmara do bloco e (d) saída da descarga.

Os dados no tempo podem ser convertidos para o domínio da frequência através da *FFT*, assim é perceptível que a frequência fundamental e seus harmônicos dos sinais, tornam-se evidentes para a faixa de frequência analisada, como mostra a [Figura 11](#). Além disso, como o sinal do câmara do bloco é praticamente harmônico, quando convertido para o domínio da frequência o mesmo apresenta um decaimento como mostrado nesta imagem.

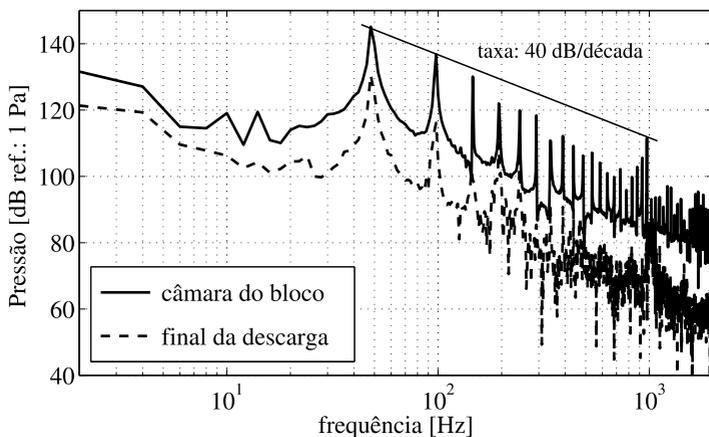


Figura 11 – Sinais de pressão no domínio da frequência.

Na [Figura 12](#), é mais perceptível verificar o decaimento com a frequência, em 1/3 de oitava, dos sinais de pressão analisados, tanto para a frequência fundamental, quanto para os seus harmônicos. Os espectros mostrados são similares quanto à forma, visto que as frequências fundamentais são coincidentes. Verifica-se, que o tubo de descarga atenua a pressão gerada na câmara do bloco.

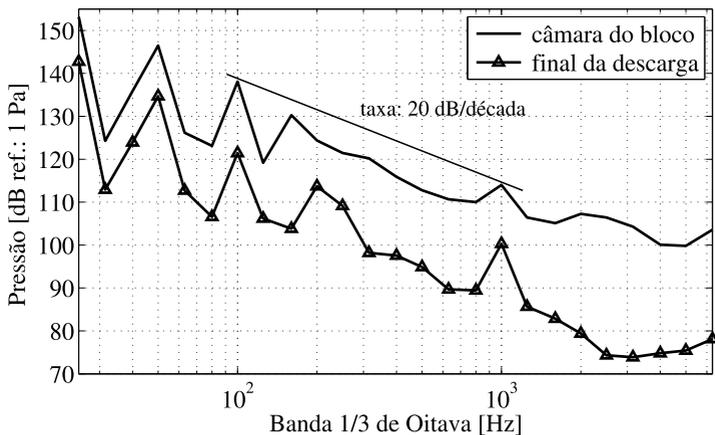


Figura 12 – Sinais de pressão no domínio da frequência em 1/3 de oitava.

2.4 Resumo do capítulo

Neste capítulo foi feita uma abordagem do sistema de compressão do fluido refrigerante, com informações relevantes para o funcionamento do compressor. Dados importantes para a compreensão do sistema de descarga são vistos tanto no domínio do tempo, quanto da frequência. A componente fundamental, frequência de operação de 50 Hz, possui o maior nível de amplitude de pressão no espectro. No final da descarga, pulsações sonoras são geradas com níveis ainda altos para tal sistema, revelando a necessidade de um sistema de atenuação. Um estudo prévio em tubos, quanto à propagação do som, é realizado no próximo capítulo, a fim de verificar o efeito da dissipação da energia sonora em tais sistemas.

3 Propagação sonora em tubos de diâmetro pequeno

A propagação sonora em sistemas de diâmetro pequeno é afetada devido ao efeito viscotérmico, ou seja, interação entre o fluido e a dimensão da estrutura, como no caso do diâmetro de um tubo. Neste caso, a velocidade do som no fluido apresenta uma parcela dissipativa, a qual contribui com a atenuação da onda sonora. Além disso, as propriedades físicas e acústicas dos gases são essenciais para os modelos, sejam analíticos ou numéricos. O modelo tradicional *LRF* (*Low Reduced Frequency*) é utilizado para a realização de análises, em tubos com a mesma característica geométrica do sistema de descarga do compressor.

3.1 Propriedades do gás

As propriedades termodinâmicas do fluido de refrigeração (R134a - gás tetrafluoroetano, R600a - gás isobutano, R290 - gás propano) para um sistema de compressão, influenciam na propagação sonora, sendo dependentes da temperatura e pressão de estado. Para o uso de refrigeração doméstica, o R134a é muito utilizado na América Latina, Europa, Ásia e Estados Unidos ([EMBRACO, 2014](#)). A [Tabela 1](#) informa as propriedades físicas de tal gás na sucção (40 °C) e descarga (100 °C) de

um compressor, comparadas com o Ar a 20 °C. Essas propriedades são úteis na modelagem numérica, para representar o fluido dos modelos de filtros acústicos. Além disso, são dados de entrada para os modelos de materiais porosos.

Tabela 1 – Propriedades físicas de gases.

Propriedades	R134a		Ar
	sucção	descarga	
P_0 [MPa]	0,115	1,470	0,101
T_0 [°C]	40,000	100,000	20,000
c_0 [m/s]	161,370	165,350	343,600
ρ_0 [kg/m ³]	4,600	56,400	1,200
γ [-]	1,110	1,180	1,400
μ [Pa.s]	$1,240 \cdot 10^{-5}$	$1,510 \cdot 10^{-5}$	$1,840 \cdot 10^{-5}$
k_f [W/m.K]	0,015	0,020	0,026
Pr [-]	0,744	0,824	0,709

Fonte: [IRC \(2014\)](#).

3.2 Efeitos de curvatura

No caso do sistema de descarga de compressores é usual haver tubos curvos ou levemente curvados, cuja finalidade é a atenuação do fluxo de energia vibratória via estrutural para a carcaça. [Martins \(2013\)](#) analisa a influência da curvatura de um tubo polimérico, que conecta o tubo de descarga à carcaça do compressor. Resultados numéricos demonstraram (0 a 5000 Hz) que, quanto maior o ângulo da curvatura menor é a potência transmitida, ou seja, a transmissão da energia vibratória através da estrutura é reduzida.

No caso de estudo vibro-acústico, [Weng e Abakr \(2013a\)](#) avaliam o efeito da curvatura de tubos ressonantes (área automobilística) na perda de transmissão para a faixa de frequência de 35 a 80 Hz (análise

através do fluido). Os resultados demonstram um ganho de 0,25 dB, com o aumento do raio de curvatura (variação de 58 a 205 mm) para a frequência de 80 Hz. Comparando a propagação em tubo curvo com tubo reto, verifica-se um ganho máximo de 0,7 dB, sendo considerada uma curvatura de 115 mm. Fisicamente, o fator de reflexão é baixo se comparado aos casos com superfícies curvas. Isto está associado à grande influência da camada limite acústica, que é predominante em baixas frequências.

Em estudo similar ao anterior, [Weng e Abakr \(2013b\)](#) verificam o efeito da frequência na perda de transmissão de um tubo curvo (curvatura de 115 mm) comparado com um tubo reto, sendo ambos do mesmo comprimento (550 mm). No esquema da bancada, são utilizadas duas fontes sonoras e o método dos quatro microfones, similar ao tubo de impedância, utilizado para cálculo da *TL* (Perda de Transmissão) de materiais acústicos. Além disso, dois microfones são fixados antes da curvatura e outros dois depois. A análise experimental para a faixa de frequência de 25 a 95 Hz, revela uma perda de transmissão máxima de 0,8 dB para o tubo curvo e 0,53 dB no caso do tubo reto, em 35 Hz. A reflexão da onda sonora na curvatura tende a diminuir a pressão transmitida, o que faz aumentar a perda de transmissão.

[Dequand et al. \(2003\)](#) estudam o efeito da forma da curvatura de tubos de seção quadrada e circular. Modelos 2D (bidimensional) e 3D (tridimensional) são abordados por abordagens numérica, analítica e experimental. Resultados demonstram boa concordância, tanto para as curvas de coeficiente de reflexão, quanto para os coeficientes de transmissão. Destaque para o caso com seção circular e curvatura interna de 90°, sendo o coeficiente de reflexão maior (100%) na região abaixo da frequência de corte, faixa de 0 a 4020 Hz, se comparado com o tubo de seção quadrada e curvaturas retas.

3.3 Efeitos viscotérmicos

De acordo com [Tijdeман \(1975\)](#), em tubos de pequeno diâmetro, os efeitos de viscosidade do fluido e a condutividade térmica alteram a propagação sonora. [Beltman \(1999\)](#) apresenta em seu trabalho teórico, parte I, as equações básicas para a propagação do som, considerando os efeitos viscotérmicos. A equação de Navier-Stokes linearizada está representada pela [Equação 3.1](#), a equação da continuidade pela [Equação 3.2](#), enquanto que a equação de estado é mostrada na [Equação 3.3](#) e a equação da energia representada pela [Equação 3.4](#), como segue:

$$\rho_o \frac{\partial \bar{\mathbf{u}}}{\partial t} = \bar{\nabla} \bar{p} + \left(\frac{4}{3} \mu + \eta \right) \bar{\nabla} (\bar{\nabla} \cdot \bar{\mathbf{u}}) - \mu \bar{\nabla} \times (\bar{\nabla} \times \bar{\mathbf{u}}), \quad (3.1)$$

$$\rho_o (\bar{\nabla} \cdot \bar{\rho}) + \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} = 0, \quad (3.2)$$

$$\bar{p} = \bar{\rho} R_o \bar{T} \quad (3.3)$$

$$\rho_o C_p \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} = k_f \bar{\Delta} \bar{T} + \frac{\partial \bar{p}}{\partial t}, \quad (3.4)$$

sendo que, $\bar{\mathbf{u}}$ é o vetor velocidade, p é a pressão, $\bar{\rho}$ é a densidade, \bar{T} é a temperatura, μ é a viscosidade dinâmica, η é a viscosidade volumétrica, R_o é a constante do gás, ρ_o é a densidade de equilíbrio/estática do gás, k_f é a condutividade térmica e C_p é o calor específico a pressão constante. O operador $\bar{\nabla}$ é o gradiente e $\bar{\Delta}$ é o operador de Laplace. As seguintes hipóteses foram consideradas para o modelo proposto: (i) fluido estacionário e homogêneo, (ii) ausência de geração de calor interno, (iii) acústica linear, (iv) ausência de fluxo médio, (v) pequenas perturbações harmônicas e (vi) escoamento laminar ([BELTMAN, 1999](#)). Considerando o item (v) é possível adicionar termos adimensionais nas

variáveis, como demonstrado na [Equação 3.5](#):

$$\begin{aligned}\bar{\mathbf{u}} &= c_o \mathbf{u} e^{i\omega t}, \\ \bar{p} &= p_o [1 + p e^{i\omega t}], \\ \bar{T} &= T_o [1 + T e^{i\omega t}], \\ \bar{\rho} &= \rho_o [1 + \rho e^{i\omega t}],\end{aligned}\tag{3.5}$$

sendo, c_o , T_o , p_o , ω , a velocidade do som no meio, temperatura média, pressão média, frequência angular, respectivamente. Os operadores gradiente e Laplace são adimensionais com o comprimento escalar l . Este representa a espessura da camada limite ou o raio de um tubo. Assim, tem-se a [Equação 3.6](#):

$$\nabla = l \bar{\nabla}, \quad \Delta = l^2 \bar{\Delta}.\tag{3.6}$$

A linearização das equações básicas são demonstradas na forma adimensional, como mostra a [Equação 3.7](#),

$$\begin{aligned}\mathbf{i}\mathbf{u} &= -\frac{1}{k\gamma} \nabla p + \frac{1}{s^2} \left(\frac{4}{3} + \xi \right) \nabla (\nabla \cdot \mathbf{u}) - \frac{1}{s^2} \nabla \times (\nabla \times \mathbf{u}), \\ \nabla \cdot \mathbf{u} + ik\rho &= 0, \quad p = \rho + T, \quad iT = \frac{1}{s^2 \sigma^2} \Delta T + i \left[\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right] p.\end{aligned}\tag{3.7}$$

Os parâmetros adimensionais introduzidos s , k_r , γ , σ e ξ referem-se ao número de onda de cisalhamento, frequência reduzida, razão de calor específico, raiz quadrada do número de Prandtl e razão de viscosidade absoluta e dinâmica, respectivamente, mostrados na [Equação 3.8](#):

$$s = l \sqrt{\frac{\rho_o \omega}{\mu}}, \quad k_r = \frac{\omega l}{c_o}, \quad \gamma = \frac{C_p}{C_v}, \quad \sigma = \sqrt{\frac{\mu C_p}{k_f}}, \quad \xi = \frac{\eta}{\mu},\tag{3.8}$$

sendo que os mais importantes são o número de onda de cilhamento e frequência reduzida. O primeiro relaciona os efeitos de inércia aos

efeitos viscosos, equivalente ao número de Reynolds, enquanto que o segundo parâmetro expressa a razão entre o comprimento escalar e o comprimento de onda acústico.

A resolução do modelo linearizado de Navier-Stokes é feita a partir da separação do campo de velocidade em duas partes: velocidade rotacional, \mathbf{u}_v , relacionado aos efeitos de viscosidade e velocidade solenoidal, \mathbf{u}_l , como demonstrado na [Equação 3.9](#):

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_v + \mathbf{u}_l, \quad (3.9)$$

a qual satisfaz as relações mostradas na [Equação 3.10](#), divergente e rotacional nulos, respectivamente:

$$\nabla \cdot \mathbf{u}_v = 0, \quad \nabla \times \mathbf{u}_l = 0, \quad (3.10)$$

o que permite a obtenção da seguinte relação de acordo com a [Equação 3.11](#):

$$\nabla \times (\nabla \times \mathbf{u}_v) \equiv \nabla(\nabla \cdot \mathbf{u}_v) - (\nabla \cdot \nabla)\mathbf{u}_v = -\Delta\mathbf{u}_v, \quad (3.11)$$

logo, verificando essas relações nas equações básicas tem-se:

$$\begin{aligned} i\mathbf{u}_l - \frac{1}{s^2} \left(\frac{4}{3} + \xi \right) \Delta\mathbf{u}_l &= -\frac{1}{k\gamma} \nabla p, \quad \nabla \cdot \mathbf{u}_l + ik\rho = 0, \\ i\mathbf{u}_v - \frac{1}{s^2} \Delta\mathbf{u}_v &= 0, \quad p = \rho + T, \quad iT = \frac{1}{s^2\sigma^2} \Delta T + i \left[\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right] p, \end{aligned} \quad (3.12)$$

possivelmente, manipulações podem ser realizadas a fim de obter a [Equação 3.13](#):

$$\frac{i}{s^2\sigma^2} \left[1 + \frac{i\gamma k_r^2}{s^2} \left(\frac{4}{3} + \xi \right) \right] \Delta\Delta T + \left[1 + \frac{ik_r^2}{s^2} \left[\left(\frac{4}{3} + \xi \right) + \frac{\gamma}{\sigma^2} \right] \right] \Delta T + k_r^2 T = 0, \quad (3.13)$$

na forma fatorizada tem-se a [Equação 3.14](#):

$$[\Delta + k_a^2] [\Delta + k_h^2] T = 0, \quad (3.14)$$

sendo que, k_a é o número de onda acústico e k_h o número de onda entrópico, como visto na [Equação 3.15](#) e [Equação 3.16](#), respectivamente:

$$k_a^2 = \frac{k_r^2}{\left[1 + i \left(\frac{k_r}{s}\right)^2 \left[\left(\frac{4}{3} + \xi\right) + \frac{\gamma-1}{\sigma^2}\right] - \left(\frac{k_r}{s}\right)^4 \left(\frac{\gamma-1}{\sigma^2}\right) \left[1 - \left(\frac{4}{3} + \xi\right)\right]\right]}, \quad (3.15)$$

$$k_h^2 = \frac{-is^2\sigma^2}{\left[1 - i(\gamma-1) \left(\frac{k_r}{s}\right)^2 \left[\frac{1}{\sigma^2} - \left(\frac{4}{3} + \xi\right)\right]\right]}. \quad (3.16)$$

Os números de onda são do tipo complexo e válidos para $k_r/s \ll 1$, ou seja, o comprimento de onda acústico é muito maior que a espessura da camada limite. Caso tem-se $k_r/s = 0$, assim:

$$k_a^2 = k_r^2, \quad k_h^2 = -is^2\sigma^2. \quad (3.17)$$

Isto revela que o número de onda k_a está relacionado com os efeitos acústicos e k_h aos efeitos entrópicos, desde que σs não contenha a viscosidade dinâmica (μ). Entretanto, esta separação só é possível se $k_r/s \ll 1$. Quando o comprimento de onda acústico possui a mesma ordem de grandeza da camada limite utilizam-se as expressões completas, [Eq. 3.15](#) e [Eq. 3.16](#). Além disso, se $s \gg 1$, isto é, grandes diâmetros do tubo, o número de onda acústico, k_a , não é alterado, pois a variação de temperatura relacionada às compressões e rarefações no interior do tubo se quase nulas. Logo, o modelo linearizado de Navier-Stokes se torna a equação da onda clássica.

O modelo linearizado baseado nas equações de Navier-Stokes possui várias aplicações, por exemplo em ressonadores esféricos, como nos trabalhos de [Mehl \(1985\)](#), [Moldover et al. \(1986\)](#) e em estudos de transdutores miniaturizados, visto em pesquisas de [Bruneau et al. \(1993\)](#), [Hamery et al. \(1994\)](#), [Plantier e Bruneau \(1990\)](#), [Martins \(2011\)](#), [Karra e Tahar \(1997\)](#).

3.4 Modelo de propagação: *LRF*

O modelo de frequência reduzida (*LRF*) é um dos mais utilizados para a representação das perdas acústicas, devido aos efeitos viscotérmicos. De acordo com [Beltman \(1999\)](#) e [Eerden \(2000\)](#) esta metodologia é a mais precisa, se comparada com à aproximação de [Kirchhoff \(1868\)](#), por exemplo. As hipóteses para a modelagem são: o comprimento de onda acústico é muito maior que o comprimento característico l : $k_r \ll 1$; o comprimento de onda é muito maior que a espessura da camada limite, ou seja, $k_r/s \ll 1$.

A partir dessas hipóteses e um algebrismo das equações, é possível obter a expressão para o coeficiente de propagação ([STINSON, 1991](#)). Em tubos, as expressões são representadas pela [Equação 3.18](#):

$$\Gamma = \sqrt{\frac{J_0(i\sqrt{is})}{J_2(i\sqrt{is})} \frac{\gamma}{n(s\sigma)}}, \quad (3.18)$$

sendo J_0 função de Bessel de ordem zero, J_2 função de Bessel de ordem dois e $n(s\sigma)$ dado pela [Equação 3.19](#), na qual se considera a condução térmica:

$$n(s\sigma) = 1 + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{J_2(i\sqrt{is})}{J_0(i\sqrt{is})}. \quad (3.19)$$

A [Figura 13](#) mostra um exemplo (fluido ar) da parte real e imaginária da constante politrópica, $n(s\sigma)$, em que a parte real tende a ser unitária, se $s\sqrt{Pr}$ tender a ser nulo, ou seja, torna-se um processo isotérmico. Já no caso de $s\sqrt{Pr}$ tender a infinito, n tende para o valor de γ , assim, trata-se de um processo adiabático.

[Tijdean \(1975\)](#) mostra que o coeficiente de propagação é um número complexo, sendo que a parte real representa a atenuação, enquanto que a parte imaginária, a propagação sonora. Evidentemente,

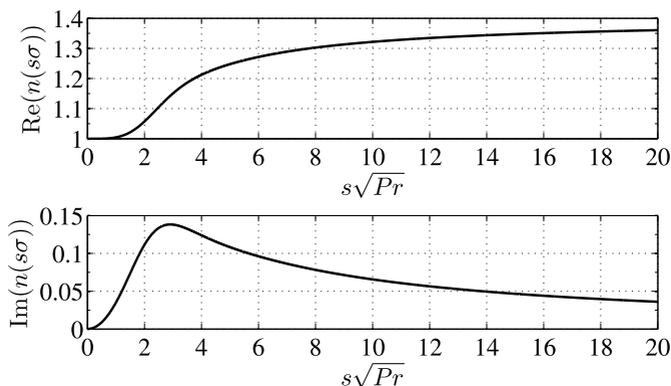


Figura 13 – Constante politrópica.

a geometria da seção é um dos parâmetros na obtenção das funções do modelo.

Um dos modelos mais antigos é a aproximação de [Kirchhoff \(1868\)](#), o qual é representado pela [Equação 3.20](#):

$$\Gamma = i + \frac{i+1}{\sqrt{2}} \left[\frac{\gamma - 1 + \sigma}{s\sigma} \right]. \quad (3.20)$$

A fim de comparação entre os modelos de Kirchhoff e *LRF*, utilizou-se dados do fluido refrigerante de compressores de refrigeradores domésticos para o sistema de descarga, mencionados na [Tabela 1](#), cujo raio interno do tubo é de 1,5 mm.

A [Figura 14](#) representa os dois modelos, possibilitando a correlação entre eles. Tal Figura revela a razoável correlação, neste caso, para $s > 2$, visto que abaixo desta região o erro entre os modelos é mais significativo. Para valores de grandes número de onda ($s \cong 100$), isto é, altas frequências, a parte real de Γ tende a ser nula, entretanto, a parte imaginária de $1/\Gamma$ tende a ser unitária, revelando que $\Gamma \approx i$, ainda que o diâmetro analisado seja pequeno.

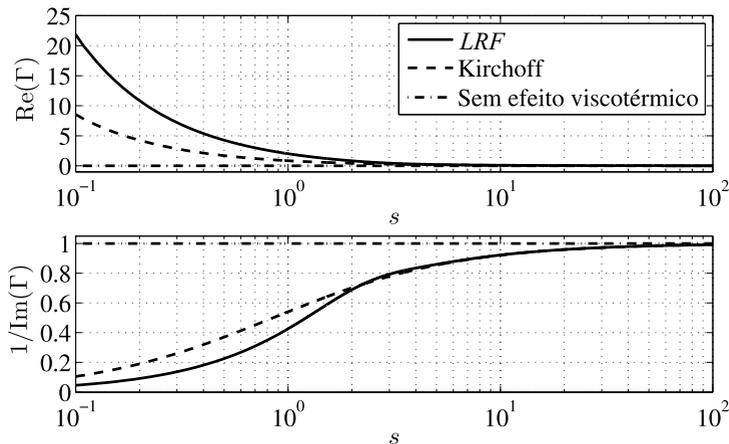


Figura 14 – Comparação de modelos de propagação: *LRF* e Kirchoff.

Neste contexto, na modelagem do coeficiente de propagação, ou seja, esse coeficiente pode ser substituído nas equações de pressão acústica e velocidade de partícula pela unidade imaginária i . Assim, tem-se as Equações 3.21 e 3.22, respectivamente,

$$P(x, t) = (\tilde{P}_+ e^{\Gamma kx} + \tilde{P}_- e^{-\Gamma kx}) e^{-\Gamma \omega t}, \quad (3.21)$$

$$u(x, t) = \frac{G}{Z_o} (\tilde{P}_+ e^{\Gamma kx} - \tilde{P}_- e^{-\Gamma kx}) e^{-\Gamma \omega t}, \quad (3.22)$$

sendo o termo $\frac{G}{Z_o}$ o inverso da impedância característica devido às perdas viscotérmicas e Z_o a impedância do meio fluido sem perdas ($\rho_o c_o$). O termo G é o coeficiente associado dado pela Equação 3.23,

$$G = -\frac{i}{\Gamma} \frac{\gamma}{n(s\sigma)}. \quad (3.23)$$

A FRF de um tubo, em que a pressão na entrada é harmônica ($P(0, t) = P_0 e^{i\omega t}$) e aberto na saída (impedância de radiação - ver Equação E.1), considerando o efeito viscotérmico é, dada pela Equação 3.24¹:

¹ Ver o desenvolvimento do campo de pressão para ondas sonora unidimensionais em um tubo em Apêndice E.

$$H(f) = 20 \log \left(\left| \frac{2\tilde{z}_{rad}G}{Z_o} \left(\frac{\tilde{z}_{rad}G}{Z_o} + 1 \right) e^{-\Gamma kL} + \left(\frac{\tilde{z}_{rad}G}{Z_o} - 1 \right) e^{\Gamma kL} \right| \right). \quad (3.24)$$

Os dados de função de resposta em frequência com e sem o efeito viscotérmico podem ser comparados, a fim de obter a correlação entre as modelagens realizadas, como demonstra a [Figura 15](#). As propriedades físicas do fluido R134a (condição de descarga do compressor) estão descritas na [Tabela 1](#). O diâmetro do tubo é 3 mm e o comprimento é 540 mm (dimensão total do tubo de descarga). Nesta figura fica evidente a diferença de amplitude, principalmente nas altas frequências, devido aos efeitos viscotérmicos. Estes atenuam os picos de ressonância, pois ocorre dissipação da energia sonora. A diferença de fase está associada à redução da velocidade de propagação sonora.

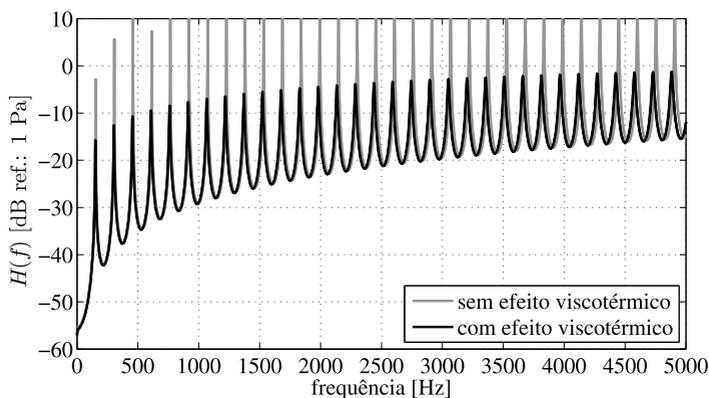


Figura 15 – Efeito viscotérmico na magnitude da FRF em um tubo.

[Benade \(1968\)](#) investiga a propagação sonora em tubos circulares considerando a formação da camada limite, que surge da interação entre o fluido e a parede do tubo, devido ao efeito viscotérmico do fluido.

Assim, essa camada pode ser térmica ou viscosa, sendo dependente da frequência. As espessuras da camadas limite viscosa, [Equação 3.25](#), e camada limite térmica, [Equação 3.26](#), podem ser calculadas pelas expressões:

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2\mu}{\omega\rho_o}}, \quad (3.25)$$

$$\delta_t = \sqrt{\frac{2\mu}{\omega\rho_o\text{Pr}}}. \quad (3.26)$$

Como o termo da frequência (ω) está no denominador da expressão e ainda apresenta uma raiz quadrada, quanto maior a frequência, menor é a espessura das camadas limites.

3.5 Abordagem numérica do tubo de descarga

Similarmente ao realizado anteriormente para um tubo reto (mesmas dimensões geométricas), uma análise numérica é feita considerando a geometria do tubo de descarga do compressor. As condições de contorno são as mesmas e podem ser visualizadas na [Figura 16](#). Válido ressaltar que essas condições são coerentes com a entrada e saída do fluido refrigerante no filtro acústico. A finalidade desse procedimento é calcular a FRF, sem e com o efeito viscotérmico.

O modelo é baseado em MEF com uso do *software* comercial Comsol versão 5.1 (física *Pressure Acoustics - Frequency domain*), em que a faixa de frequência escolhida é de 0 a 5000 Hz, sendo utilizado o critério de *Nyquist* para o dimensionamento da malha, conforme a frequência máxima de análise, usando o comprimento de onda, $\lambda/9$, para o tamanho máximo do elemento. Este é do tipo triangular nas faces de entrada e saída, enquanto nas outras regiões é hexagonal. A condição de contorno nas paredes do tubo é parede rígida e a terminação apresenta

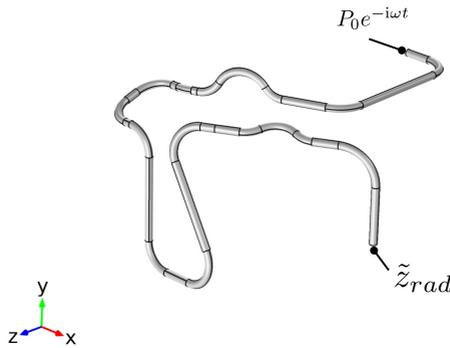


Figura 16 – Geometria do modelo numérico e condições de contorno.

impedância de radiação (ver [Equação E.1](#)). Já a excitação é realizada por ondas planas, geradas a partir da face de entrada, cuja amplitude P_0 é 1 Pa. A [Figura 17](#) mostra o efeito viscotérmico do sistema de descarga, revelando comportamento similar de um tubo reto.

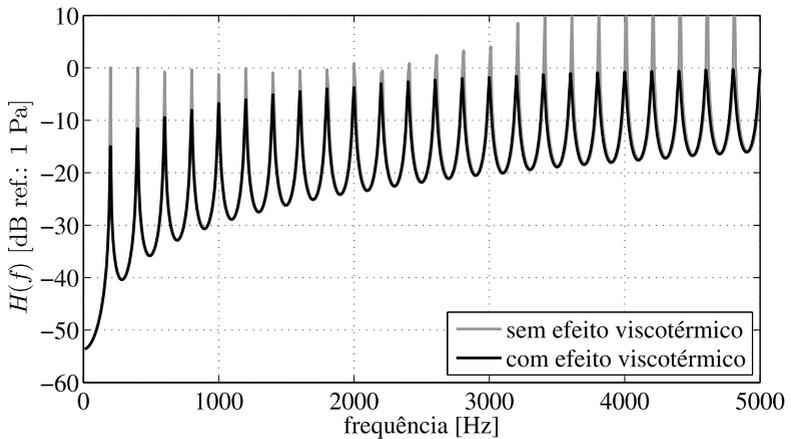


Figura 17 – Tubo de descarga: avaliação do efeito viscotérmico.

A outra análise permite verificar, [Figura 18](#), mesmo o tubo de descarga possuindo curvaturas com ângulos diferentes, o sistema acústico apresenta baixa atenuação, embora seja considerado efeitos viscotérmicos. Nota-se que as frequências de ressonância aumentam, se comparadas com as do tubo reto, devido ao aumento da rigidez do fluido (*bulk modulus*) na propagação da onda sonora. Isto está relacionado com o efeito do aumento da velocidade do som nas curvaturas do tubo.

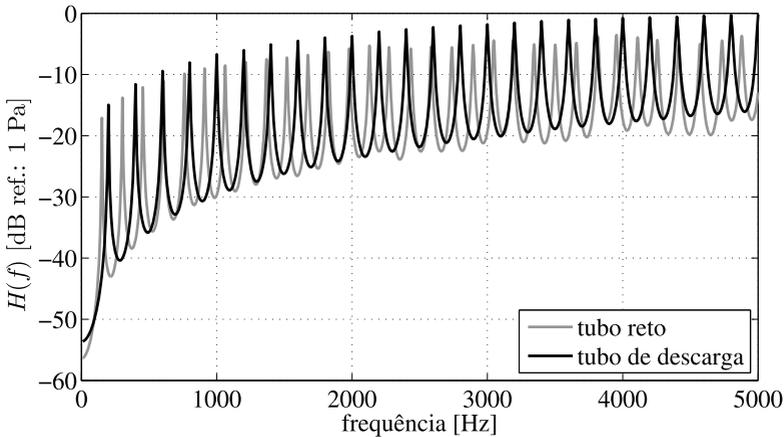


Figura 18 – FRF: tubo reto e tubo de descarga.

3.6 Perfil de velocidade e temperatura em tubos

[Tijdeman \(1975\)](#) define a função do perfil de velocidade da onda acústica para tubos, sendo descrito conforme a [Equação 3.27](#):

$$u(x, r) = \frac{i\Gamma}{\gamma} \left[1 - \frac{J_0(i\sqrt{i}\frac{r}{R}S)}{J_0(i\sqrt{i}S)} \right] (\tilde{P}_+ e^{\Gamma kx} + \tilde{P}_- e^{-\Gamma kx}), \quad (3.27)$$

em que r corresponde a coordenada na direção radial e R o raio interno do tubo. A [Figura 19](#) apresenta o perfil de velocidade para diferentes

números de onda. Para valores de $s \ll 1$, a viscosidade predomina, sendo o perfil parabólico. Já para valores de $s \gg 1$, a inércia rege a propagação, assim, o perfil tende a ser plano.

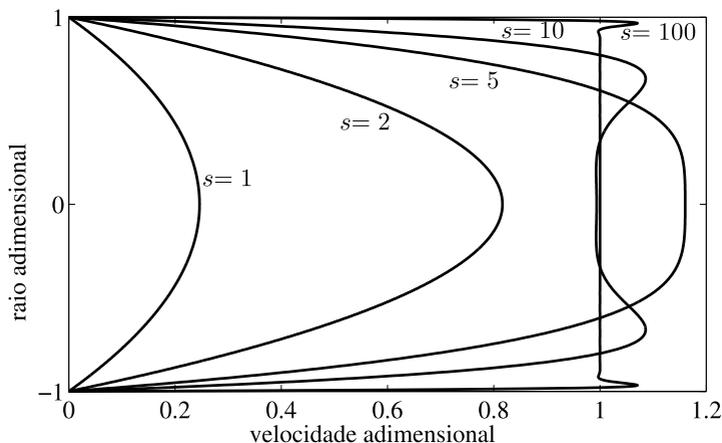


Figura 19 – Perfil de velocidade de onda acústica.

O mesmo raciocínio pode ser analisado para o perfil de temperatura, sendo que a função definida está escrita na [Equação 3.28](#):

$$T(x, r) = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \left[1 - \frac{J_0(i\sqrt{i}\sigma \frac{r}{R}s)}{J_0(i\sqrt{i}\sigma s)} \right] (\tilde{P}_+ e^{\Gamma kx} + \tilde{P}_- e^{-\Gamma kx}). \quad (3.28)$$

A [Figura 20](#) mostra o perfil de temperatura. Os perfis mostrados nesta análise, velocidade e temperatura, possuem funções similares quando comparado às suas expressões, o que resulta em comportamento também similar quanto à forma, pois o que difere do campo de velocidade para o campo de temperatura é o argumento da função Jacobiana de ordem zero, referente ao termo $\sigma = \sqrt{\text{Pr}}$.

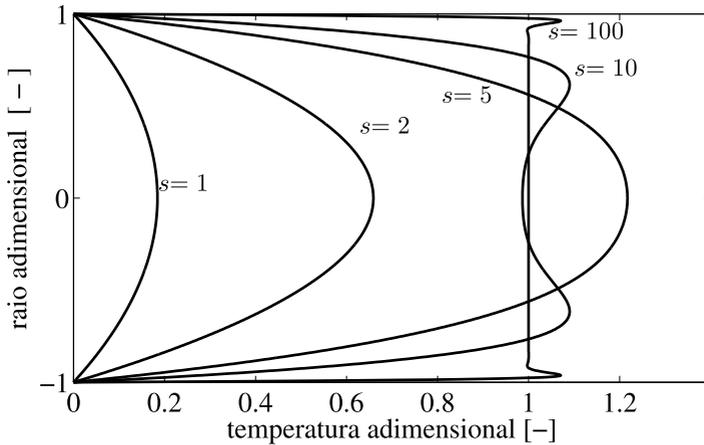


Figura 20 – Perfil de temperatura de onda acústica.

3.7 Resumo do capítulo

O conteúdo desse capítulo proporciona a compreensão da propagação sonora em tubos de diâmetro pequeno, levando em conta os efeitos viscotérmicos, ou seja, interação do campo acústico com as paredes do tubo. Um fato importante são as propriedades físicas/termodinâmicas dos gases, fundamentais como dados de entrada para as análises analíticas e numéricas. Além disso, as dimensões das geometrias do tubo de descarga (compressor hermético), revelam uma baixa atenuação e dissipação da energia sonora. Nesse cenário, surge um dispositivo acústico mais eficaz para a atenuação das pulsações sonoras, os filtros acústicos dissipativos de espectro amplo, tema do próximo assunto.

4 Filtro acústico

Dispositivos do tipo filtro acústico são usuais para sistemas que necessitam atenuação de pulsações sonoras. A possibilidade de uso em espectro amplo é uma das principais vantagens. Além disso, o uso de materiais porosos torna-o mais eficiente quanto à performance. Neste capítulo é realizada uma abordagem técnica do funcionamento, tipos, vantagens e a modelagem com respectivas validações experimentais, numéricas e analíticas.

4.1 Representação da atenuação sonora

Filtros acústicos, também denominados de *mufflers* (termo em inglês), são dispositivos utilizados para atenuar as pulsações sonoras, geradas no processo de compressão de um fluido. Esses dispositivos podem ser aplicados em sistemas de ar condicionado, compressores de refrigeração, motores de combustão interna, entre outros. O propósito final é a redução global do níveis de ruído do equipamento, no qual está inserido.

Quanto à classificação, os filtros acústicos são do tipo reativos ou dissipativos. A [Figura 21](#) mostra exemplos do dispositivo acústico. No caso do primeiro tipo, o mecanismo de reflexão sonora se deve

principalmente à variação de impedância acústica. Os princípios de projeto deste tipo se baseiam em câmaras de expansão, ressonador de Helmholtz e tubos ressonantes. Kook et al. (2002) citam as vantagens dos filtros reativos: alta performance em baixas frequências, alta perda de inserção para tons puros estacionários e boa aplicação em condições de operação extremas, quanto à pressão e temperatura. Já as desvantagens, baixa eficiência em altas frequências e não ideais no caso de atenuação de espectro de banda larga.

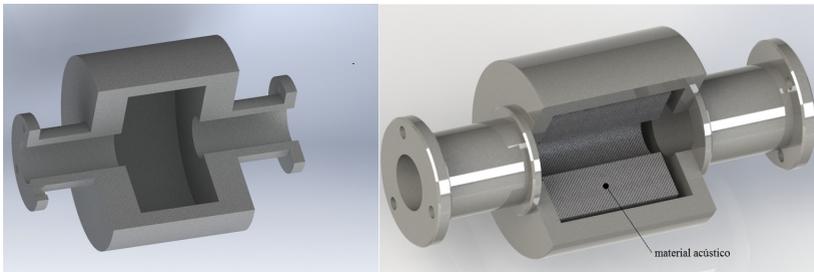


Figura 21 – Tipos de filtros acústicos: reativo (esquerda) e dissipativo (direita).

Os filtros dissipativos possuem materiais de absorção sonora, os quais possibilitam a transformação da energia sonora em energia térmica. A maioria deles apresentam tubos de seção constantes, perfurados ou não, revestidos com materiais porosos, por exemplo, lã mineral, lã de rocha ou material metálico. Tais materiais influenciam diretamente na performance do dispositivo, uma vez que a forma construtiva (processo de fabricação) contribui nos parâmetros macro-acústicos dos mesmos. As principais vantagens desses tipos de filtros são: alta absorção sonora em altas frequências; redução das pressões refletidas se comparados com os reativos e grande aplicação para espectro de banda larga. Entretanto, as desvantagens são: degradação do material de absorção sonora, no caso de materiais fibrosos minerais, devido às altas temperaturas e baixa

performance em baixas frequências.

Munjal (1987) define os principais parâmetros para avaliação de filtros acústicos, tais como: perda por inserção (IL), perda de transmissão (TL) e nível de diferença (LD) ou redução de ruído (NR). O primeiro parâmetro trata da diferença entre a potência acústica irradiada de um sistema sem e com a presença do filtro. A Equação 4.1 descreve, matematicamente a relação proposta:

$$IL = NWS_1 - NWS_2 \quad \Rightarrow \quad IL = 10\log\left(\frac{W_1}{W_2}\right) \quad [\text{dB}], \quad (4.1)$$

sendo W a potência sonora irradiada e NWS o nível de potência sonora associada à W . Os índices 1 e 2 referem-se à ausência e presença do filtro acústico, respectivamente.

A perda de transmissão está associada à eficiência da câmara de expansão do filtro, a qual relaciona o nível de potência sonora incidente e transmitida, que neste caso, a terminação deve ser do tipo anecoica. Além disso, este parâmetro independe da fonte sonora. Jacobsen e Juhl (2013) enfatizam que esta forma de medição é uma das mais utilizadas para a performance de filtros acústicos. A Equação 4.2, é similar à perda por inserção:

$$TL = NWS_i - NWS_t \quad \Rightarrow \quad TL = 10\log\left(\frac{W_i}{W_t}\right) \quad [\text{dB}], \quad (4.2)$$

em que, os subscritos i e t referem-se à onda sonora incidente e transmitida, respectivamente. Caso os tubos acoplados à câmara de expansão tenham mesmo diâmetro, a perda de transmissão é expressa em função das pressões (geralmente expressa em função das intensidades sonoras), como mostra a Equação 4.3, sendo \tilde{P}_i e \tilde{P}_t , a pressão complexa da onda sonora incidente e pressão complexa da onda sonora transmitida, respectivamente:

$$TL = 20\log\left|\frac{\tilde{P}_i}{\tilde{P}_t}\right| \quad [\text{dB}]. \quad (4.3)$$

O terceiro parâmetro, a redução de ruído, trata da diferença de nível de pressão sonora entre dois pontos arbitrários para cada tubo de entrada e saída do ressonador. A Equação 4.4, expressa a relação entre a pressão sonora no tubo de entrada (P_{ent}) e a pressão sonora no tubo de saída (P_{sai}):

$$NR = 20 \log \left| \frac{P_{ent}}{P_{sai}} \right| \quad [\text{dB}]. \quad (4.4)$$

A Figura 22 mostra um sistema descarga típico de um compressor de refrigeração doméstica, representado por um tubo de descarga e um filtro acústico reativo. A figura revela duas câmaras de expansão e tubos prolongados no interior das câmaras.

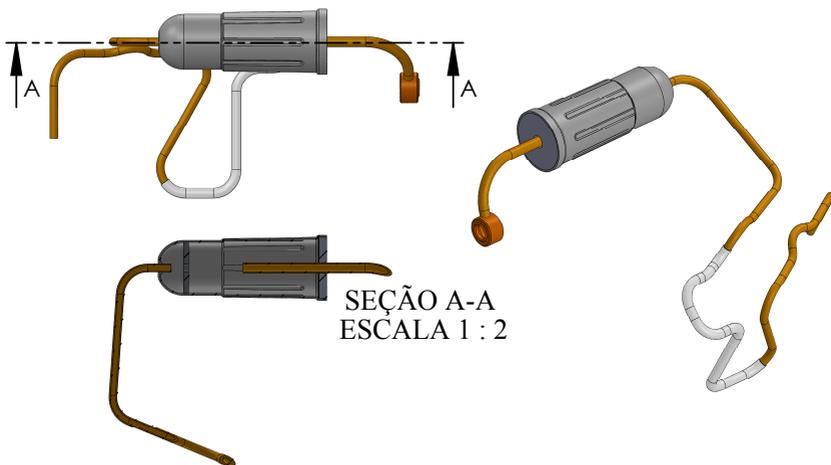


Figura 22 – Sistema de descarga típico de um compressor de refrigeração doméstica.

4.2 Filtro acústico tipo câmara de expansão

Esse dispositivo possui tubo de entrada, uma área de seção transversal que aumenta e um tubo de saída. O efeito de variação da área de seção transversal altera o campo acústico, resultando na redução de amplitude da pressão sonora na saída, isto é, pressão transmitida. A performance do filtro depende da razão entre as áreas de seção transversal ($h_s = S_1/S_2$) e do comprimento da câmara (l_{cam}). Fisicamente, as pressões em cada elemento, tubos e cavidades, são incidentes e refletidas, exceto no tubo de saída, em que tem-se apenas a pressão transmitida (hipótese de terminação anecoica). Isso pode ser compreendido na expressão da TL , a qual relaciona as potências sonoras na entrada e saída do filtro. A [Figura 23](#) mostra as pressões acústicas no tubo de entrada, P_i e P_r , incidente e refletida, respectivamente. Similarmente na câmara de expansão, P_a e P_b e no tubo de saída tem-se a pressão transmitida, P_t .

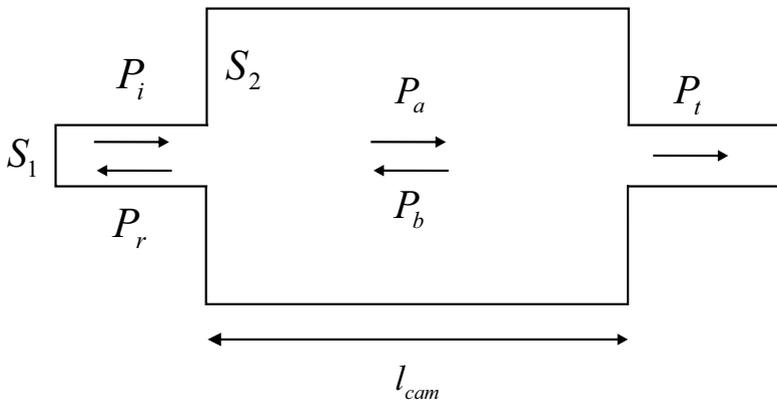


Figura 23 – Filtro acústico do tipo câmara de expansão.

A atenuação proporcionada por um filtro tipo câmara de expansão pode ser verificada analiticamente, através da modelagem de ondas planas para uma direção, de acordo com a [Equação 4.5](#) ([JACOBSEN; JUHL, 2013](#)),

$$TL_{ce} = 10 \log \left(\frac{1}{4} \left| \cos kl_{cam} + i \frac{S_1}{S_2} \sin kl_{cam} + i \frac{S_2}{S_1} \sin kl_{cam} + \cos kl_{cam} \right|^2 \right)$$

$$\text{ou } TL_{ce} = 10 \log \left(1 + \frac{1}{4} \left(h_s - \frac{1}{h_s} \right)^2 \sin^2 kl_{cam} \right), (4.5)$$

sendo h_s a relação entre as áreas de seção transversal e l_{cam} o comprimento da câmara de expansão. Assim, para os dados do filtro acústico é possível obter a contribuição simplificada de uma única câmara de expansão. O exemplo visto na [Figura 24](#) revela a perda de transmissão, sendo $h_s=7,45$ e $l_{cam}=66,5$ mm. Essa figura também apresenta a TL para um modelo numérico 3D (baseado em MEF), evidenciando que a abordagem analítica apresenta limitação. Maiores informações e detalhes são abordadas na [seção 4.4](#).

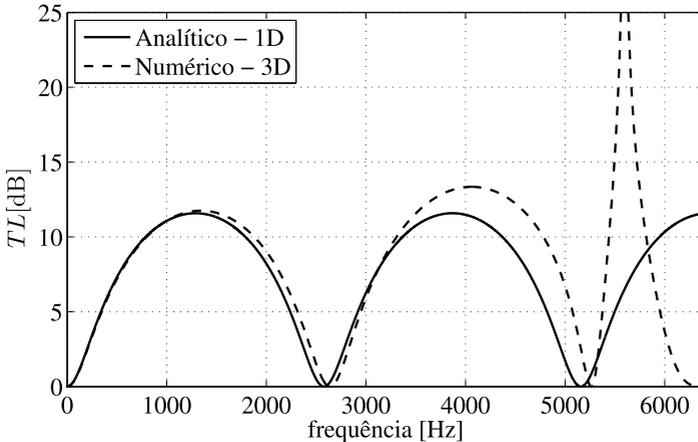


Figura 24 – Contribuição da câmara de expansão na TL .

A mínima frequência de atenuação (TL nula) pode ser calculada de acordo a [Equação 4.6](#):

$$f_{aten} = \frac{c_o}{2l_{cam}}, \quad (4.6)$$

em que esta frequência está associada à meio comprimento de onda e seus múltiplos, relacionado a dimensão do comprimento da câmara de expansão.

Um resumo para o exemplo analisado é mostrado na [Figura 25](#), sendo visto o campo de NPS para as frequências: 2635 Hz, 5270 Hz e 5610 Hz. As duas primeiras frequências estão relacionadas aos modos longitudinais, enquanto que a última ocorre devido à formação de um modo acústico transversal à câmara de expansão. Nesta frequência, a pressão na saída é muito menor que a pressão na entrada do filtro, assim a TL tende ao infinito. No espectro de cores fica nítida a cor mais intensa na entrada, enquanto na saída a cor menos intensa.

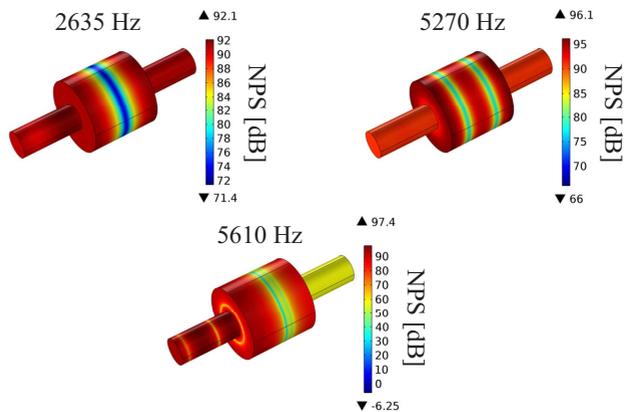


Figura 25 – Campo de NPS de filtro acústico reativo.

4.3 Abordagem Experimental

Para avaliar filtros acústicos foi projetada uma bancada experimental com tubo de impedância e utilizado o método dos 4 microfones. A norma [ASTME2611-09 \(2009\)](#) indica os procedimentos técnicos para a obtenção da perda de transmissão através do Método da Matriz de Transferência¹(MMT). Foram adotadas dois tipos de terminação, uma rígida e outra anecoica. Todo o aparato técnico foi desenvolvido no próprio LVA e o filtro acústico (material Aço 1020) feito no USICON (Laboratório de Usinagem e Comando Numérico da UFSC).

A cadeia de sinais é visualizada na [Figura 26](#), em que foi utilizado o procedimento com dois microfones, sendo um fixo (posição 1) e outro percorre as posições de 2 a 4. Isso facilita as medições das funções de transferência evitando a correção de amplitude/fase dos microfones. Além disso, duas terminações, as quais exigem 6 medições no total. Por fim, tem-se $H_{11}(f) = 1$, $H_{21}(f)$, $H_{31}(f)$, e $H_{41}(f)$. As informações relevantes do tubo de impedância podem ser vistas no [Apêndice A](#), cujo desenvolvimento do Método da Matriz de Transferência e características técnicas da instrumentação.

A frequência máxima de análise corresponde à frequência de corte do tubo de impedância (formação dos modos acústicos transversais), dada pela [Equação 4.7](#) e a frequência mínima indicada pela [Equação 4.8](#).

$$f_{max} = \frac{1,84c_o}{\pi D_{ti}}, \quad (4.7)$$

$$f_{min} = \frac{0,01c_o}{x_{mic}}, \quad (4.8)$$

sendo D_{ti} o diâmetro do tubo de impedância (26 mm), x_{mic} o espa-

¹ Este método é muito utilizado em modelos analíticos e numéricos vibro-acústicos, geralmente as matrizes de transferência são de 2 polos ou 4 polos, relacionando pressão acústica e velocidade de partícula.

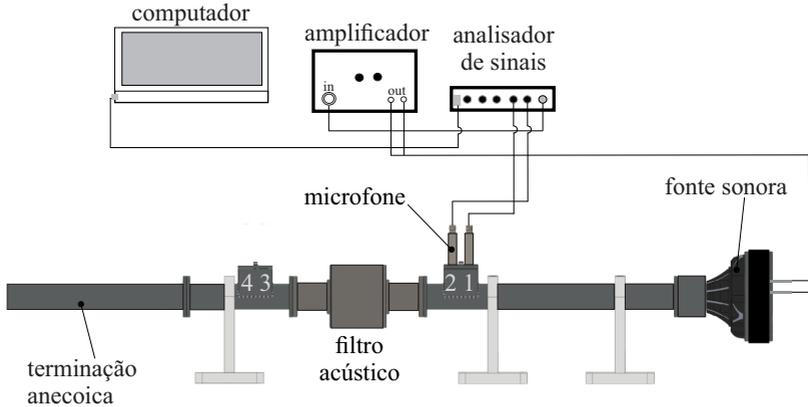


Figura 26 – Cadeia de sinais da bancada para obtenção da perda de transmissão.

çamento entre os microfones (24 mm) e c_o a velocidade do som no meio fluido do tubo (Ar a 20°C - 343,6 m/s). Logo, tem-se $f_{min} = 143$ Hz e $f_{max} = 7730$ Hz. Entretanto, como foi arbitrado um *driver* para a fonte sonora, a faixa de resposta em frequência plana, conforme o fabricante é de 400 a 4000 Hz. Mesmo assim, considerou-se a faixa de medição de 100 a 6400 Hz. A excitação usada é um ruído branco de distribuição Gaussiana, para esta faixa de frequência. A Figura 27, mostra as dimensões do filtro acústico avaliado.

4.4 Abordagem Numérica

Um modelo numérico baseado em MEF foi construído, com o intuito de realizar essa análise, através de uma ferramenta computacional. Fahy e Gardonio (2007) definem esse método como uma técnica numérica de solução aproximada de equações diferenciais de um problema. Em

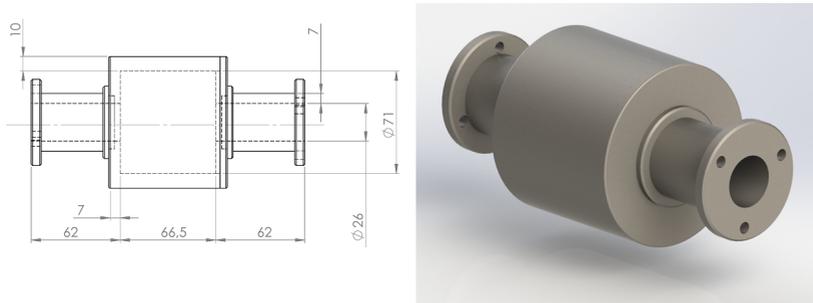


Figura 27 – Desenho técnico (cotas em mm) do filtro acústico para a abordagem experimental.

modelos de Engenharia são úteis para a predição de análises: estática, dinâmica, eletromagnética, vibro-acústica, mecânica dos fluido, entre outras. A geometria de uma estrutura qualquer é representada por um conjunto de pequenos elementos de geometria simples. A união desse conjunto representa aproximadamente a forma geométrica real do sistema, conhecida como malha. As coordenadas dos vértices de cada elemento definem os nós dos elementos usados no modelo. Ao selecionar o tipo de elemento, define-se um grupo de equações com o qual se pode resolver o problema.

Trabalhos desenvolvidos com o MEF, são amplamente utilizados em modelos de filtros e atenuadores acústicos. Resultados demonstram boa concordância entre validações numéricas e experimentais, sendo que na maioria dos estudos o parâmetro de comparação é a perda de transmissão do dispositivo acústico (SANTOS, 2003; MEHDIZADEH; PARASCHIVOIU, 2005; LIMA, 2008; KABRAL et al., 2014; KIRBY et al., 2014; NARDELLI, 2016).

O modelo numérico do filtro acústico foi construído com uso do *software* comercial Comsol (versão 5.1). A Figura 28 mostra a mesma geometria da análise experimental, porém sem as paredes do filtro. Também tem-se a malha e a face de entrada (destaque em cor verme-

lha), a qual compreende a excitação sonora, cuja amplitude da pressão incidente harmônica, $p_0=1$ Pa. Além disso, tal *software* permite criar uma condição de radiação de ondas planas (*Plane Wave Radiation* - ver *Documentation - Comsol®*), a qual considera a amplitude p_0 e as faces (domínios) de entrada e saída do modelo. Enquanto, todas as outras partes do modelo são consideradas paredes rígidas.

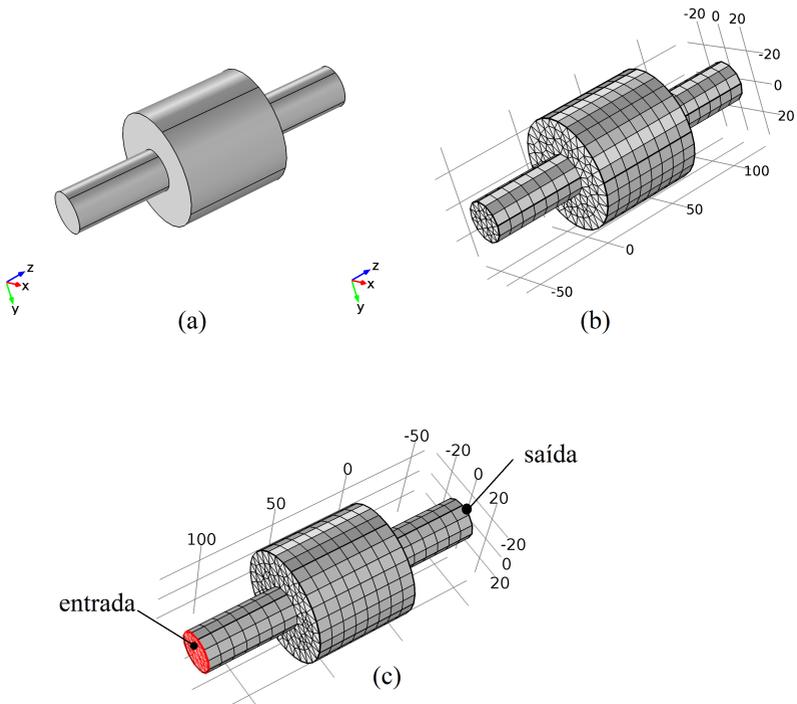


Figura 28 – Modelo do filtro acústico da análise numérica: (a) geometria, (b) malha e (c) condição de contorno.

A discretização da malha, dimensão máxima elementar, é feita pelo critério do comprimento de onda em relação à frequência máxima de análise de 6400 Hz, isto é, $\lambda/9 \cong 6$ mm. A FRF é construída repetindo

a análise para um conjunto de frequências individuais, de 0 a 6400 Hz, sendo que o intervalo de frequência é de 10 Hz. O fluido desse modelo acústico é ar a 20 °C. Dessa forma, é necessária a obtenção das potências sonoras incidente e transmitida, faces de entrada e saída, [Equação 4.9](#) e [Equação 4.10](#), respectivamente, permitindo calcular a TL dada pela [Equação 4.11](#),

$$W_{in} = \int_{\Omega} \frac{p_0^2}{2\rho_o c_o} d\Omega, \quad (4.9)$$

$$W_{out} = \int_{\Omega} \frac{|p(f)|^2}{2\rho_o c_o} d\Omega, \quad (4.10)$$

$$TL_{num} = 10\log\left(\frac{W_{in}}{W_{out}}\right), \quad (4.11)$$

em que Ω é o domínio representado pelas faces dos tubos de entrada ou saída do modelo acústico, p_0 é a amplitude da pressão sonora incidente e $p(f)$ é a pressão sonora transmitida na saída do filtro acústico.

4.5 Comparação final

Após o detalhamento das análises propostas é possível compará-las. A [Figura 29](#) mostra as curvas: analítica, numérica e experimental. A priori, a primeira tem limitação devido ao modelo ser representativo para modelagem 1D de ondas planas. Entretanto, nota-se uma boa concordância entre as outras, pois o modelo numérico é mais fidedigno por considerar a geometria em 3D e a física do problema. O aparato experimental e o MMT, tubo de impedância (4 microfones), mostraram-se eficiente para analisar a performance acústica do dispositivo através da TL . Um detalhe é a faixa de frequência da curva experimental, a qual foi adequada conforme a bancada projetada, mesmo tendo escolhido uma frequência maior que 4 kHz (máxima da resposta plana do *driver*).

Outro detalhe técnico da bancada é o espaçamento entre o microfone na posição 3 e a face da área transversal do filtro (ver [Figura 138](#)

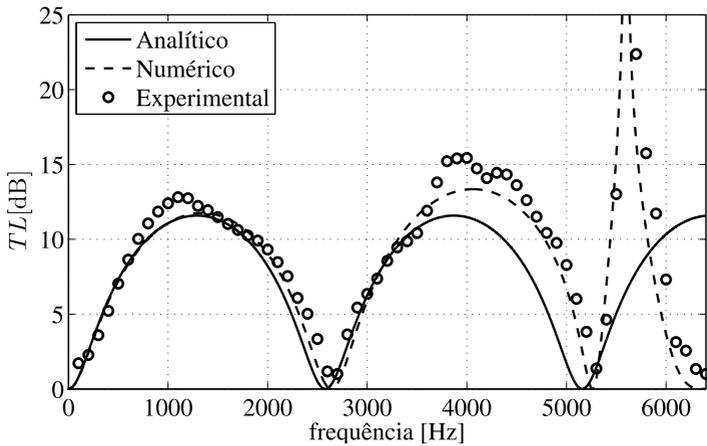


Figura 29 – Comparação das perdas de transmissão do filtro acústico.

no [Apêndice A](#)), o qual corresponde a 171 mm. Isto implica em uma incerteza de medição na região de 1 kHz quando tem-se $1/2\lambda$, para tal dimensão. Fisicamente, tem-se uma parede rígida onde a pressão sonora é máxima, formando uma onda estacionária. Assim, ocorre uma queda de 0,5 dB na TL do filtro acústico.

Durante a pesquisa verificou-se a influência do material do filtro, o qual pode interferir na qualidade da TL . Os primeiros protótipos foram de PVC (Poli Cloreto de Vinila), plástico de impressora 3D e Polyacetel. Todavia, esses materiais são leves e de espessura fina, em torno de 2 mm. Isto revelou curvas de TL com excesso de "ruído", principalmente nas regiões de máxima amplitude. A correção do problema foi com o uso de material mais denso, aço 1020, e um aumento da espessura das paredes, nesse caso entre 7 e 10 mm (ver [Figura 27](#)).

4.6 Efeitos viscotérmicos em filtros acústicos

A partir do modelo *RRF*, considera-se o efeito viscotérmico do fluido, ar a 20 °C, sendo que os dados de entrada são: raio do tubo de entrada (26 mm) do filtro acústico, faixa de frequência (0 a 6,4 kHz) e propriedades térmicas de tal fluido. Tal modelo permite avaliar a influência da interação entre o fluido e o tubo, através do uso da velocidade do som complexa, dada por $\tilde{c}(\omega) = i \frac{c_o}{\Gamma}$, sendo utilizado como dado de entrada para a simulação numérica do filtro. Neste contexto, no modelo sem perdas viscotérmicas a velocidade do som é considerada contante (c_o). A Figura 30 mostra o comportamento da velocidade para o caso avaliado.

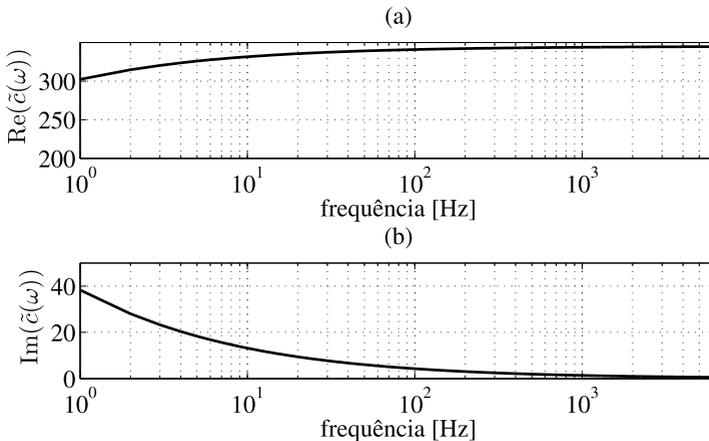


Figura 30 – Velocidade do som no Ar a 20 °C: (a) parte real e (b) parte imaginária.

Uma simulação numérica foi realizada no mesmo modelo da análise anterior, a fim de verificar a influência da dissipação de energia sonora. O efeito viscotérmico altera a *TL* em alta frequência, a partir

de 5 kHz, como mostra a [Figura 31](#). Isto ocorre devido à variação da propagação sonora, representada pela parte real da velocidade do som complexa.

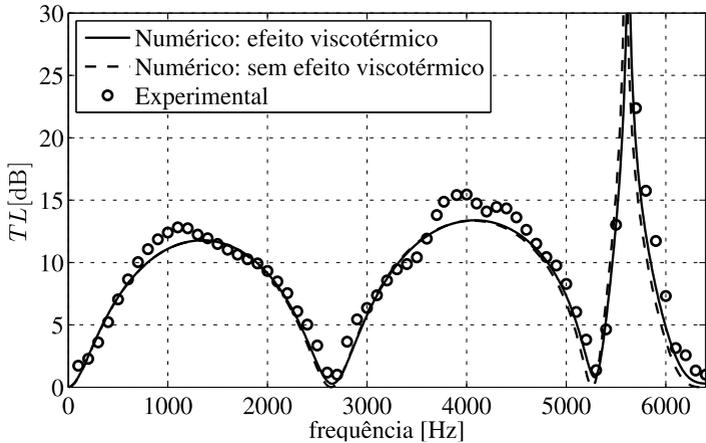


Figura 31 – Efeito viscotérmico na perda de transmissão do filtro acústico.

4.7 Resumo do capítulo

O filtro acústico reativo apresenta limitações quanto ao desempenho do sistema, principalmente nas regiões as quais a TL é nula. Isto revela a importância de um meio poroso, para dissipar a energia sonora, e conseqüentemente, evitar essas regiões de possíveis deficiências. Os materiais porosos também podem incrementar a TL do filtro acústico, até mesmo nas regiões de máxima atenuação. Neste contexto, a caracterização acústica do material é essencial, para corroborar as propriedades microestruturais (tamanho e formato dos poros) com as características macro-acústicas.

5 Materiais porosos

O uso de materiais porosos é fundamental em sistemas que necessitam controle de ruído. A dissipação da energia sonora ocorre no meio poroso e pode ser adaptada de acordo com as características microestruturais, as quais influenciam nos parâmetros acústicos. Estes são necessários para a modelagem analítica e numérica, sendo obtidos através de análise experimental. Neste capítulo, é realizada uma abordagem geral sobre as propriedades macro-acústicas de materiais porosos, modelagem analítica e validações para o material acústico metálico estudado.

5.1 Materiais de absorção sonora

Materiais acústicos de absorção sonora apresentam função de absorver energia sonora do meio no qual está inserido. Usualmente, utilizados para o controle de ruído, como no caso de atenuador de sistemas de ventilação ou para adequar ambientes de acordo com o uso, por exemplo em uma sala de espetáculo, é necessário controlar a reverberação do local.

Projetistas e engenheiros investigam soluções ótimas do uso de materiais porosos em componentes, principalmente em sistemas que

realizam compressão de um fluido, como no caso ar condicionado, compressores e motores de combustão interna. Filtros acústicos pertencem a estes sistemas, cuja função é atenuar a pressão acústica gerada na compressão a fim de controlar o ruído gerado. [Bies e Hansen \(2009\)](#) destacam que é necessário o conhecimento de conceitos básicos em Acústica, para realização de projetos de absorvedores acústicos em que a escolha do material apropriado e geometria ideal deve estar de acordo com a aplicação.

5.1.1 Mecanismo de absorção das ondas sonoras

A função do material de absorção sonora, ou simplesmente material poroso, é a conversão de energia sonora em energia térmica. Essa conversão ocorre pelo movimento ordenado das partículas no interior do material.

A classificação de materiais porosos pode ser feita segundo o critério de fase sólida (líquido, emulsão ou sólido), durante a produção da porosidade ou pelo método de formação dos poros, quanto à incorporação de substratos vazios, substratos removíveis ou gás ([DEGISCHER; KRISZT, 2002](#)). O processo de produção do material define os aspectos dos poros, como os tipos abertos ou fechados, percentual de volume, dimensão, conectividade e caráter uniforme.

Segundo [Fahy \(2000\)](#), materiais porosos utilizados para controle de ruído industrial são caracterizados por duas fases constitutivas. Uma sólida, a qual está relacionada à estrutura, ou simplesmente esqueleto, e uma fluida, contida na parte interna dos poros. A interação entre elas proporciona a dissipação de energia, podendo ser viscosa, térmica e estrutural. A primeira está relacionada às camadas de contorno viscosas, que se formam devido às tensões cisalhantes nas superfícies próximas do material sólido. Já a segunda está associada às camadas de contorno

térmicas provenientes da troca de calor irreversível entre a parte fluida e a sólida. Já a última é relacionada às dissipações irreversíveis, devido aos movimentos relativos internos na estrutura do material.

A contribuição mais relevante do processo de dissipação de energia está associada à força de atrito, que ocorre devido à fricção entre a estrutura do material e a camada limite viscosa de fluido.

Allard e Atalla (2009) descrevem o processo de dissipação de energia nos poros do material poroso, devido à incidência de ondas sonoras no material, forçando a oscilação das partículas de ar do interior dos poros. A dimensão destes é o parâmetro fundamental para o efeito da fricção.

Outro mecanismo importante para a dissipação de energia no material de absorção está relacionado à compressão e expansão periódica. Isto ocorre com variações de temperatura, dependendo da frequência de oscilação. Zwicker e Kosten (1949) afirmam que o processo é isotérmico se as compressões forem em baixas frequências. Caso contrário, o processo é adiabático.

O tipo da estrutura do material influencia no mecanismo de dissipação. Admitindo a estrutura como poroelástica, significa que o módulo de elasticidade possui mesma ordem de grandeza do módulo de compressibilidade do fluido ar (γP_0). Assim, o movimento em fase da estrutura com o movimento de oscilação ocasiona uma menor fricção apenas para a frequência de vibração estrutural do material. Entretanto, para estrutura rígida, o módulo de elasticidade (fase sólida) é muito maior que o módulo de compressibilidade, logo, o comportamento dinâmico é considerado rígido. A Figura 32 exibe os tipos de estrutura e sua interação com o fluido.

O desempenho acústico de um material poroso costuma ser caracterizado pelo parâmetro coeficiente de absorção. Outra característica

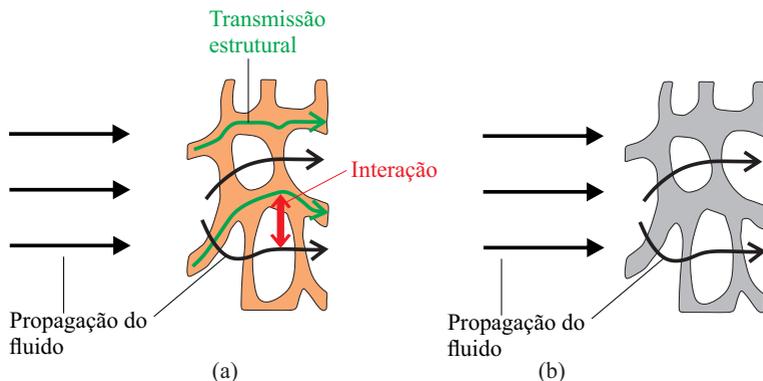


Figura 32 – Mecanismo de dissipação de energia: (a) estrutura elástica e (b) estrutura rígida. Fonte: Adaptado de [Mareze \(2013\)](#).

é a impedância acústica específica de superfície, sendo definida pela razão entre pressão acústica e a componente normal da velocidade de partícula, dada pela [Equação 5.1](#),

$$\tilde{Z}_s = \frac{\tilde{P}}{\tilde{u}_n}. \quad (5.1)$$

A impedância característica para materiais porosos é um número complexo, pois os efeitos dissipativos são considerados, em que a densidade do meio poroso e velocidade do som variam em função da frequência.

5.1.2 Constituição dos materiais de absorção

A forma da microgeometria dos materiais de absorção é diretamente relacionada ao processo de fabricação. Exemplos desses materiais são: lã de *PET* (Poli Tereftalato de Etileno), lã de rocha, espumas, entre outros. A constituição dos materiais porosos, que apresentam a função de absorção acústica, é definida em três tipos: celular, fibroso e granular. [A Figura 33](#) mostra esses tipos com as respectivas microestruturas.

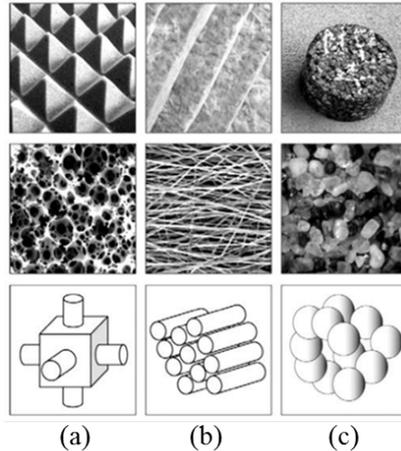


Figura 33 – Constituição de materiais porosos: (a) celular, (b) fibra e (c) granular. Fonte: [Arenas e Crocker \(2010\)](#).

No caso do tipo celular, podem ser poliméricos ou até mesmo metálicos. Estes podem ser utilizados como absorvedores em sistemas de altas temperaturas. Além disso, a elevada rigidez e resistência térmica permitem aplicação em equipamentos industriais.

Os materiais de fibra são fabricados em forma de placa ou elementos pré-fabricados de fibras de vidro, fibras minerais ou orgânicas. Os substratos para a fabricação são areia, rocha basáltica e vidro, sendo que ocorre o processo de fusão o qual forma os filamentos. Os parâmetros acústicos dependem da composição, arranjo, tipo de conexão, dimensões da fibras e densidade. Um dos usos desse tipo de material é em filtros acústicos automotivos e dutos de ventilação industrial ([COX; D'ANTONIO, 2009](#)).

Os últimos tipos, granulares, são produzidos de maneira mais simples comparada aos demais. Possuem alta resistência mecânica e grandes aplicações industriais. Trivialmente, podem ser encontrados na

natureza (forma final), tais como, areia, cascalho, terra, entre outros. A absorção sonora é menor que os fibrosos devido à interconexão entre os poros ser menor (FAHY, 2000).

5.1.3 Materiais porosos metálicos

Materiais de estrutura rígida e metálicos possuem ampla aplicação de engenharia (indústria, aeroespacial e automobilística), principalmente em casos de sistemas que operam em condições extremas de temperatura e pressão, umidade, elevados NPS. Alumínio poroso, por exemplo, pode ser uma boa alternativa devido a resistência à corrosão. Fibras metálicas de aço inox, níquel e ligas de aço também são alternativas muito utilizadas, principalmente em relação à vida longa útil ser alta (XI et al., 2011).

Nesse contexto, destaca-se o processo de fabricação através da sinterização, o qual permite fazer peças de diferentes formas e composições (porosidade, tamanho de poro, conectividade dos poros e formato), sendo mostrados alguns exemplos na [Figura 34](#).

O processo de fabricação por sinterização via metalurgia do pó pode ser realizado pela técnica *space holder*, a qual utiliza um pó metálico e outro de sacrifício (exemplo carbamida, carbonato, entre outros). Após a mistura deles e feita a compactação em uma prensa. Assim, em um forno faz-se a extração da fase de sacrifício (ou *space holder*) com o controle da temperatura (BANHART, 2001). Por último, tem-se a sinterização, como mostra a [Figura 35](#).

Um fato interessante é a microscopia final do material poroso sinterizado em que uma análise ótica pelo MEV (Microscópio Eletrônico de Varredura) permite verificar as características da matriz metálica. Souza (2016) realizou essa análise (LCME-UFSC) em seu estudo em amostras de Níquel. A [Figura 36](#) revela imagens de amostras de 50%



Figura 34 – Peças porosas metálicas fabricadas por sinterização. Fonte: Sinterflo (2016)[®].

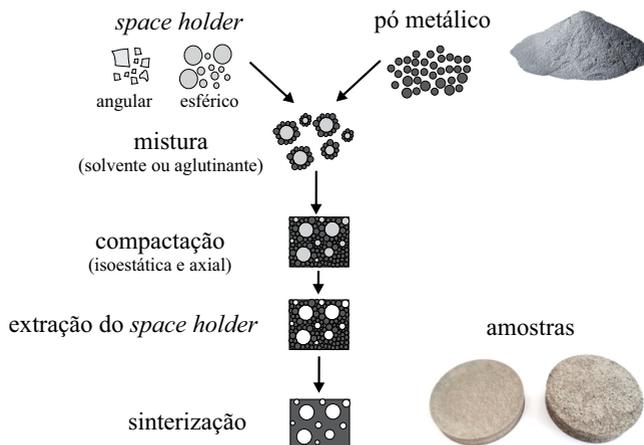


Figura 35 – Rotas de processamento pela técnica de *space holder*. Fonte: Adaptado de Banhart (2001).

de porosidade e diferentes tamanhos de poro. Nota-se a característica dos poros quanto à conectividade e por apresentarem poros primários (menores) e secundários (maiores).

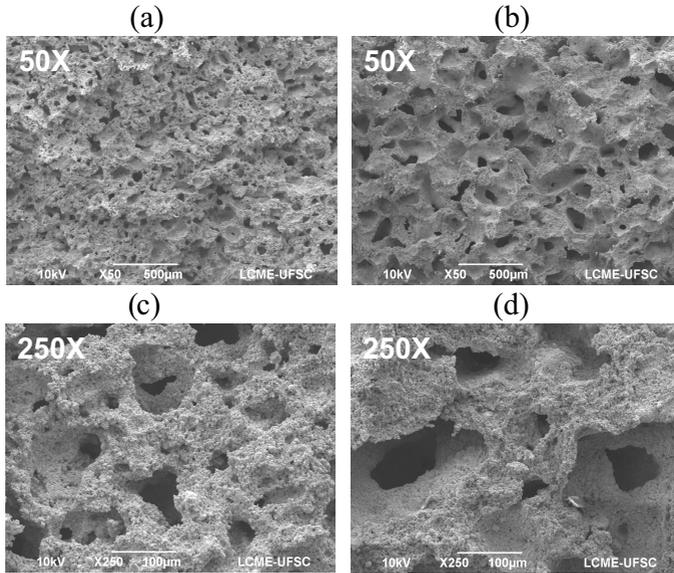


Figura 36 – Análise por MEV de amostras de materiais porosos metálicas: (a) e (c) tamanho de poro 100 - 150 μm , (b) e (d) tamanho de poro 150 - 250 μm . Fonte: Souza (2016).

As situações citadas anteriormente são similares em compressores domésticos de refrigeração, pois esses sistemas são herméticos, cuja temperatura de operação é em torno de 100 °C e o conjunto interno é imerso em óleo. Altos NPS são gerados no filtro de descarga em transientes curtos. Assim, o emprego de tais materiais pode ser solução eficiente para uma dada faixa de frequência, a qual permite ser otimizada perante ao processo de fabricação.

Lu et al. (2009) investigam a absorção sonora de materiais

porosos de aço, fabricados por sinterização. Resultados demonstram que a porosidade ideal, para um coeficiente de absorção máximo (4000 Hz) é de 75% com tamanho de poro entre 250-425 μm .

5.1.4 Parâmetros acústicos de materiais porosos de estrutura rígida

Os principais parâmetros relacionados ao comportamento acústico destes materiais foram definidos do ponto de vista macroscópico. Pelo fato do material poroso apresentar microgeometria aleatória, são necessários pelo menos os seguintes parâmetros classificados em ordem de importância: resistividade ao fluxo, porosidade, tortuosidade, comprimentos característicos (viscoso e térmico) e permeabilidade (viscosa e térmica) (ALLARD; ATALLA, 2009). Além destes, existem os parâmetros estruturais: módulo de elasticidade, fator de perda, densidade e coeficiente de Poisson. Geralmente, estes são usados para materiais do tipo poro-elásticos.

Modelos analíticos, desenvolvidos desde 1940 até o início do século XXI, requerem investigação na busca do aprimoramento dos parâmetros mais relevantes. Para os materiais considerados como estrutura rígida, autores admitem os quatro primeiros parâmetros listados anteriormente são os mais importantes (JOHNSON et al., 1987; CHAMPOUX; STINSON, 1990; LAFARGE et al., 1997), os quais estão descritos a seguir.

5.1.5 Resistividade ao fluxo

De acordo com Cox e D'antonio (2009), a resistência ao fluxo expressa a razão entre a diferença de pressão através da camada de material e a vazão volumétrica de ar que passa por tal seção. Em

outras palavras, representa a dificuldade que o escoamento de um fluido estacionário do tipo laminar encontra ao fluir pelo material poroso. A [Equação 5.2](#) mostra a definição da resistividade ao fluxo cuja unidade é Pa.s/m²:

$$\sigma_{rf} = \frac{\Delta P}{V} \frac{S}{L_m}, \quad (5.2)$$

sendo ΔP a diferença de pressão (Pa), S a área transversal da amostra, V a vazão volumétrica (m³/s) e L_m a espessura do material (m). Altos valores deste parâmetro significam que a amostra apresenta comportamento de uma barreira acústica. Entretanto, para baixos valores implicam em facilidade da passagem de fluido. A partir desse parâmetro tem-se a resistência ao fluxo específica, definida pela [Equação 5.3](#):

$$\sigma_{rfe} = \frac{\Delta P}{V} \frac{S}{L_m} = \sigma_{rf} L_m, \quad (5.3)$$

cuja unidade é Pa.s/m.

A resistividade ao fluxo é o mais importante quanto à caracterização experimental de meio poroso. [Berger \(2004\)](#) enfatiza principalmente a sua importância nas baixas frequências. A [Tabela 2](#) informa alguns valores típicos de materiais porosos já conhecidos pela literatura.

Tabela 2 – Valores típicos de resistividade ao fluxo de materiais porosos.

Fonte: [Brandão \(2016\)](#), [Cox e D'antonio \(2009\)](#).

Material	σ_{rf} [Pa.s/m ²]
Espumas e materiais fibrosos de baixa densidade	5.10 ³ - 20.10 ³
Materiais fibrosos de alta densidade	20.10 ³ - 60.10 ³
Areia seca	3.10 ⁴ - 3,1.10 ⁵
Rodovias velhas	2.10 ⁴ - 4.10 ⁶
Asfalto	3.10 ⁷

5.1.6 Porosidade

A porosidade (ϕ) de uma material de absorção é a razão entre volume total dos poros e o volume total da amostra. Alta porosidade

geralmente favorece alta absorção sonora, isto é, os poros ocupam quase todo o volume de material. Usualmente, é dada em porcentagem ou na forma adimensional. A [Tabela 3](#) revela alguns valores encontrados em materiais porosos.

Tabela 3 – Valores típicos de porosidade de materiais porosos. Fonte: [Cox e D'antonio \(2009\)](#).

Material	$\phi[-]$
Carbono vítreo reticulado	0,91 - 0,97
Perlita granular	0,60 - 0,78
Borracha triturada	0,54
Asfalto (poro aberto)	0,18 - 0,20

5.1.7 Tortuosidade

O parâmetro tortuosidade (α_∞) expressa o desvio da orientação dos poros em relação à direção de propagação. [Bolton e Kang \(1997\)](#) indicam que o menor valor é a unidade. A [Tabela 4](#) apresenta diversos valores, até mesmo acima de 10.

Tabela 4 – Valores típicos de tortuosidade de materiais porosos. Fonte: [Cox e D'antonio \(2009\)](#).

Material	$\alpha_\infty[-]$
Espuma metálica	1,06 e 1,7
Alumínio poroso	1,05
Materiais granulares	1,10 - 1,8
Asfalto (poro aberto)	3,20 - 15
Borracha triturada	2,64

5.1.8 Comprimento característico

Definido pela razão média entre volume e a área superficial dos poros da amostra do material. Esse parâmetro é definido em dois tipos:

viscoso (Λ) e térmico (Λ'). O primeiro caso, tem-se a ponderação pelo quadrado da velocidade no centro e na parede do poro. Isto é considerado a fim de verificar a contribuição das áreas menores. A principal ideia desta característica é a contribuição da dissipação viscosa transformada em energia térmica nos poros conectantes de dimensões menores. Este parâmetro é representado pela [Equação 5.4](#):

$$\frac{2}{\Lambda} = \frac{\int v_i^2(r_w) dA}{\int_{Vol} v_i^2(r) dA}, \quad (5.4)$$

sendo $v_i(r_w)$ a velocidade macroscópica na parede do poro, A a área superficial do poro de um elemento e Vol o volume do poro. O segundo caso, ao contrário do primeiro, não ocorre a ponderação. O que implica neste parâmetro ser no mínimo, igual ou maior do que o comprimento característico viscoso. A prioridade deste parâmetro é a contribuição da dissipação das trocas térmicas nos poros de maior volume e área. É expresso através da [Equação 5.5](#):

$$\frac{2}{\Lambda'} = \frac{\int dA}{\int_{Vol} dA}. \quad (5.5)$$

A [Tabela 5](#) apresenta alguns valores de materiais já conhecidos para tais parâmetros.

Tabela 5 – Valores típicos de comprimentos característicos de materiais porosos. Fonte: [Cox e D'antonio \(2009\)](#).

Material	$\Lambda[\mu\text{m}]$	$\Lambda'[\mu\text{m}]$
Espuma de melamina	160	290
Espuma metálica	20	-
Alumínio poroso	770	-
Borracha celular	9	15

5.2 Modelos analíticos de material poroso

Os modelos analíticos de material poroso evoluíram a partir do estudo simplificado da estrutura geométrica, por exemplo poros cilíndricos, em que o número de parâmetros acústicos macroscópicos é o principal aspecto para a representação do meio. A vantagem da modelagem analítica é a predição da característica do material poroso, comumente representado pelo coeficiente de absorção, o qual revela a identidade do material. Dessa forma, a análise de parâmetros é uma ferramenta importante, a fim de apontar quais características, definidas na [subseção 5.1.4](#), são fundamentais para a modelagem.

5.2.1 Modelo de Fluido Equivalente

Zwikker e Kosten (1949) desenvolveram o modelo de propagação sonora em materiais porosos de estrutura rígida, considerando poros retilíneos e a porosidade. Em estudos posteriores, Biot (1956) fundamentou a teoria para a propagação sonora em meios porosos, considerando um modelo com equações acopladas de vetores de deslocamentos, tanto para a fase fluida, quanto a sólida. Atalla et al. (1998) aprimoraram as equações com acoplamento entre deslocamento e pressão. A hipótese de uma estrutura rígida diante a propagação de um fluido é conveniente para as simplificações das equações. Sendo assim, o meio poroso é definido por um meio efetivo equivalente, em que a impedância característica e o número de onda são complexos. A [Equação 5.6](#) rege a propagação sonora unidirecional nesse fluido, também conhecida como Equação de Helmholtz:

$$\nabla^2 \tilde{p} + \omega^2 \frac{\tilde{\rho}_{ef}(\omega)}{\tilde{K}_{ef}(\omega)} \tilde{p} = 0. \quad (5.6)$$

em que $\tilde{\rho}_{ef}$ é a densidade efetiva e \tilde{K}_{ef} é o módulo de compressibilidade efetivo (ou *bulk modulus*) do meio poroso.

A impedância característica do meio poroso em termos da densidade efetiva e número de onda, [Equação 5.7](#) e [Equação 5.8](#), respectivamente,

$$\tilde{Z}_c(\omega) = (\tilde{\rho}_{ef}(\omega)\tilde{K}_{ef}(\omega))^{1/2}, \quad (5.7)$$

$$\tilde{k}_c(\omega) = \omega (\tilde{\rho}_{ef}(\omega)/\tilde{K}_{ef}(\omega))^{1/2}, \quad (5.8)$$

o termo $\tilde{\rho}_{ef}$ considera os efeitos de inércia e viscosos do fluido presentes no meio poroso. Já \tilde{K}_{ef} está relacionado às variações térmicas da interação entre fluido e estrutura do material. A partir do número de onda obtém-se a velocidade do som no meio poroso, através da [Equação 5.9](#),

$$\tilde{c}_m(\omega) = (\tilde{K}_{ef}(\omega)/\tilde{\rho}_{ef}(\omega))^{1/2}. \quad (5.9)$$

Um parâmetro muito importante em materiais porosos é a impedância de superfície². A [Equação 5.10](#) revela para um material apoiado sob uma estrutura rígida, situação encontrada em alguns problemas de Engenharia,

$$\tilde{Z}_s(\omega) = -i \frac{\tilde{Z}_c(\omega)}{\phi} \cot(\tilde{k}_c(\omega)L_m), \quad (5.10)$$

e o coeficiente de absorção por incidência normal é calculado pela [Equação 5.11](#),

$$\alpha(\omega) = 1 - \left| \frac{\tilde{Z}_s(\omega) - Z_o}{\tilde{Z}_s(\omega) + Z_o} \right|^2. \quad (5.11)$$

5.2.1.1 Modelo de Johnson-Champoux-Allard (JCA)

O modelo proposto por Johnson-Champoux-Allard ([JOHNSON et al., 1987](#); [CHAMPOUX; ALLARD, 1991](#)) considera cinco parâmetros macro-acústicos: ϕ , σ_{rf} , α_∞ , Λ e Λ' . Com base na literatura, este modelo possui boa aplicação e versatilidade. Na pesquisa em materiais granulares

² Todo o desenvolvimento e explicação do fenômeno físico está detalhado no livro de [Brandão \(2016\)](#).

multicamadas (aplicação em área militar), [Umnova et al. \(2004\)](#) utilizam esta abordagem para as validações analíticas. Já [Panneton e Olny \(2006\)](#) utilizam para modelagem de lã de rocha, enquanto [Bonfiglio e Pompoli \(2007\)](#) usam em materiais fibrosos naturais (*hemp*). [Doutres e Atalla \(2012\)](#) aplicam em espumas de poliuretano e [Horoshenkov \(2015\)](#) avalia em plantas naturais (*Geranium Zonale*).

A densidade efetiva e o módulo de compressibilidade efetivo (*bulk modulus*) são descritos pelas Equações 5.12 e 5.13, respectivamente,

$$\tilde{\rho}_{ef}(\omega) = \rho_o \alpha_\infty \left(1 + \frac{\phi \sigma_{rf}}{i\omega \rho_o \alpha_\infty} \left(1 + \frac{4\omega \rho_o \mu \alpha_\infty^2}{\sigma_{rf}^2 \phi^2 \Lambda^2} \right)^{1/2} \right), \quad (5.12)$$

$$\tilde{K}_{ef}(\omega) = \frac{\gamma P_0}{\gamma - (\gamma - 1) \left(1 + \frac{8\mu}{i\omega \rho_o \text{Pr} \Lambda^2} \left(1 + \frac{i\omega \rho_o \text{Pr} \Lambda'^2}{16\mu} \right)^{1/2} \right)^{-1}}, \quad (5.13)$$

em que μ é a viscosidade dinâmica do fluido e Pr é o número de Prandtl. A determinação do comprimento característico, viscoso ou térmico, é realizada pelas Equações 5.14 e 5.15, respectivamente,

$$\Lambda = b \left(\frac{8\alpha_\infty \mu}{\sigma_{rf} \phi} \right)^{1/2} \quad 0, 25 \leq b \leq 1, \quad (5.14)$$

$$\Lambda' = b' \left(\frac{8\alpha_\infty \mu}{\sigma_{rf} \phi} \right)^{1/2} \quad b \leq b' \leq 3, \quad (5.15)$$

onde b e b' são constantes dependentes da geometria do poro, diretamente relacionadas à dissipação viscosa e térmica, respectivamente.

5.2.1.2 Modelo de Johnson-Champoux-Allard-Lafarge (JCAL)

[Lafarge et al. \(1997\)](#) incorporou um parâmetro adicional no modelo JCA, que é a permeabilidade estática, a qual está relacionada com a dissipação térmica, principalmente em baixas frequências. Este autor contribuiu com os efeitos térmicos no estudo iniciado por [Johnson](#)

et al. (1987). Os termos de densidade e compressibilidade são definidos pelas Equação 5.16 e Equação 5.17 (ALLARD; ATALLA, 2009; CHAMPOUX; ALLARD, 1991), respectivamente,

$$\tilde{\rho}_{ef}(\omega) = \rho_o \alpha_\infty \left(1 + \frac{\phi \mu}{i \omega \rho_o \alpha_\infty q_o} \left(1 + \frac{4 \omega \rho_o q_o^2 \alpha_\infty^2}{\mu \phi^2 \Lambda^2} \right)^{1/2} \right), \quad (5.16)$$

$$\tilde{K}_{ef}(\omega) = \frac{\gamma P_0}{\gamma - (\gamma - 1) \left(1 + \frac{\phi \mu}{i \omega \rho_o P r q'_o} \left(1 + \frac{i 4 \omega \rho_o P r q_o^2}{\mu \phi^2 \Lambda'^2} \right)^{1/2} \right)^{-1}}. \quad (5.17)$$

Nos modelos JCA e JCAL, os parâmetros principais os quais diferem as expressões, para o caso da densidade efetiva, são: a resistividade ao fluxo (σ_{rf}) e a permeabilidade estática viscosa (q_o), respectivamente. Enquanto, no módulo de compressibilidade efetivo, o comprimento viscoso térmico (Λ') é utilizado ao invés da permeabilidade térmica (q'_o). Vale destacar que existem correlações analíticas as quais simplificam tais parâmetros.

Lynch e Cherry (1996) definem a permeabilidade como um parâmetro que indica a capacidade do ar atravessar (ou permear) pelos poros de um material poroso.

A permeabilidade viscosa a rigor deveria ser chamada de permeabilidade visco-inercial (ALLARD; ATALLA, 2009). Johnson et al. (1987) definem a permeabilidade viscosa dinâmica, a qual é um parâmetro complexo que relaciona gradiente de pressão e a velocidade de partícula em um meio poroso isotrópico, como mostra a Equação 5.18,

$$\begin{aligned} -q(\omega) \nabla p &= \mu \phi \langle v \rangle \\ q(\omega) &= \frac{\mu \phi}{i \omega \tilde{\rho}_{ef}(\omega)}, \end{aligned} \quad (5.18)$$

em que $\langle v \rangle$ representa a média do domínio do fluido de um elemento de volume. Tal equação aproxima-se em baixa frequência para o parâmetro permeabilidade estática viscosa (q_o), conforme a Equação 5.19.

Dessa forma, está diretamente associado à microgeometria do material poroso.

$$q_o = \lim_{\omega \rightarrow 0} [q(\omega)] \simeq \frac{\mu}{\sigma_{rf}}. \quad (5.19)$$

A permeabilidade térmica dinâmica é inserida no modelo de fluido equivalente por Lafarge (1993), devido às trocas térmicas entre fluido e estrutura do material poroso. A Equação 5.20 mostra a relação proposta,

$$q'(\omega)i\omega p = \phi k_f \langle \tilde{T} \rangle. \quad (5.20)$$

sendo $\langle \tilde{T} \rangle$ a temperatura acústica média espacial e k_f a condutividade térmica. A unidade de permeabilidade térmica no SI é m^2 . Torquato (1990) mostra que para frequência tendendo a zero, obtém-se $q'_o \geq q_o$.

Henry e Allard (1997) verificaram em seus estudos analíticos e experimentais uma relação satisfatória entre as permeabilidades e os comprimentos característicos, ou seja, q'_o/q_o e Λ'/Λ possuem mesma ordem de grandeza entre 1,5 e 4. Para materiais granulares essa relação varia entre 1,5 e 3.

Allard et al. (1998) estabelecem sobre a propagação sonora do fluido ar saturado em meios porosos, a relação diretamente proporcional da permeabilidade térmica com a viscosa, através da tortuosidade, $q'_o = \alpha_\infty q_o$, desde que o material seja do tipo granular.

5.3 Análise comparativa de modelos analíticos

A seção 5.2 apresenta conceitos básicos e os modelos analíticos mais utilizados para representação de materiais de estrutura rígida. A versatilidade, principalmente o modelo JCA, é uma das principais características de representação de um meio poroso por fluido equivalente. Uma análise comparativa dos modelos é realizada com intuito de verificar as limitações dos modelos propostos.

Um estudo de caso foi realizado com os seguintes parâmetros macro-acústicos de um material poroso de fibra natural (BONFIGLIO; POMPOLI, 2007): $\sigma_{r,f}=9,56.10^3$ Pa.s/m², $\phi=0,99$, $\alpha_\infty=1,05$, $\Lambda=60$ μm , $\Lambda'=170$ μm , $q_o=19,24.10^{-10}$ m² e $q'_o=20,20.10^{-10}$ m² e $L_m=20$ mm. O fluido é o ar atmosférico (20 °C), cujas propriedades são listadas na Tabela 1. A faixa de frequência arbitrada para esta abordagem analítica é de 0 a 6400 Hz.

5.3.1 Densidade efetiva

A densidade efetiva, representada pela tortuosidade dinâmica, $\tilde{\rho}_{ef}(\omega)/\rho_o$, é o primeiro parâmetro de análise. A Figura 37 apresenta a comparação, em que a parte real apresenta baixa variação de amplitude. O contrário acontece com a parte imaginária, principalmente em baixas frequências. Vale ressaltar que as expressões dos dois modelos analíticos, JCA e JCAL, são praticamente idênticas.

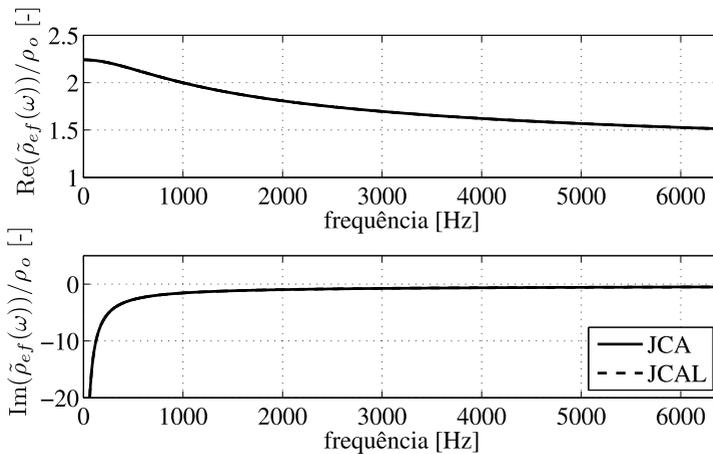


Figura 37 – Tortuosidade dinâmica: modelos JCA e JCAL.

5.3.2 Módulo de compressibilidade efetivo

O módulo de compressibilidade efetivo, o qual considera a dissipação térmica, é mostrado para os modelos de fluido equivalente na [Figura 38](#). [Allard e Atalla \(2009\)](#) verificam em estudos em materiais porosos que para as baixas frequências (condição isotérmica), a parte real deste parâmetro é tende a P_0 , sendo igual a γP_0 em altas frequências (condição adiabática). Além disso, nota-se que dispersão entre as curvas está relacionada ao termo da permeabilidade térmica, pois o aspecto delas é semelhante.

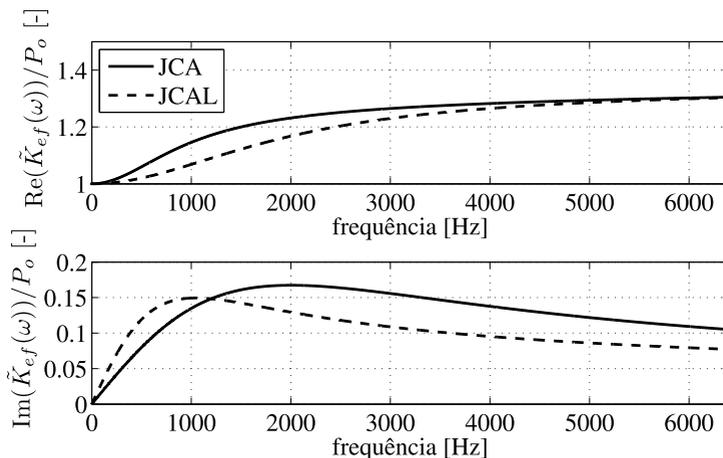


Figura 38 – Módulo de compressibilidade: modelos JCA e JCAL.

5.3.3 Número de onda complexo

O número de onda complexo é visto na [Figura 39](#), sendo que a parte real é linear, dada pela razão ω/c_0 , relacionada à propagação sonora, enquanto que a parte imaginária significa a atenuação devido a dissipação no meio (fase fluida do material poroso). Os resultados reve-

lam similaridade das curvas e nesse aspecto ambos modelos apresentam boa concordância.

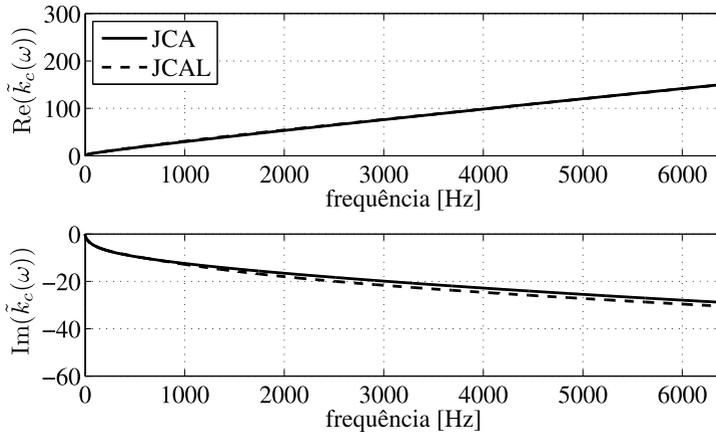


Figura 39 – Número de onda complexo: modelos JCA e JCAL.

5.3.4 Velocidade do som complexa

A Figura 40 mostra a velocidade do som, calculada pelos termos $\tilde{\rho}_{ef}(\omega)$ e $\tilde{K}_{ef}(\omega)$, sendo que a parte real equivale à velocidade de fase no interior do meio poroso, enquanto que a parte imaginária está relacionada à dissipação da energia acústica. Nas altas frequências, $\text{Re}(c(\omega))$ tende à c_o (ALLARD; ATALLA, 2009).

5.3.5 Impedância de superfície e absorção sonora

A Figura 41 (a) mostra a impedância de superfície (apoiado sob superfície rígida), em que a parte real, resistiva, relacionada à

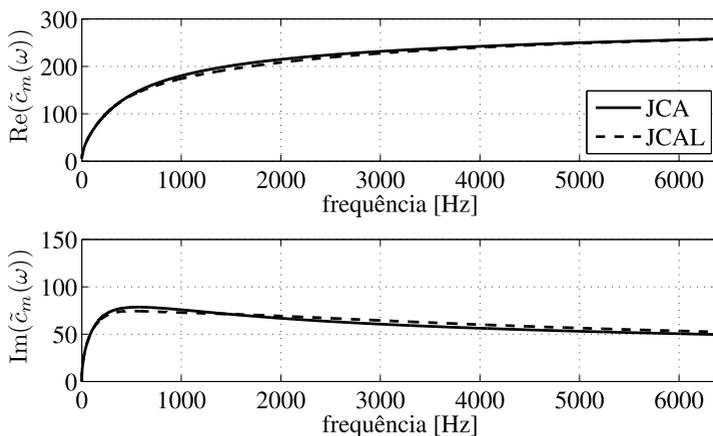


Figura 40 – Velocidade do som: modelos JCA e JCAL.

dissipação e a parte imaginária, reativa, a qual apresenta os efeitos de inércia e rigidez. Já na [Figura 41](#) (b) tem-se o coeficiente de absorção por incidência normal da amostra avaliada para os modelos de fluido equivalente. Nesse contexto, a boa correlação entre os modelos deve-se ao número de parâmetros macro-acústicos. Uma baixa dispersão existe de 0 a 800 Hz na parte real da impedância de superfície e uma pequena variação entre as curvas de absorção sonora.

Após essa análise prévia dos modelos apresentados de fluido equivalente, verifica-se que modelo JCA é representativo para as avaliações realizadas com as propriedades macro-acústicas denominadas pela literatura. Neste contexto, a abordagem analítica de um meio poroso com cinco parâmetros macro-acústicos se mostra suficiente. Assim, nas etapas sucessivas da tese, este modelo é adotado para as análises das amostras de material metálico.

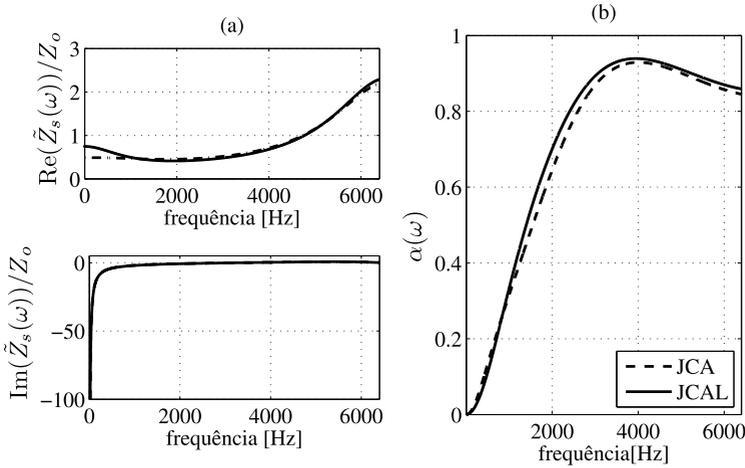


Figura 41 – Impedância de superfície e coeficiente de absorção: modelos JCA e JCAL.

5.4 Análise de influência de parâmetros macro-acústicos

Os efeitos de influência dos parâmetros macro-acústicos no modelo JCA podem evidenciar a importância de cada um deles. A resistividade ao fluxo é o principal parâmetro de um material poroso. Assim, é feita uma análise de influência com as características do seguinte material hipotético: $\phi=0,6$, $\alpha_\infty=1,5$, $\Lambda=68 \mu\text{m}$, $\Lambda'=98 \mu\text{m}$ e $L_m=10 \text{ mm}$, sendo o fluido ar atmosférico a $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

A Figura 42 mostra que a parte real da densidade efetiva é mais suscetível à variação da resistividade ao fluxo. Para materiais de alta resistividade, a densidade efetiva diminui, pois matematicamente na expressão da $\tilde{\rho}_{ef}$, a resistividade ao fluxo é no denominador e quadrática (Equação 5.12). Nota-se que o comportamento assintótico deixa de existir, ao contrário do que ocorre para resistividade ao fluxo da ordem de $10^4 \text{ Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ (materiais fibrosos e espumas).

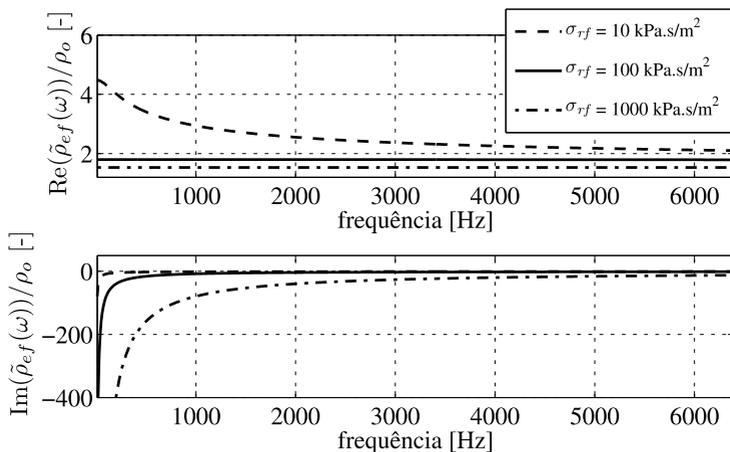


Figura 42 – Densidade efetiva: influência da resistividade ao fluxo.

No caso da impedância de superfície, o aumento da resistividade torna o material mais fechado (baixa porosidade), proporcionando maior amplitude da parte real (inércia do material). Nota-se para alta resistividade ao fluxo, a tendência da parte real é ter um comportamento linear com o aumento da frequência. A [Figura 43](#) revela tal efeito de influência.

Já na curvas de absorção sonora é mais perceptível compreender como o material se comporta perante à impedância de superfície. Um aumento da resistividade diminui a absorção sonora (a partir de 2 kHz), pois a parte real da impedância apresenta grandes amplitudes. Nota-se, a ocorrência de um ponto de máxima absorção para as resistividades de 10 kPa.s/m^2 e 100 kPa.s/m^2 . Isto revela que em uma dada frequência o meio poroso aloja $1/4\lambda$ em relação à sua espessura. A [Figura 44](#) informa a característica do coeficiente de absorção sonora para a influência do parâmetro macro-acústico da resistividade ao fluxo.

Logo, o modelo analítico JCA apresenta limitações quando a

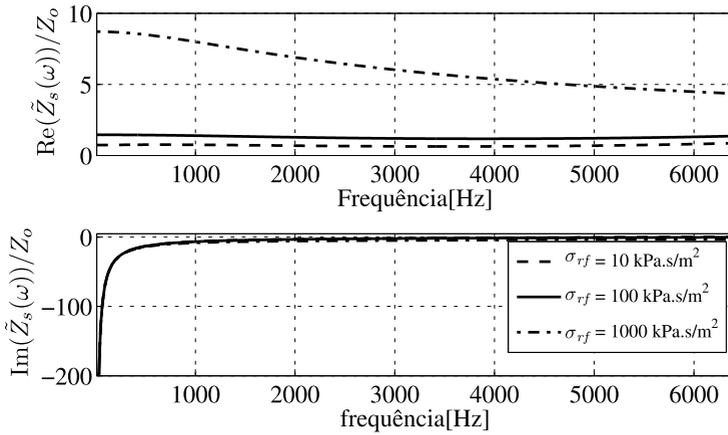


Figura 43 – Impedância de superfície: influência da resistividade ao fluxo.

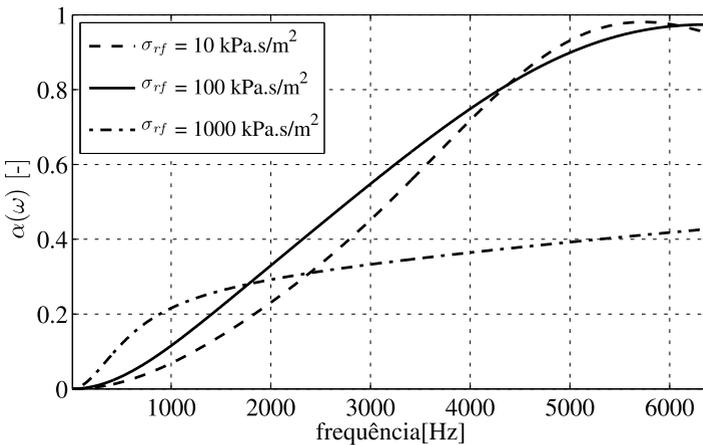


Figura 44 – Coeficiente de absorção: influência da resistividade ao fluxo.

resistividade ao fluxo é da ordem de 10^6 Pa.s/m^2 , sendo perceptível principalmente na impedância de superfície. Uma análise comparativa

entre a análise experimental e analítica é realizada na [subseção 5.8.3](#), revela a diferença de comportamento de tal parâmetro acústico do meio poroso avaliado.

5.5 Contribuição da dissipação viscosa e térmica

A contribuição do tipo de dissipação pode ser avaliado pela formulação do módulo de compressibilidade ser constante, ou seja $\tilde{K}_{ef} = \gamma P_0$, para o caso viscoso. Já para o caso da dissipação térmica verifica-se a densidade efetiva ser a densidade do fluido, $\tilde{\rho}_{ef} = \rho_o$.

[Perrot \(2006\)](#) em seu estudo do comportamento acústico de microestrutura de materiais de polietileno, conclui que a parcela viscosa contribui com a maior parte da dissipação de energia, cerca de 70 %, enquanto o restante está relacionado às perdas térmicas. Este autor ainda explica a dissipação de energia, devido ao mecanismo do movimento relativo do fluido na parte interna do material (fase sólida), apesar da estrutura ser do tipo rígida.

[Mareze \(2013\)](#) avalia as contribuições viscosa e térmica de um material fictício de resistividade ao fluxo da ordem de 10^4 Pa.s/m². Nessa análise, comprova-se que o efeito viscoso é superior, sendo perceptível na impedância de superfície e coeficiente de absorção. Entretanto, no estudo de um material de alta resistividade ao fluxo, nota-se um efeito maior, principalmente em baixas frequências. A provável explicação está na característica microestrutural, a qual apresenta tamanhos de poro da ordem de μm , restringindo ao fluxo de ar. A [Figura 45](#) mostra as contribuições viscosa e térmica, para um material de alta resistividade ao fluxo, isto é, 10^6 Pa.s/m².

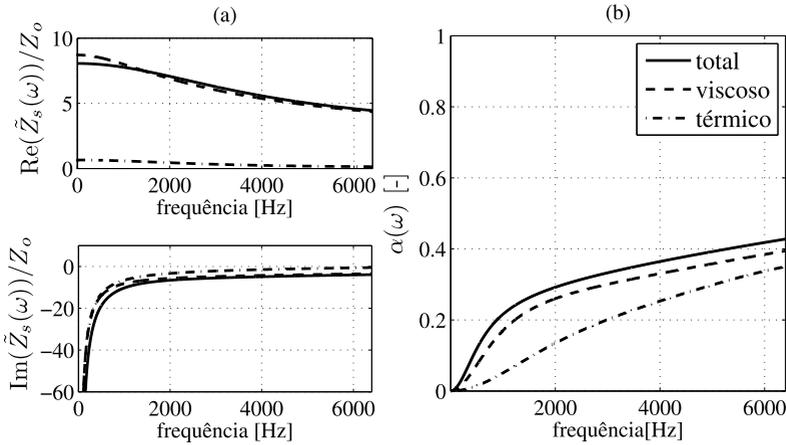


Figura 45 – Impedância de superfície e coeficiente de absorção: contribuições viscosa e térmica.

5.6 Procedimento de caracterização inversa

5.6.1 Definição

Um dos métodos de determinação das propriedades macroacústicas de um material poroso, é através do uso de procedimentos experimentais. Porém, nem sempre recursos são disponíveis em um laboratório de pesquisa. Uma das maneiras de baixo custo consiste em utilizar um tubo de impedância (ver subseção 5.7.1), o qual permite obter a impedância de superfície por incidência normal e o coeficiente de absorção da amostra de estudo. As propriedades desse meio poroso podem ser determinadas através do uso da impedância (experimental) e com um modelo analítico, obter as propriedades: σ_{rf} , ϕ , α_∞ , Λ e Λ' usando algoritmo de otimização. Este, muitas vezes, é do tipo evolutivo, como no caso do *GA* e *DE*¹. Uma função objetivo é definida para o

¹ Sigla dos algoritmos *Genetic Algorithm* e *Differential Evolution*, respectivamente.

problema de acordo com a [Equação 5.21](#):

$$F_{ob} = \sum_{i=1}^{Nf} (\tilde{Z}_s^a - \tilde{Z}_s^e)^2, \quad (5.21)$$

sendo, \tilde{Z}_s^a a impedância analítica, \tilde{Z}_s^e a impedância experimental, Nf o número total de frequências do vetor impedância. Por fim, deseja-se a minimização dessa expressão. Tal procedimento é conhecido como caracterização inversa ou método inverso. Os trabalhos de pesquisa desenvolvidos por [Tranvan et al. \(2001\)](#), [Atalla e Panneton \(2005\)](#), [Mareze \(2013\)](#), [Cavalheiro \(2015\)](#), [Zieliński \(2015\)](#), [Kulakauskas \(2016\)](#), [Liu \(2016\)](#), tem-se esse processo citado, sendo muito utilizado para diversos tipos de materiais porosos.

Uma análise é realizada para uma amostra do material metálico desta pesquisa, sendo a porosidade da amostra é 0,50. A [Figura 46](#) mostra a comparação dos resultados dos procedimentos Direto e Inverso. A [Tabela 6](#) informa os parâmetros macro-acústicos do método Inverso.

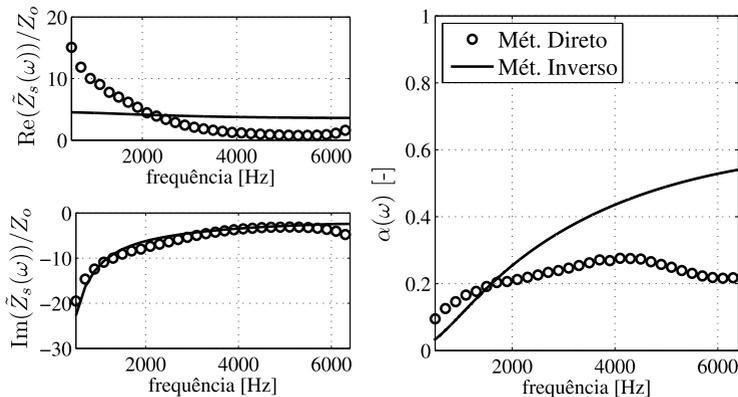


Figura 46 – Impedância de superfície e coeficiente de absorção: mét. Direto e Inverso.

Tabela 6 – Parâmetros macro-acústicos: método Direto e Inverso.

σ_{rf} [Pa.s/m ²]	ϕ [-]	α_∞ [-]	Λ [μ m]	Λ' [μ m]
6,56E5	0,54	2,00	99,00	100,00

Nota-se que a parte real da impedância de superfície do modelo analítico não apresenta o mesmo aspecto da curva experimental. Já as curvas de absorção sonora também possuem comportamentos completamente divergentes. Como no algoritmo, a minimização depende de ambas parcelas da impedância de superfície, o modelo não consegue convergir diante uma grande diferença de amplitude entre o dado experimental e analítico. Assim, os parâmetros macro-acústicos não correspondem de fato ao material da caracterização.

Como nos modelos analíticos de alta resistividade notou-se uma limitação da representação da parte real da impedância de superfície e, conseqüentemente, no coeficiente de absorção, a alternativa encontrada nesta pesquisa foi utilizar outro parâmetro do material, nesse caso a perda de transmissão. Um modelo baseado em ondas planas e o MMT permite os cálculos analíticos, enquanto que em uma bancada, procedimento similar ao de avaliação de filtros acústicos, obtém-se os resultados experimentais. Dessa forma, faz-se a minimização entre a TL analítica e experimental, como mostra a [Equação 5.22](#),

$$F_{ob} = \sum_{i=1}^{Nf} |TL^a - TL^e|^2. \quad (5.22)$$

5.6.2 Modelo analítico de perda de transmissão de meios porosos

[Allard e Atalla \(2009\)](#) demonstram todo o desenvolvimento das equações envolvendo o MMT em painéis duplos com materiais multicamadas. As hipóteses são: (i) materiais homogêneos e isotrópicos, (ii) incidência normal de ondas planas e (iii) meios porosos são lateralmente

infinitos. A metodologia proposta consiste em considerar somente a modelagem do material poroso, em que este é considerado como fluido equivalente, através do modelo JCA. Basicamente, a velocidade de partícula e pressão sonora são calculadas em função da posição, permitindo a montagem dos termos da matriz de transferência. A [Figura 47](#) mostra as características do meio poroso para o método proposto.

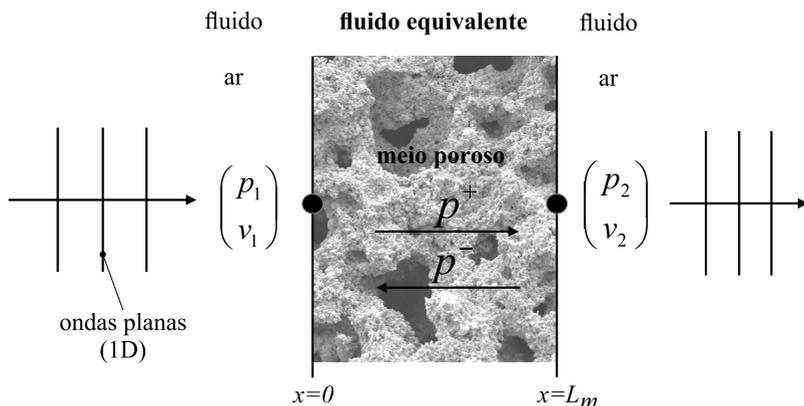


Figura 47 – Modelagem do meio poroso com uso da MMT. Fonte: Adaptado de [Atalla \(2014\)](#).

Para o meio fluido tem-se, a matriz de transferência representada pela [Equação 5.23](#), sendo L_f a espessura da camada de fluido,

$$\mathbf{T}^f = \begin{bmatrix} \cos(kL_f) & i\frac{\omega\rho_o}{k}\text{sen}(kL_f) \\ i\frac{k}{\omega\rho_o}\text{sen}(kL_f) & \cos(kL_f) \end{bmatrix}. \quad (5.23)$$

Já no caso do meio poroso, os parâmetros número de onda e densidade são complexos, como mostra [Equação 5.24](#),

$$\mathbf{T}^{mp} = \begin{bmatrix} \cos(\tilde{k}_c L_m) & i\frac{\omega\tilde{\rho}_{ef}}{\tilde{k}_c}\text{sen}(\tilde{k}_c L_m) \\ i\frac{\tilde{k}_c}{\omega\tilde{\rho}_{ef}}\text{sen}(\tilde{k}_c L_m) & \cos(\tilde{k}_c L_m) \end{bmatrix}. \quad (5.24)$$

Após um algebrismo árduo², a expressão para perda de transmissão de um meio poroso, se encontra sob fluidos idênticos, neste caso ar atmosférico, tem-se a [Equação 5.25](#),

$$TL = -10\log(|T_m^2|), \quad (5.25)$$

em que T_m é o coeficiente de transmissão do material.

No estudo desenvolvido em materiais porosos por [Doutres et al. \(2010\)](#), tem-se na TL de amostras fibrosas, modelagem analítica por estrutura rígida, cujas propriedades estão listadas na [Tabela 7](#). Uma diferença de 34% na resistividade ao fluxo, proporciona um ganho de aproximadamente 3 dB no espectro da TL , como mostra a [Figura 48](#).

Tabela 7 – Parâmetros macro-acústicos de materiais porosos. Fonte: [Doutres et al. \(2010\)](#).

material	σ_{rf} [Pa.s/m ²]	ϕ [-]	α_∞ [-]	Λ [μ m]	Λ' [μ m]
A	10800	0,98	1,04	129,00	198,00
C	14557	0,99	1,02	61,80	110,40

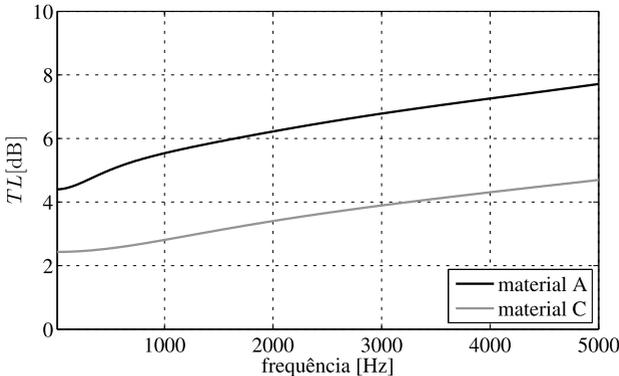


Figura 48 – TL por incidência normal de materiais acústicos.

² O desenvolvimento completo pode ser visto na referência [Allard e Atalla \(2009\)](#).

5.7 Determinação experimental de parâmetros acústicos

A obtenção das características macroscópicas de um material poroso, geralmente utiliza procedimentos experimentais normatizados ou não. Neste item é realizada uma abordagem sobre as características principais de materiais acústicos, visando utilizá-las em modelos analíticos e numéricos. A Literatura denomina de Método Direto, este procedimento para determinação das características macro-acústicas dos materiais porosos.

5.7.1 Coeficiente de absorção

Para esse tipo de parâmetro do material, considera-se a incidência sonora normal à superfície da amostra. O método mais utilizado e de baixo custo é a utilização de um tubo de impedância. Neste procedimento, uma excitação do tipo ruído branco é utilizada na fonte sonora (alto-falante), sendo geradas ondas planas no interior do tubo e microfones capturam pressão sonora. Assim, são medidas funções de transferência. A Norma [ISO10534-2 \(1998\)](#) descreve os procedimentos técnicos e as equações para a obtenção do coeficiente de absorção e impedância de superfície por incidência normal.

Na [Figura 49](#) tem-se o esquema da cadeia de sinais e a instrumentação utilizada. Já na [Figura 50](#) tem-se a imagem do tubo de impedância com os microfones devidamente posicionados para as medições. No [Apêndice B](#), tem-se todos os detalhes técnicos da bancada e a instrumentação utilizada para avaliação das amostras porosas.

Nesse procedimento, o cálculo da impedância de superfície depende do coeficiente de reflexão, que por sua vez está vinculado à função transferência obtida na medição. A [Equação 5.26](#) mostra o

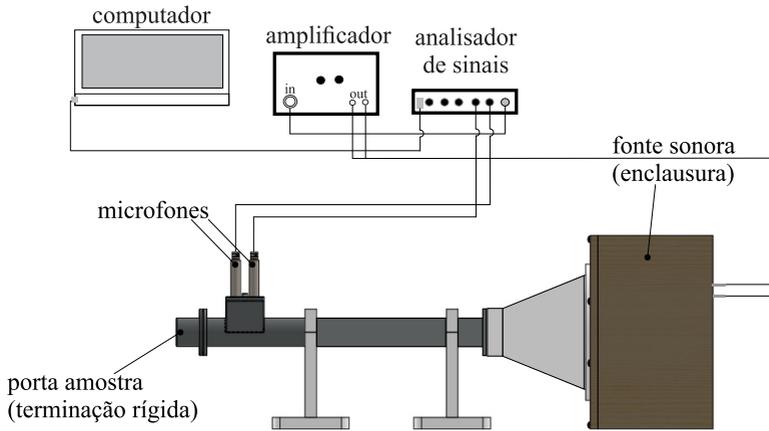


Figura 49 – Esquema da cadeia de sinais e tubo de impedância.

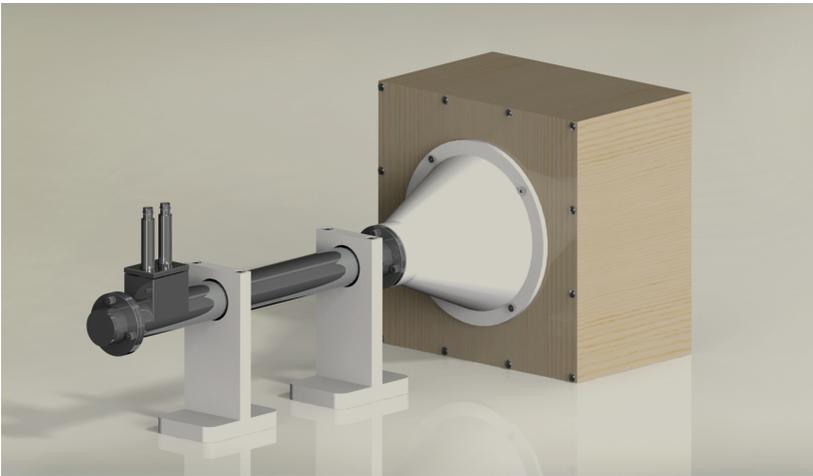


Figura 50 – Vista do tubo de impedância em perspectiva.

coeficiente de reflexão,

$$r = \frac{H_{12} - e^{-ikx_m}}{e^{ikx_{mic}} - H_{12}} e^{i2kx_m}, \quad (5.26)$$

sendo x_{mic} a distância entre os microfones, x_m a distância perpendicular entre o microfone mais afastado e a superfície do material, e H_{12} é a razão entre a pressão do microfone 2 e a pressão do microfone 1, dada pela [Equação 5.27](#),

$$H_{12} = \left[\frac{P(f)_2}{P(f)_1} \right]^{1/2}, \quad (5.27)$$

sendo $P(f)$ sinais de pressão em *rms* por microfone. Para a correção de amplitude e a fase dos microfones é indicado, através da inversão de posição deles, obter H_{21} , que é utilizada pela [Equação 5.28](#) para corrigir o termo H_{12} da [Equação 5.26](#),

$$H = \frac{H_{12}^{1/2}}{H_{21}^{1/2}}. \quad (5.28)$$

A impedância de superfície por incidência normal é calculada pela [Equação 5.29](#):

$$\tilde{Z}_s = Z_o \left(\frac{1+r}{1-r} \right), \quad (5.29)$$

e finalmente, o coeficiente de absorção sonora do material dado pela [Equação 5.30](#),

$$\alpha = 1 - |r|^2. \quad (5.30)$$

Além disso, tal norma também indica o cálculo do coeficiente de absorção sonora por incidência de campo difuso. Este parâmetro é válido quando o material é localmente reativo, isto é, não ocorre propagação sonora no interior do material paralela à superfície do mesmo. A expressão de tal parâmetro é em função da impedância de superfície por incidência normal, dada pela [Equação 5.31](#):

$$\alpha_{st} = 8 \frac{z'}{z'^2 + z''^2} \left[1 - \frac{z'}{z'^2 + z''^2} \ln(1 + 2z' + z'^2 + z''^2) + \frac{1}{z''} \frac{z'^2 - z''^2}{z'^2 + z''^2} \arctan \frac{z''}{1 + z'} \right] \quad (5.31)$$

em que $z' = \text{Re}(\tilde{Z}_s)$ e $z'' = \text{Im}(\tilde{Z}_s)$. No estudo de [Santos \(2015\)](#) em materiais fibrosos naturais de aveia, foram realizados testes experimentais

com os dois tipos de coeficiente de absorção sonora. Resultados revelam uma diferença de amplitude para 0,1 em algumas regiões do espectro (50 Hz a 2 kHz). Nesta tese, descartou-se a possibilidade de obter esse coeficiente, devido ao material metálico de estudo ser do tipo granular.

5.7.2 Resistividade ao fluxo

Duas normas internacionais referentes à caracterização da resistividade ao fluxo de materiais acústicos costumam ser utilizadas: [ISO9053 \(1991\)](#) e [ASTMC522-03 \(2010\)](#). A primeira refere-se ao método oscilatório e contínuo, enquanto que a segunda somente ao método contínuo.

5.7.2.1 Método Oscilatório

Um sistema alternativo gera a compressão e rarefação (baixa frequência) do ar atmosférico, em que o pistão é equivalente a uma fonte de velocidade de volume. Tal sistema é fechado, tendo abertura somente na região de posicionamento da amostra. Assim, é possível relacionar a velocidade de volume do pistão à vazão volumétrica, que passa através da amostra testada. A [Figura 51](#) representa o esquema para a bancada por esse método.

De acordo com a [ISO9053 \(1991\)](#), a velocidade em valor *rms* através da amostra, é dada pela [Equação 5.32](#),

$$u_{rms} = \frac{2\pi f_{osc} l_p S_p}{2\sqrt{2}S}, \quad (5.32)$$

sendo S_p a área da seção transversal do pistão, S a área da seção transversal da amostra e l_p o deslocamento pico a pico do pistão de acordo com a frequência de oscilação f_{osc} . É recomendado que a velocidade *rms* varie entre 0,5 e 4 mm/s.

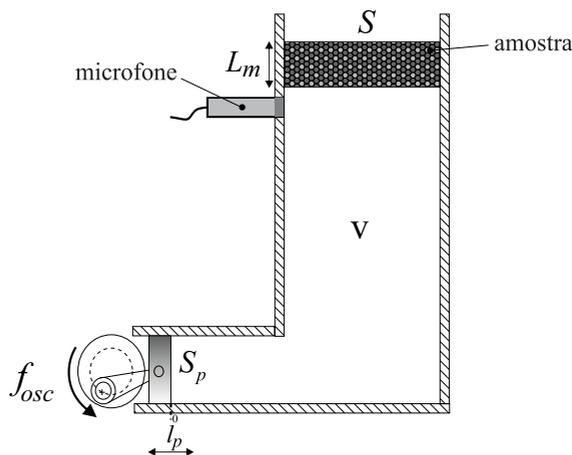


Figura 51 – Mecanismo para a obtenção da resistividade ao fluxo.

A resistividade ao fluxo é dada pela [Equação 5.33](#) (MAREZE, 2013),

$$\sigma_{rf} = \frac{S p_o 10^{\text{NPS}/20}}{2\pi L_m f_{osc} \frac{S_p l_p}{2\sqrt{2}} \sqrt{1 - \left[\frac{v p_o 10^{\text{NPS}/20}}{P_0 \gamma \frac{S_p h}{2\sqrt{2}}} \right]}}, \quad (5.33)$$

em que p_o é o limiar da audição humana ($20 \mu\text{Pa}$), P_0 é a pressão absoluta do fluido, NPS é o nível de pressão sonora medido pelo microfone e v o volume da câmara.

A [Figura 52](#) mostra a cadeia de sinais envolvida para a bancada desenvolvida para análise das amostras metálicas. Além disso, a [Figura 53](#) mostra em perspectiva a montagem dos instrumentos na bancada. Detalhes técnicos e instrumentações utilizadas podem ser vistos no [Apêndice C](#).

Usualmente, em medições em Acústica e Vibrações, transdutores tipo acelerômetros e microfones, apresentam frequência inicial de aferição a partir de 20 Hz (região de resposta plana), assim, foi utilizado

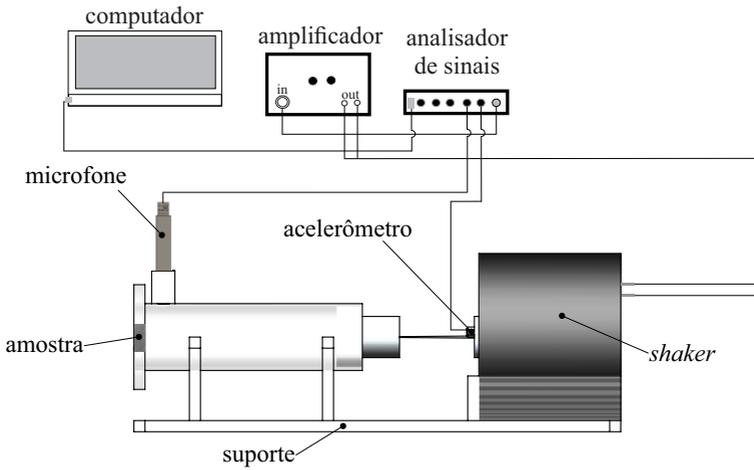


Figura 52 – Cadeia de sinais da bancada: método oscilatório.

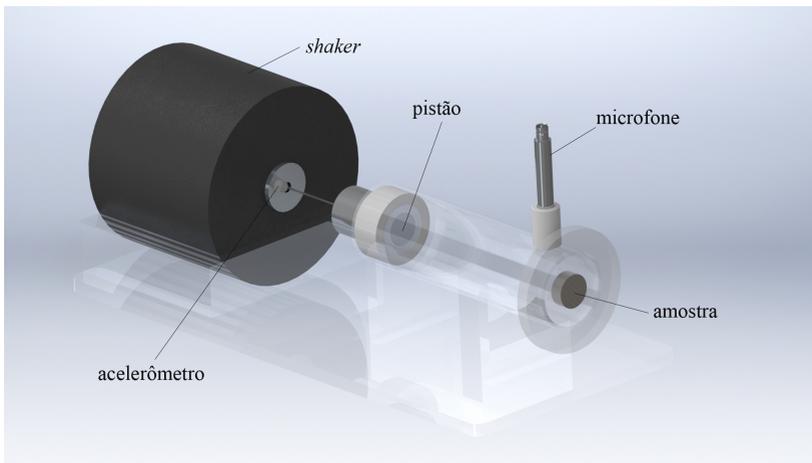


Figura 53 – Bancada para determinação da resistividade ao fluxo: método oscilatório.

um tom puro de 22 Hz, como a frequência de oscilação do pistão. [Mareze \(2013\)](#) avalia o comportamento da resistividade ao fluxo em função da frequência de excitação, sendo demonstrado na prática que tal frequência é suficiente para ser utilizada nesse procedimento experimental. A norma [ISO9053 \(1991\)](#) recomenda a frequência oscilação do pistão de 2 Hz, porém é inviável utilizá-la devido a limitação dos transdutores.

Uma das dificuldades desse tipo de bancada está no alinhamento do pistão com o *shaker*, pois no processo de fabricação com acrílico pode resultar em pequenas variações de posição real das peças, o que influencia diretamente nos sinais de aceleração e pressão sonora. Além disso, a inércia do pistão deve ser mínima o suficiente para não travar o movimento, já que a ordem de grandeza da amplitude do deslocamento pico-a-pico é μm . A [Figura 54](#) mostra os sinais no tempo de uma medição realizada, sendo evidente que eles estão de acordo com a excitação gerada (tom puro).

5.7.2.2 Método Contínuo

Esse procedimento técnico utiliza um fluxo de ar, o qual atravessa a amostra de material poroso de forma contínua. A bancada necessita do uso de equipamentos, como medidores de pressão e vazão (fluxímetro). Foram utilizados dois transdutores de pressão estática, a fim de substituir um diferencial de pressão (alto custo), para obter a diferença de pressão (ΔP). As recomendações da [ASTMC522-03 \(2010\)](#) estão listadas abaixo pelas Equações 5.34:

$$\begin{aligned} 0,5 &\leq u \leq 50 & [\text{mm/s}] \\ 0,1 &\leq \Delta P \leq 250 & [\text{Pa}] \\ 100 &\leq \sigma_{rfe} \leq 10000 & [\text{Pa.s/m}]. \end{aligned} \tag{5.34}$$

Um procedimento de regressão linear (recomendação da Norma

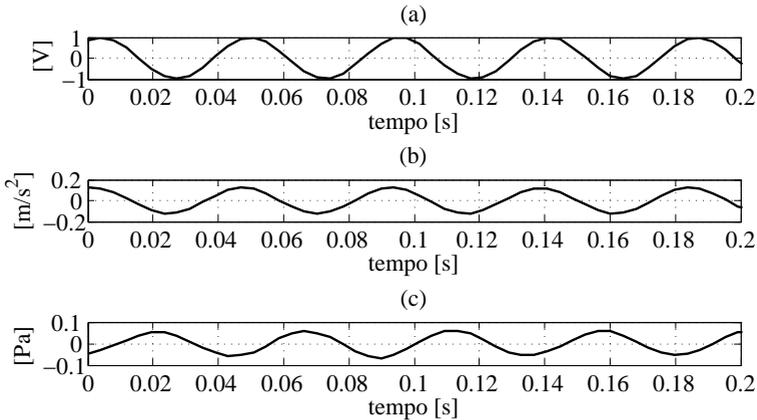


Figura 54 – Sinais experimentais no domínio do tempo pelo método oscilatório: (a) excitação: tom puro de 22 Hz, (b) aceleração e (c) pressão sonora.

ISO9053 (1991)) da resistência ao fluxo em função da velocidade, para situações em que não for possível medir no limiar inferior de velocidade, ou seja, 0,5 mm/s. Além disso, nos ensaios inter laboratoriais realizados por Garai e Pompoli (2003), sugerem adendos para tal procedimento, como o coeficiente de correlação (R^2) da curva obtida ser considerado um critério de qualidade, o qual deve ser no mínimo 0,95.

A Figura 55 revela a cadeia de sinais da bancada com a instrumentação e acessórios. Um sistema de aquisição (conversor analógico-digital), neste caso foi utilizado um equipamento *National Instruments*⁶, é necessário para a leitura dos sinais de tensão ou corrente dos transdutores.

O fornecimento de ar para a bancada é feito por um compressor de ar, sendo necessário um filtro secador, cuja finalidade é retirar as

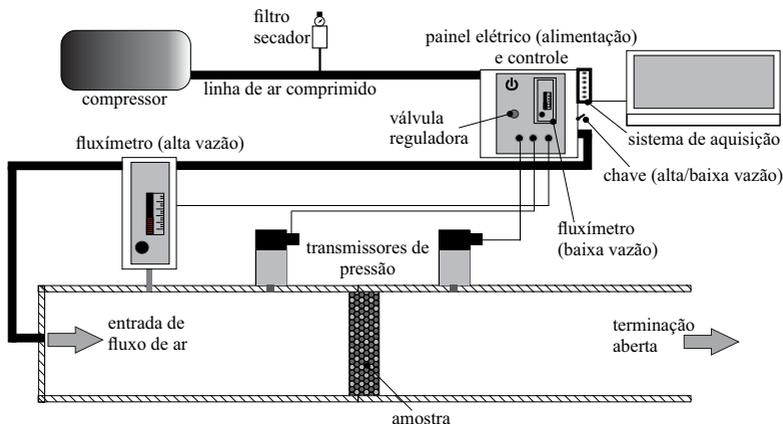


Figura 55 – Esquema da bancada pelo método de fluxo contínuo.

impurezas (óleo, água, sujeira, etc.) trazidas da linha de ar comprimido.

A leitura dos sinais de pressão e vazão são feitas por medidas instantâneas, sendo arquivadas pela rotina criada no *software Lab View* versão 2015. O procedimento adotado é através da regressão linear, em que as medições de resistividade ao fluxo são realizadas para diferentes velocidades. A [Figura 56](#) mostra um exemplo de tal procedimento. Para maiores esclarecimentos técnicos verificar [Apêndice C](#). A [Figura 57](#) mostra a região da bancada para a fixação da amostra.

Na pesquisa desenvolvida por [Pompoli et al. \(2017\)](#), sete laboratórios internacionais de Acústica participaram da caracterização de três materiais, espuma reticulada (celular), rocha compactada e borracha porosa (granular). A ideia do estudo inter-laboratorial foi verificar a dispersão das propriedades macro-acústicas, impedância de superfície, coeficiente de absorção e número de onda. Especificamente para o material granular de borracha, cuja resistividade ao fluxo é da ordem de 10^6 Pa.s/m², a dispersão dos resultados foi de 37%. Os autores

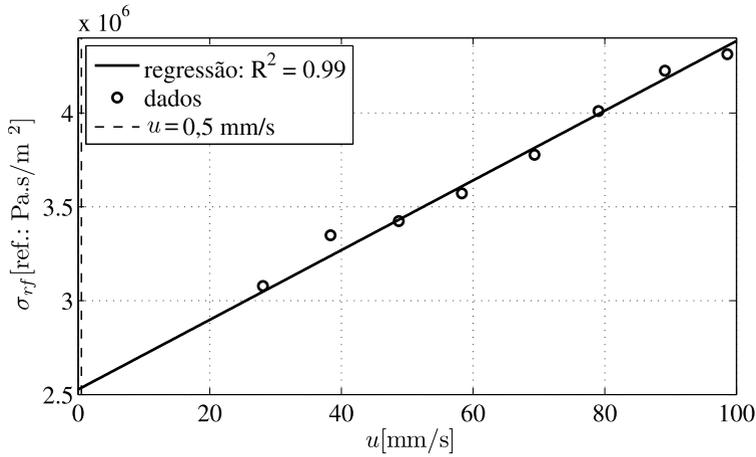


Figura 56 – Exemplo de regressão linear para obtenção da resistividade ao fluxo.

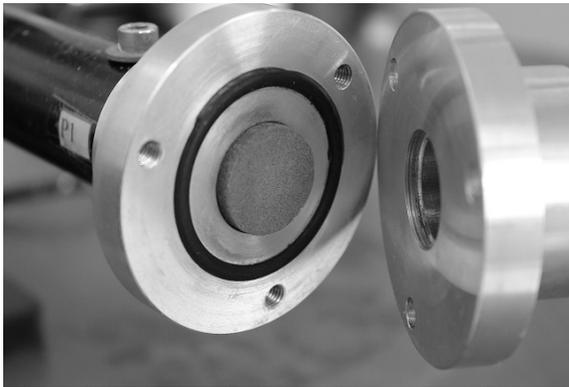


Figura 57 – Fixação da amostra na bancada de fluxo contínuo.

argumentam quanto ao erro sistemático devido ao corte das amostras, aos procedimentos técnicos não determinados pelas normas sobre a calibração dos transdutores e manutenção dos mesmos. O estudo aponta possíveis patologias, as quais os laboratórios de pesquisa não realizam

nos procedimentos técnicos experimentais. Por fim, o coeficiente de absorção sonora é visualizado na [Figura 58](#). Observa-se a alta dispersão podendo variar de 0,3 em algumas regiões do espectro.

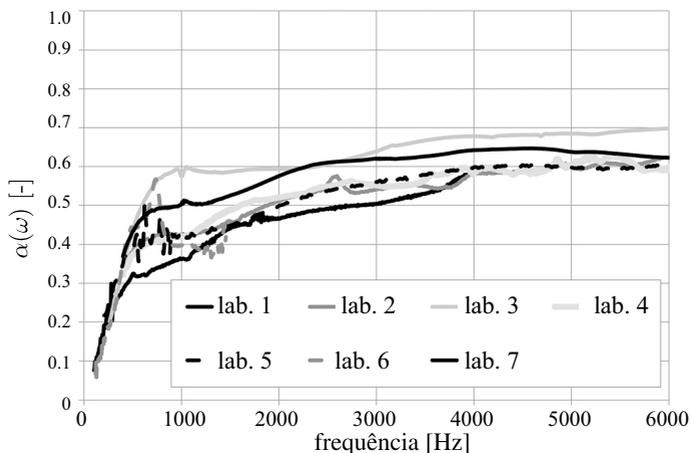


Figura 58 – Coeficiente de absorção de material de alta resistividade.
Fonte: Adaptado de [Pompoli et al. \(2017\)](#).

5.7.2.3 Análise dos métodos: fluxo oscilatório e contínuo

A fim de verificar os dados de resistividade ao fluxo pelos métodos propostos, fluxo oscilatório e contínuo, avaliou-se o material de melamina, cuja espessura é 11 mm e diâmetro 25,5 mm. Foram realizados testes com quatro amostras de tal material. A [Tabela 8](#) informa os dados da análise, sendo verificado uma baixa dispersão entre tais métodos.

Tabela 8 – Resistividade ao fluxo da amostra de melamina.

σ_{rf} oscilatório [Pa.s/m ²]	σ_{rf} contínuo [Pa.s/m ²]	R ² [-]	Erro[%]
15843	14263	0,99	11

O coeficiente de absorção sonora com os dados de cada me-

todologia, experimental e analítica, é visto na [Figura 59](#). As curvas mostradas evidenciam boa concordância entre os resultados. Mais informações a respeito das propriedades macro-acústicas do material e as análises realizadas estão descritas na [seção B.2](#).

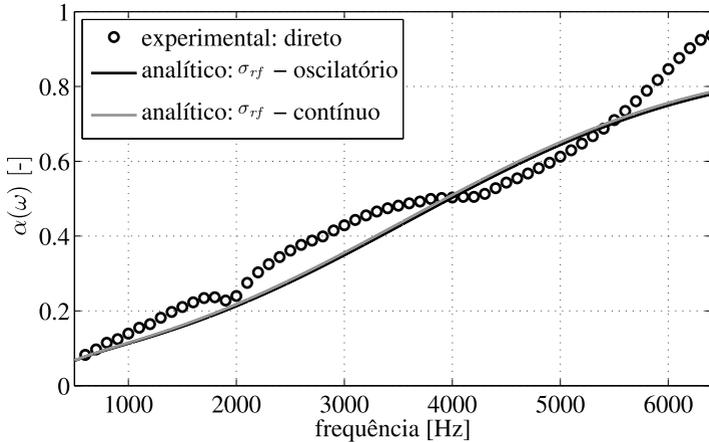


Figura 59 – Coeficiente de absorção da espuma melamina.

5.7.3 Porosidade

Uma das maneiras simples de obter a porosidade de uma amostra de material poroso é pela densidade volumétrica, sendo conhecida a densidade do sólido e a geometria do corpo-de-prova. Uma técnica usual utiliza o princípio de Arquimedes que, pela diferença de massa quando a amostra é imersa no fluido de densidade conhecida, permite o cálculo do volume dos poros, como mostra a [Equação 5.35](#),

$$Vol = \frac{m_{sat} - m_{seca}}{\rho_{fl}}, \quad (5.35)$$

sendo m_{sat} a massa da amostra saturado pelo fluido de trabalho, m_{seca} a massa da amostra seca e ρ_f a densidade do fluido líquido; comu-

mente utiliza-se álcool ou acetona. Tal parâmetro foi obtido no LabMat, desenvolvido no trabalho de Souza (2016), sendo utilizado o método das densidades. A Figura 60 mostra o tipo de balança utilizada nesse procedimento experimental.



Figura 60 – Balança digital usada no método das densidades (KERN EW220 3NM - resolução 1mg).

5.7.4 Tortuosidade

A maioria dos materiais porosos apresentam estrutura dos poros de forma aleatória, porém existe um ordenamento característico da microestrutura, o qual depende do processo de fabricação. Por exemplo, materiais fibrosos possuem pacotes de fibras alongadas, sendo que a fase fluida é o vazio entre elas. A determinação da tortuosidade ocorre por ensaios experimentais, todavia não existem normas internacionais ou padronizações para obter tal propriedade. Allard et al. (1994) indica um procedimento pelo método ultrassom, principalmente para materiais de estrutura rígida e metálicos.

A tortuosidade está relacionada à velocidade de fase de pro-

pagação ($c_f(\omega)$), ou seja, parte real da velocidade do som complexa no interior da amostra. A [Equação 5.36](#) estabelece o limite para altas frequências,

$$\alpha_\infty = n_r^2 = \lim_{\omega \rightarrow \infty} \left(\frac{c_o}{c_f(\omega)} \right)^2, \quad (5.36)$$

sendo n_r o índice de refração. O ensaio de ultrassom se baseia na geração de um pulso tonal ultrassônico (40 kHz a 500 kHz), em que verifica-se o tempo de atraso, Δt , relacionado ao sinal emitido e o sinal de resposta, medido pelo transdutor receptor, em que a referência é o sinal sem amostra. A [Figura 61 \(a\)](#) mostra o esquema para medição ultrassom da instrumentação, enquanto que a [Figura 61 \(b\)](#) demonstra um exemplo de sinais medidos com e sem a amostra.

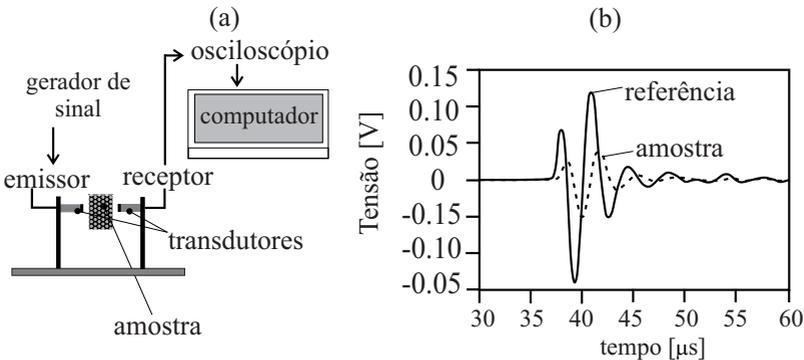


Figura 61 – Esquema de medição ultrassom para material poroso.

A velocidade de fase pode ser obtida conforme a frequência ultrassônica gerada no sistema, em que a [Equação 5.37](#) mostra o cálculo a partir do tempo de atraso Δt determinado,

$$c_f(\omega) = \frac{L_m}{L_m/c_o + \Delta t}. \quad (5.37)$$

Assim, determina-se a tortuosidade pela [Equação 5.38](#),

$$\alpha_{\infty} \cong = \left(\frac{c_o}{c_f(\omega)} \right)^2. \quad (5.38)$$

A [Figura 62](#) mostra o transmissor e receptor ultrassônico (40 kHz) de baixo custo financeiro. Um suporte foi adaptado para que amostra seja posicionada de forma automática através de um dispositivo eletrônico e o mecanismo de funcionamento de *driver* de *CD-rom*, pois são necessárias medições com e sem a presença da amostra.

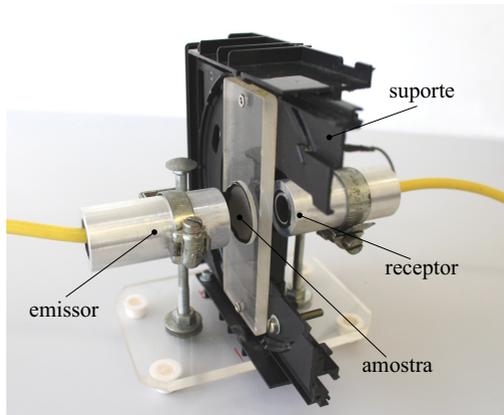


Figura 62 – Bancada para obtenção da tortuosidade.

5.7.5 Comprimentos característicos

Nesse tipo de parâmetro utiliza-se o mesmo procedimento e configuração dos equipamentos para a tortuosidade, método ultrassom, com o uso de dois tipos de gases, Ar e Hélio, a fim de verificar a diferença nas curvas de índice de refração ao quadrado pelo inverso da raiz quadrada da frequência. A [Figura 63](#) mostra um exemplo com as

propriedades dos fluidos a 20 °C e 1 atm. Nestas curvas o valor inicial é a tortuosidade do material poroso.

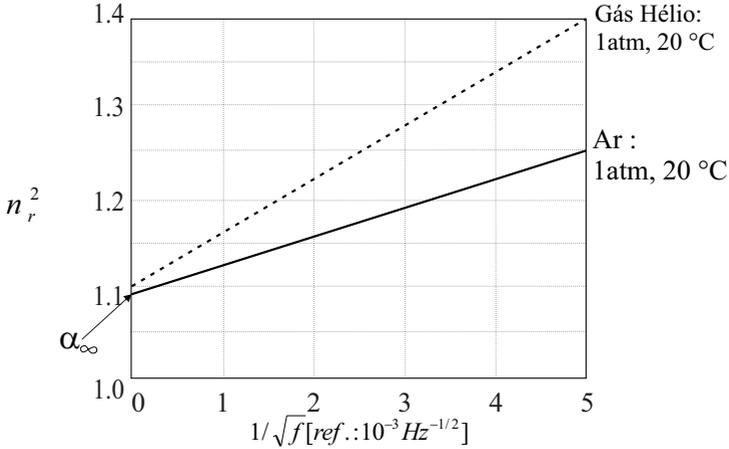


Figura 63 – Curvas de índice de refração para o ar e gás hélio.

A inclinação da reta é estabelecida pela aproximação linear, na qual depende do valor de comprimento L_{cr} como mostra a [Equação 5.39](#),

$$L_{cr} = \left(\frac{1}{\Lambda} + \frac{\gamma - 1}{\sqrt{Pr}\Lambda'} \right)^{-1}. \quad (5.39)$$

assim, a inclinação da reta (θ) do fluido é definida de forma geral pela [Equação 5.40](#),

$$\theta = \alpha_{\infty} \frac{\left(\frac{\mu}{\rho} \right)^{1/2}}{L_{cr}}. \quad (5.40)$$

Inicialmente, o experimento é feito sob condições do ar atmosférico, em seguida com o gás hélio. O esquema de bancada é similar da [Figura 61](#) (a), no caso tem-se uma câmara (0,005 m³) para enclausurar os transdutores e a amostra, sendo visto na [Figura 64](#). O ensaio deter-

mina dois valores de inclinação de reta para cada fluido, como mostrado nas curvas da [Figura 63](#), assim formando um sistema de 2 equações/2 incógnitas conforme as Equações 5.41,

$$\begin{cases} \theta_{Ar} = \alpha_{\infty} (\mu_{Ar}/\pi\rho_{Ar})^{1/2} / L_{crAr}, \\ \theta_{He} = \alpha_{\infty} (\mu_{He}/\pi\rho_{He})^{1/2} / L_{crHe}. \end{cases} \quad (5.41)$$

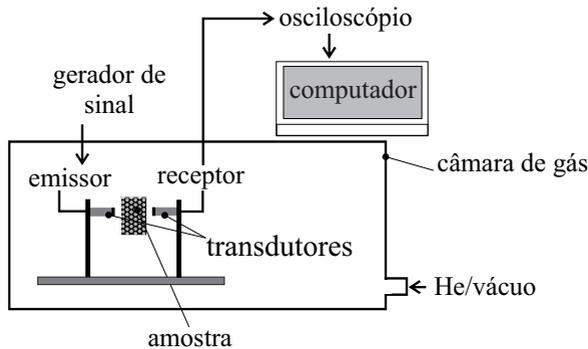


Figura 64 – Esquema experimental para determinação dos comprimentos característicos.

A [Figura 65](#) mostra a câmara utilizada para a realização das medições com gás Hélio. Os transdutores são os mesmos da análise da tortuosidade, como pode ser visto na imagem, o dispositivo eletrônico aciona o mecanismo e posiciona a amostra entre os transdutores ultrassônicos. No [Apêndice D](#) estão listados todos os equipamentos utilizados nas bancadas.

5.7.6 Perda de transmissão de materiais porosos

O procedimento técnico utilizado é o mesmo da avaliação de filtros acústicos, sendo utilizado todo o aparato instrumental e um

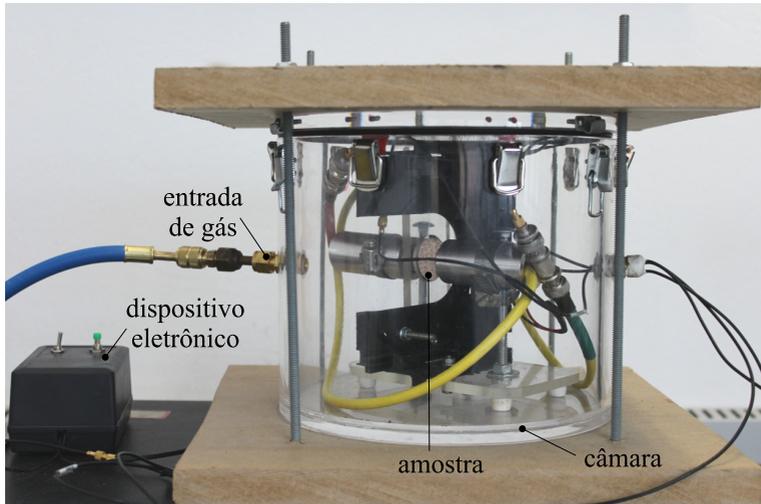


Figura 65 – Bancada para determinação dos comprimentos característicos.

porta-amostras adaptado conforme as dimensões do lote das amostras. A [Figura 66](#) mostra o tubo de impedância com todos os acessórios. Já a [Figura 67](#) mostra os detalhes do porta-amostras para a avaliação proposta.

5.8 Análise Experimental

5.8.1 Características geométricas das amostras

A [Figura 68](#) apresenta as amostras de material metálico (Ni) para avaliação e caracterização das propriedades macro-acústicas. As características geométricas estão listadas na [Tabela 9](#). No lote avaliado, foram fabricadas duas amostras de cada porosidade, cujo tamanho de poro delas é idêntico, variando de 150-250 μm (B).

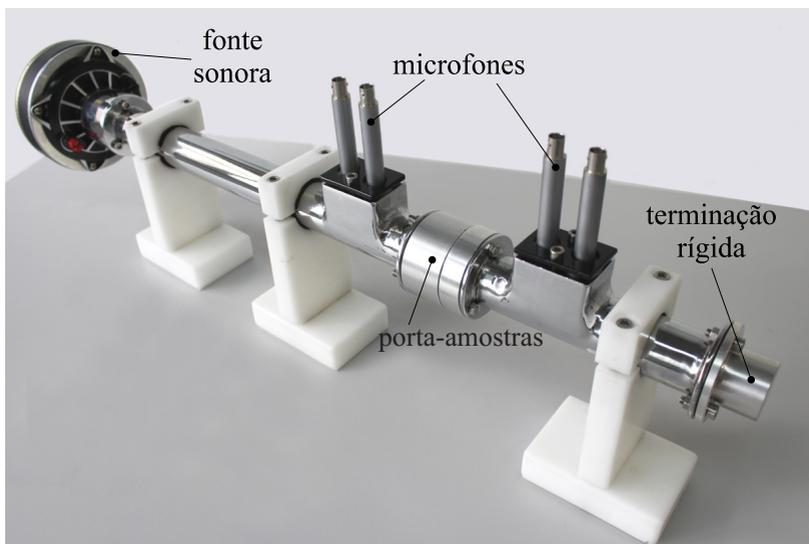


Figura 66 – Bancada para avaliação de perda de transmissão de materiais porosos metálicos.



Figura 67 – Dispositivo de fixação das amostras no tubo de impedância.



Figura 68 – Lote das amostras de material metálico sinterizado.

Tabela 9 – Características das amostras avaliadas.

amostra	diâmetro [mm]	L_m [mm]	ϕ [-]
5B1	25,4	6,5	0,5
5B2	25,5	6,5	0,5
6B1	25,5	6,3	0,6
6B2	25,5	6,3	0,6

5.8.2 Impedância de superfície e coeficiente de absorção

Os resultados para as amostras 5B e 6B estão vistos na [Figura 69](#). Uma boa concordância entre as curvas obtidas revelam que o processo de fabricação adotado proporciona amostras geometricamente similares e a reprodutibilidade do experimento foi garantida nesta etapa experimental. Uma análise comparativa, principalmente, entre os coeficientes de absorção sonora das amostras, demonstra que o aumento da porosidade implica no aumento da absorção. Isto ocorre devido à porosidade estar diretamente associada com a resistividade ao fluxo pois, à medida que a porosidade aumenta, a fase fluida é maior e, conseqüentemente, a fase sólida (matriz metálica) é reduzida.

A [Figura 70](#) mostra a microestrutura das amostras avaliadas, sendo perceptível a fase fluida (cor escura) apresentar dimensões maiores, à medida que a porosidade aumenta. A cor branca nas imagens representa a fase sólida.

A [Figura 71](#) revela a comparação dos coeficientes de absorção

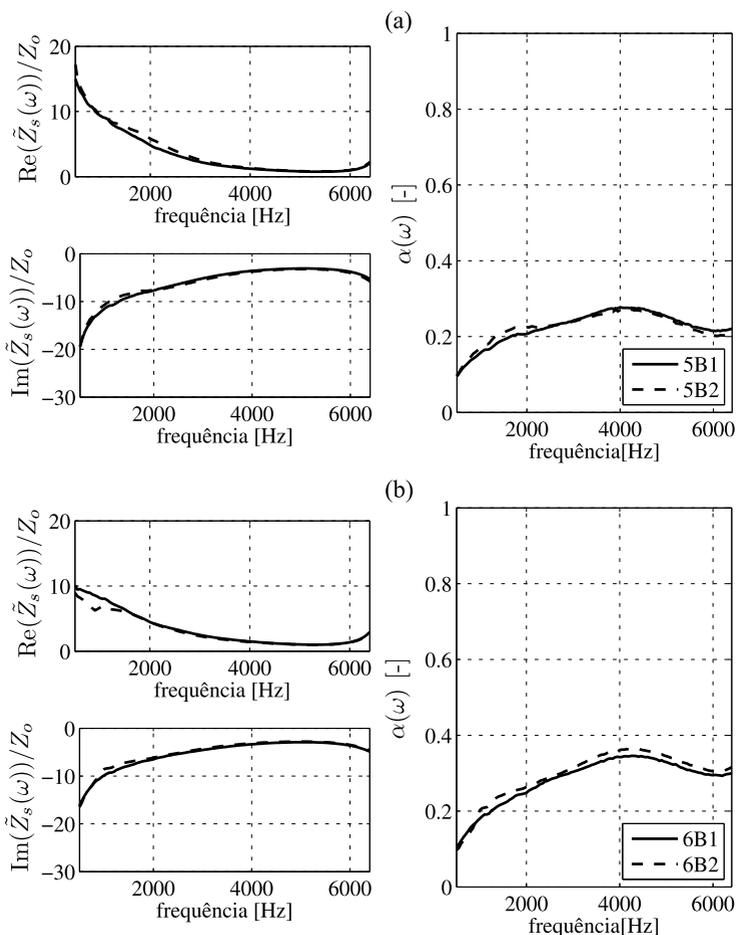


Figura 69 – Coeficiente de absorção e impedância de superfície: (a) 5B e (b) 6B.

de todas as amostras, demonstrando o efeito do aumento da porosidade. Nota-se um aumento considerável a partir de 1000 Hz. No estudo desenvolvido por Lu et al. (2009) em materiais porosos de aço fabricado com uso da sinterização, demonstram que o coeficiente de absorção das

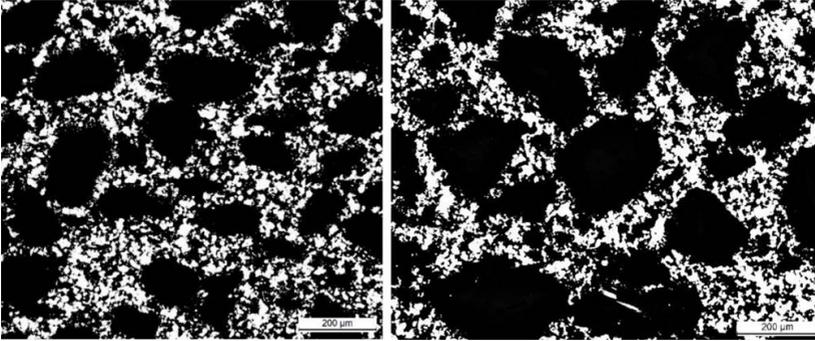


Figura 70 – Microestrutura da amostras metálicas: imagem esquerda ($\phi=0,5$) e direita ($\phi=0,6$). Fonte: Souza (2016).

amostras aumenta com ao incremento da porosidade. Além disso, o pico de absorção é transladado para alta frequência.

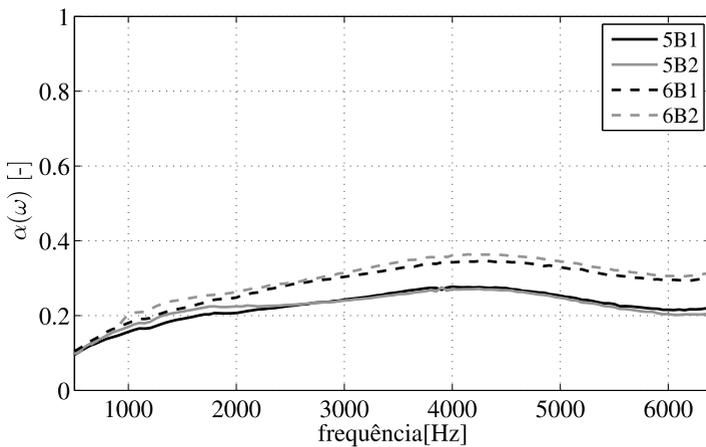


Figura 71 – Coeficiente de absorção e impedância de superfície: amostras 5B e 6B.

5.8.3 Propriedades macro-acústicas

Os dados obtidos de resistividade ao fluxo pelo método oscilatório foram realizados para o limiar inferior de velocidade, 0,5 mm/s (*rms*). Já para o método contínuo, foram feitos testes de 30-100 mm/s, sendo que esta faixa extrapola a indicação da norma [ASTMC522-03 \(2010\)](#), pois os equipamentos da bancada apresentam limitação de precisão para baixas velocidades. A [Tabela 10](#) apresenta os resultados de tal parâmetro, sendo listado os dados de R^2 para o método contínuo.

Tabela 10 – Resultados de resistividade ao fluxo das amostras

amostra	σ_{rf} oscilatório [Pa.s/m ²]	σ_{rf} contínuo [Pa.s/m ²]	R^2 [-]
5B1	2,33E5	2,53E6	0,99
5B2	2,46E5	2,43E6	0,99
6B1	1,94E5	2,01E6	0,97
6B2	1,93E5	2,07E6	0,95

Nota-se que, os dados para o método oscilatório apresentam uma ordem de grandeza inferior aos valores encontrados pelo método contínuo. Isto indica uma limitação da bancada para a caracterização de materiais de alta resistividade ao fluxo. Além disso, os valores de R^2 (critério de qualidade) foram suficientes para demonstrar alta correlação para o caso do método contínuo. Isto sugere utilizar esses resultados para as futuras análises, pois já foi verificado que uma ordem de grandeza (σ_{rf}) altera drasticamente o comportamento do material (ver [seção 5.4](#)). A [Figura 72](#) mostra as curvas de tendências para os valores experimentais de cada amostra, no caso do método contínuo.

A porosidade nominal no processo de fabricação não é mantida, devido ao procedimento de extração da fase de sacrifício (Carbamida) e a etapa de sinterização. A variação percentual de volume das amostras é em torno de 3%, enquanto a perda de massa é na média 10% ([SOUZA, 2016](#)). Por fim, as propriedades macro-acústicas dos materiais estão

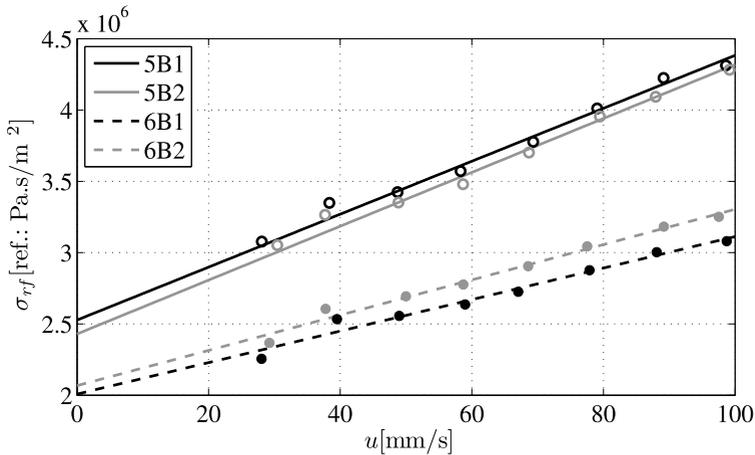


Figura 72 – Resultados para a bancada através do método contínuo: retas (tendências) e círculos (dados experimentais).

listadas na [Tabela 11](#).

Tabela 11 – Resultados dos parâmetros experimentais das amostras.

amostra	σ_{rf} [Pa.s/m ²]	ϕ [-]	α_{∞} [-]	Λ [μ m]	Λ' [μ m]
5B1	2,53E6	0,60	2,46	34,65	84,41
5B2	2,43E6	0,60	2,56	28,51	70,82
Erro [%]	4,0	-	3,90	21,5	19,2
6B1	2,01E6	0,67	2,18	13,11	20,67
6B2	2,07E6	0,67	2,24	12,54	21,54
Erro [%]	2,9	-	2,7	4,5	4,0

A [Figura 73](#) revela a limitação da modelagem analítica (modelo JCA), principalmente na parte real da $\tilde{Z}_s(\omega)$, a qual não possui comportamento assintótico (curva experimental) e na faixa de frequência entre 4200 Hz e 6400 Hz do coeficiente de absorção.

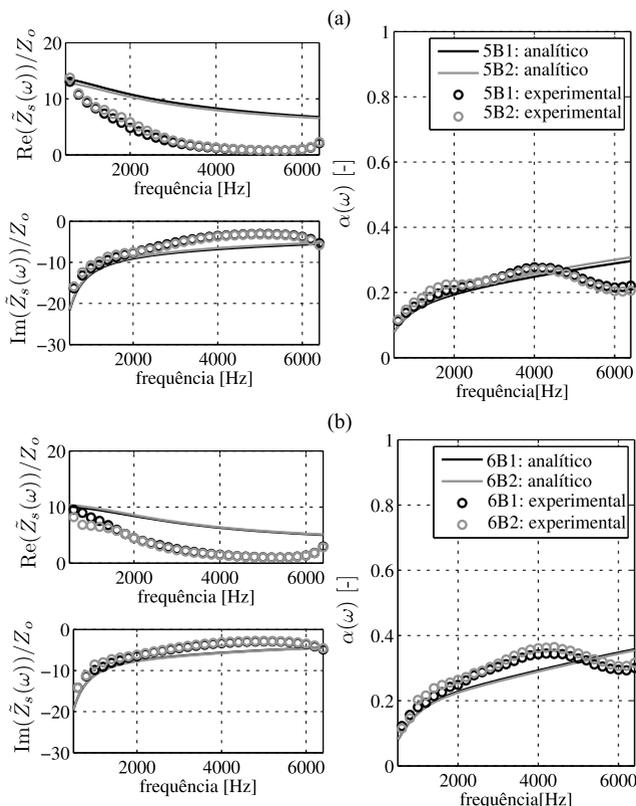


Figura 73 – Comparação experimental e analítica: (a) 5B e (b) 6B.

5.8.4 Análise de influência das propriedades do fluido

Nos experimentos com tubo de impedância e caracterização da resitividade ao fluxo são realizados sob condição do fluido ar atmosférico (20 °C). Entretanto, no caso dos materiais porosos metálicos estudados, o fluido de trabalho de compressores de refrigeração doméstica é o gás R134a. A temperatura deste é 100 °C, assim tem-se diferentes propriedades termodinâmicas, como informa a [Tabela 1](#). Assim, é necessário

verificar a influência de tais propriedades na característica do material acústico.

No estudo da tese de Mareze (2013) é considerado um fator de correção da resistividade ao fluxo, na qual é obtida em condição de ar atmosférico (20 °C). Tal fator trata-se da relação entre as viscosidades dinâmicas dos fluidos, isto é, μ_{R134a}/μ_{ar} . Para esses gases citados, o termo de correção proporciona uma redução em torno de 18%. A Figura 74 mostra o efeito da correção da resistividade ao fluxo no coeficiente de absorção para o modelo analítico JCA, sendo que as amostras são de porosidade 0,50.

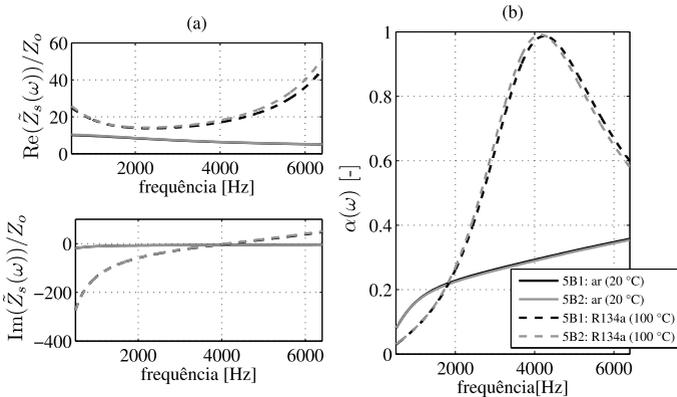


Figura 74 – Efeito das propriedades do fluido no coef. de absorção.

5.8.5 Perda de transmissão

Esta etapa é destinada para a determinação da TL dos materiais avaliados, permitindo os dados de entrada para o procedimento da caracterização inversa. A Figura 75 mostra as curvas obtidas, sendo que os resultados demonstraram uma maior diferença máxima para as amostras 5B (4 dB), comparadas com as 6B (2 dB). Isto pode estar

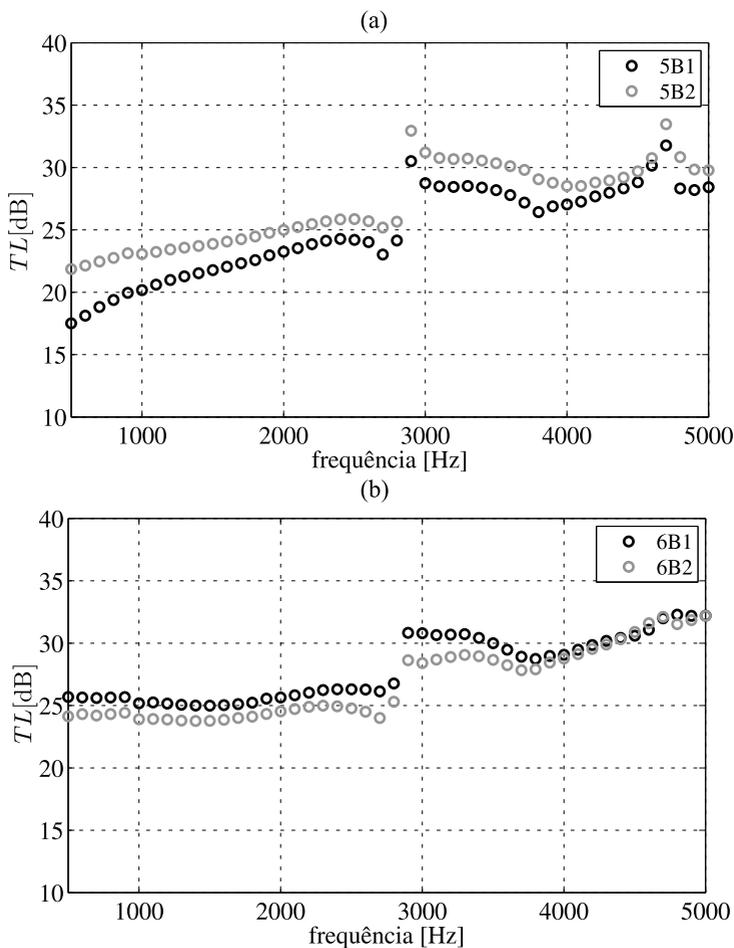


Figura 75 – TL experimental das amostras: (a) 5B e (6B).

associado ao procedimento de montagem/desmontagem da bancada, principalmente da fixação da amostra, pois no caso das amostras 6B tem-se curvas com boa concordância. De fato, na frequência de 2800 Hz, coincide com o espaçamento l_2 (posição 3 para microfone), que equivale a 58 mm, o qual aloja $1/2\lambda$, resultando em uma queda da TL .

Uma análise viável é verificar o efeito das propriedades macro-acústicas das amostras, a fim de corroborar com a TL dos materiais. Nesse contexto, a [Figura 76](#) mostra os níveis em 1/3 de oitava dos autoespectros dos microfones na posição 1 (antes da amostra) e posição 3 (após a amostra), sendo utilizada a terminação anecoica no tubo de impedância (4 microfones). Como as amostras 6B apresentam menor resistividade ao fluxo ($2 \cdot 10^6$ Pa.s/m²) do que as 5B ($2,5 \cdot 10^6$ Pa.s/m²), aquelas apresentam uma maior atenuação, devido ao conjunto de parâmetros macro-acústicos do material.

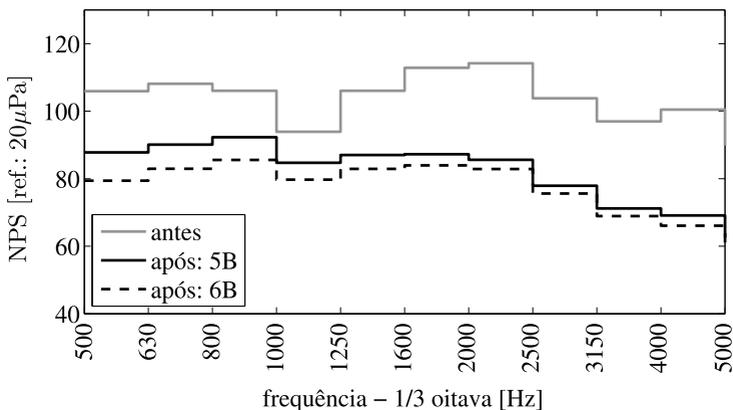


Figura 76 – Autoespectro em NPS [dB] antes e após a amostra.

A [Figura 77](#) apresenta os dados comparativos entre as curvas de TL para as abordagens, experimental e analítica. As figuras demonstram os resultados dos procedimentos adotados, em que as propriedades macro-acústicas estão informadas na [Tabela 11](#). Para a amostra 5B1, as curvas de TL apresentam comportamentos lineares similares e concordantes na maior parte do espectro. Já para a amostra 5B2, é provável que o efeito de montagem da bancada ocasione em erros, principalmente para

a faixa de frequência de 500 Hz a 3 kHz.

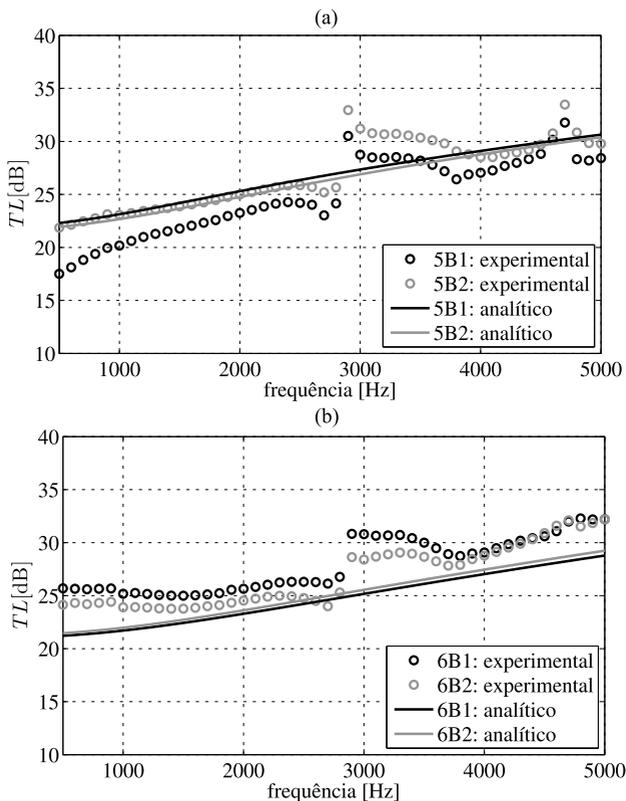


Figura 77 – TL experimental e analítica: (a) 5B e (b) 6B.

Quanto aos resultados das amostras 6B, o comportamento da TL experimental é similar entre elas, sendo que a variação ocorre em amplitude. O efeito do início da TL pode influenciar nos resultados experimentais, visto que nas amostras 5B foram obtidos dados mais concordantes (tendência linear) na maior parte da faixa de frequência de avaliação. No geral, os dados obtidos pelas análises realizadas demonstram a característica acústica do material poroso estudado.

5.9 Caracterização inversa

Nesse procedimento de obtenção das propriedades macro-acústicas das amostras são obtidas através de um processo iterativo, em que utiliza-se o algoritmo evolutivo *DE* (*Differential Evolution*). Este apresenta alta performance em relação à convergência e ao custo computacional (CHAKRABORTY, 2008). Além disso, é um código aberto com possibilidade de uso em diversas linguagens de programação¹ (C++, Java, Fortran, entre outras), sendo adotada a rotina em *MatLab*.

A Figura 78 mostra o fluxograma para o processo de otimização. Primeiramente, são testados valores aleatórios iniciais (\mathbf{v}^{ini}) conforme as restrições do problema, a fim de calcular a TL^a (Perda de transmissão analítica) da primeira iteração. O próximo passo consiste em minimizar a função objetivo até que as variáveis alcancem os valores ótimos para o problema, ou seja, \mathbf{v}^{otim} . O critério de parada do algoritmo é o número de máximo de iterações (*it*) por geração de população (*Pop*). Os outros parâmetros principais de tal algoritmo evolutivo: *Dv* (fator do vetor de diferença) e *Cr* (*crossover*).

A Tabela 12 informa as restrições de cada variável de otimização. Esses dados são necessários para que o algoritmo não encontre valores incompatíveis. Os intervalos escolhidos são condizentes com os materiais avaliados. Ainda sim, todas análises foram realizadas para faixa de frequência de 500 Hz a 5 kHz e uma condição adotada para os comprimentos característicos, em que $\Lambda' > \Lambda$.

Tabela 12 – Restrições das variáveis para caracterização inversa.

σ_{rf} [Pa.s/m ²]	ϕ [-]	α_∞ [-]	Λ [μm]	Λ' [μm]
1E3-1E7	0,5-0,7	2,0-3,0	10-100	10-100

A Tabela 13 apresenta todas as propriedades das amostras

¹ <http://www1.icsi.berkeley.edu/storn/code.html>

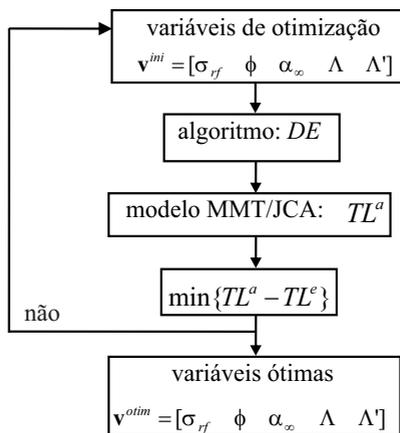


Figura 78 – Fluxograma da caracterização inversa.

comparadas com o erro percentual entre os valores experimentais e os analíticos, sendo estes resultantes da caracterização inversa.

Tabela 13 – Resultados das propriedades macro-acústicas da caracterização inversa.

	σ_{rf} [Pa.s/m ²]	ϕ [-]	α_{∞} [-]	Λ [μm]	Λ' [μm]
5B1-exp.	2,53E6	0,60	2,46	34,65	84,41
5B1-ajuste	2,66E6	0,50	2,00	56,70	56,80
Erro [%]	5,30	16,70	18,70	63,60	32,70
5B2-exp.	2,43E6	0,60	2,56	28,51	70,82
5B2-ajuste	2,67E6	0,58	2,00	74,00	74,10
Erro [%]	9,80	3,30	21,90	159,60	4,60
6B1-exp.	2,01E6	0,67	2,18	13,11	20,67
6B1-ajuste	3,16E6	0,52	3,00	10,00	100,00
Erro [%]	57,20	22,4	37,60	23,70	383,80
6B2-exp.	2,07E6	0,67	2,24	12,54	21,54
6B2-ajuste	2,17E6	0,70	2,17	10,00	15,90
Erro [%]	5,00	4,50	3,10	20,30	26,20

No caso das amostras 5B1 e 5B2, [Figura 79](#), tem-se um erro me-

nor que 10% para a resistividade ao fluxo (pode estar associado ao erro de medição experimental). Neste caso, a diferença experimental entre as curvas de TL é em torno de 4 dB, que representa uma variação em amplitude de 58%. As curvas de TL para a amostra 5B2 apresentaram

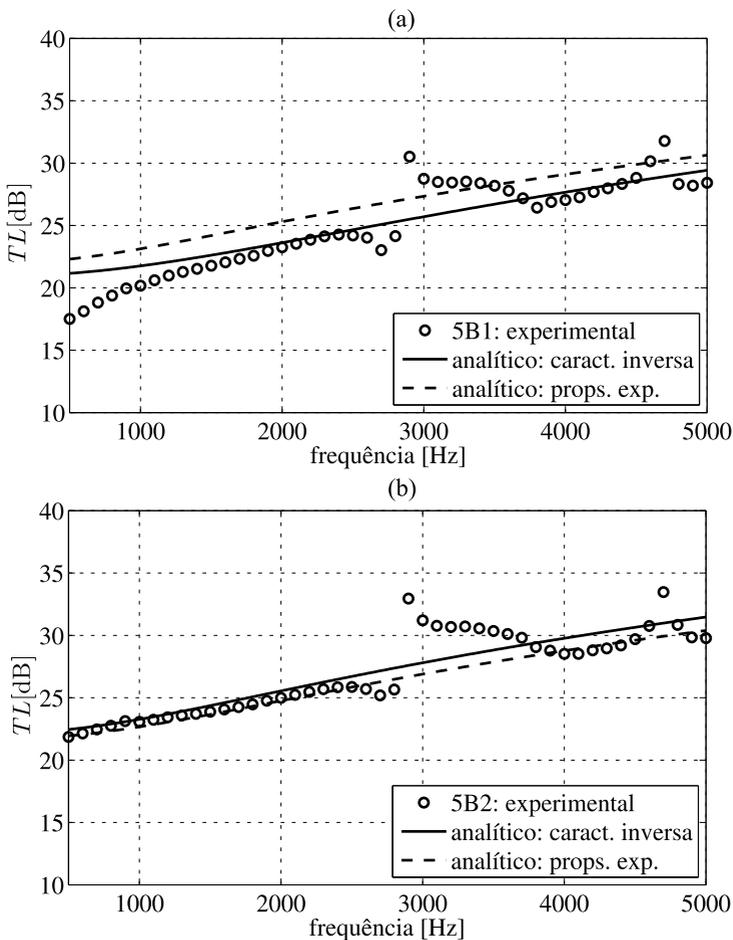


Figura 79 – Resultados da caracterização inversa: (a) 5B1 e (b) 5B2.

maior concordância com os dados analíticos, devido à curva experimen-

tal ter comportamento linear. Entretanto, ocorreu o contrário para a amostra 5B1, ou seja, o dado de entrada pode interferir no procedimento de busca das variáveis ótimas. O teste realizado esta amostra, em que ao invés de utilizar os dados experimentais reais, considerou uma regressão linear como dado de entrada. A [Tabela 14](#) apresenta os parâmetros comparados com o caso anterior, sendo perceptível a redução do erro em relação aos dados experimentais, principalmente para a resistividade ao fluxo e a porosidade, as quais são parâmetros dependentes. A [Figura 80](#)

Tabela 14 – Propriedades macro-acústicas da caracterização inversa.

	σ_{rf} [Pa.s/m ²]	ϕ [-]	α_{∞} [-]	Λ [μ m]	Λ' [μ m]
5B1-exp.	2,53E6	0,60	2,46	34,65	84,41
5B1-ajuste (TL original)	2,66E6	0,50	2,00	56,70	56,80
Erro [%]	5,30	16,70	18,70	63,60	32,70
5B1-ajuste (TL regressão)	2,62E6	0,51	2,00	47,90	48,00
Erro [%]	3,70	15,00	18,70	38,30	43,10

mostra a melhora dos resultados finais. Um detalhe importante é o início da TL (região de baixa frequência) e a inclinação, demonstram ter influência no processo de obtenção dos parâmetros do material.

Já as amostras 6B1 e 6B2, [Figura 81](#) e [Figura 82](#), respectivamente, revelam que no caso da primeira (6B1), o algoritmo priorizou a σ_{rf} , a fim de compensar a alta variação entre as curvas. Entretanto, não corresponde ao parâmetro da amostra, pois para maiores porosidades a tendência é a resistividade ao fluxo diminuir. Além disso, os comprimentos característicos estacionaram nas restrições, demonstrando a perda de influência do modelo analítico para tais parâmetros.

Já no caso dos resultados para a amostra 6B2, uma boa concordância com as curvas de TL , em que um erro de 5% na resistividade ao fluxo é considerável para o procedimento de otimização adotado.

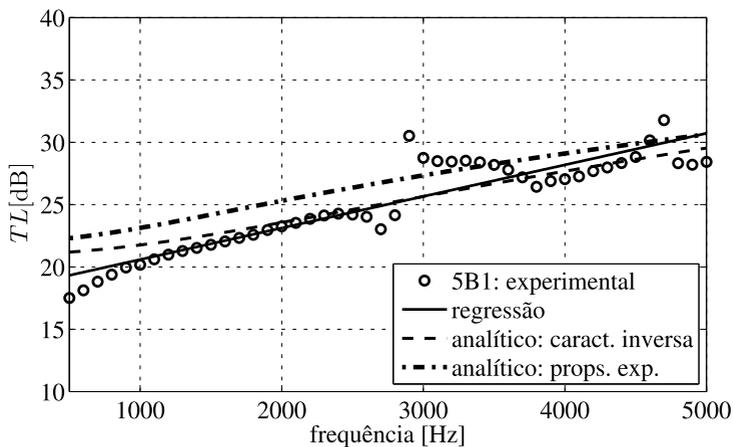


Figura 80 – Resultados da caracterização inversa (TL regressão linear) 5B1.

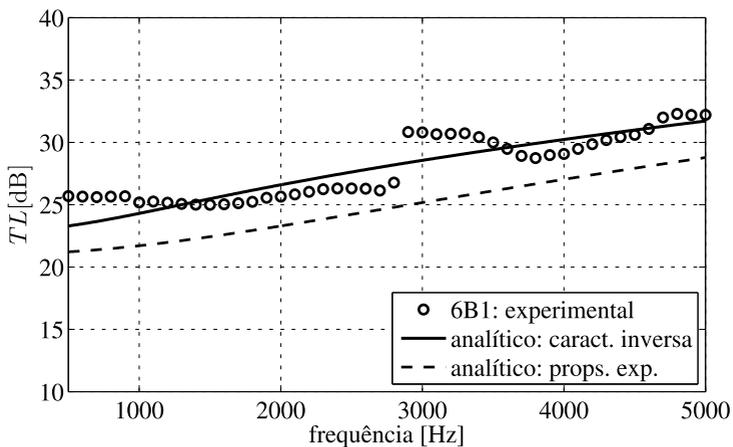


Figura 81 – Resultados da caracterização inversa: 6B1.

Os resultados das análises experimentais comparados com os dados analíticos da perda de transmissão do material avaliado, revelam

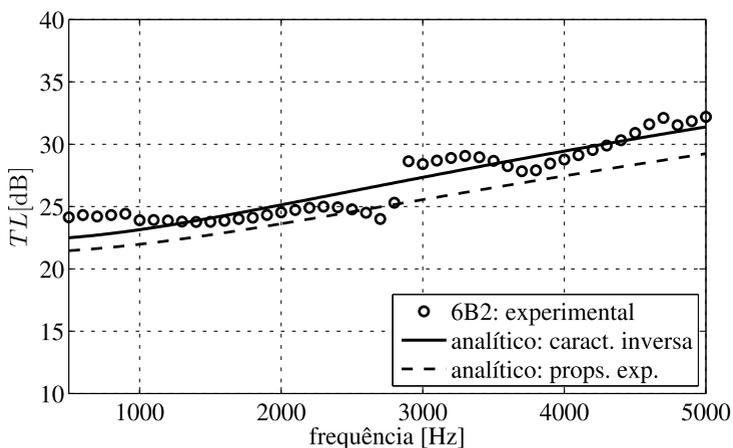


Figura 82 – Resultados da caracterização inversa: 6B2.

que um erro de 10 % da resistividade ao fluxo da amostra, pode alterar em 3 dB a TL . Isso demonstra a relevância do uso pertinente do procedimento de caracterização inversa, o qual "sintoniza" as propriedades macro-acústicas conforme os dados da bancada experimental (dado de entrada do modelo analítico). Uma vez que esses dados sejam confiáveis, quanto ao aspecto da curva de TL , tal processo torna-se eficiente e permite validar os parâmetros experimentais obtidos no método Direto.

5.10 Análise de influência

A partir das propriedades macro-acústicas das amostras avaliadas e os resultados do procedimento de caracterização inversa, busca-se realizar uma análise de influência com uso do coeficiente de absorção sonora do material. A [Figura 83](#) mostra os resultados das amostras 5B com os parâmetros da [Tabela 13](#). O fluido considerado nessa análise é Ar a 20 °C e a faixa de frequência é de 500 Hz a 6,4 kHz.

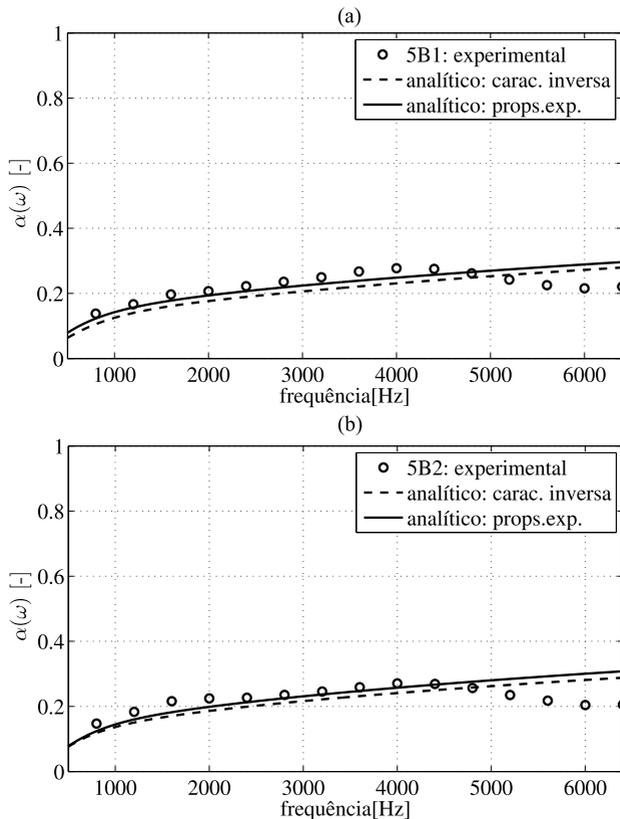


Figura 83 – Análise de influência: (a) 5B1 e (b) 5B2.

A análise revela a baixa variação entre as curvas e uma boa concordância. Os parâmetros macro-acústicos obtidos através do método Direto estão concordantes com os resultados da caracterização inversa.

A [Figura 84](#) mostra o mesmo tipo de análise que a anterior, porém para as amostras 6B. No caso da amostra 6B1 nota-se uma maior diferença entre as curvas, devido ao erro associado a resistividade ao fluxo ser em torno de 57%.

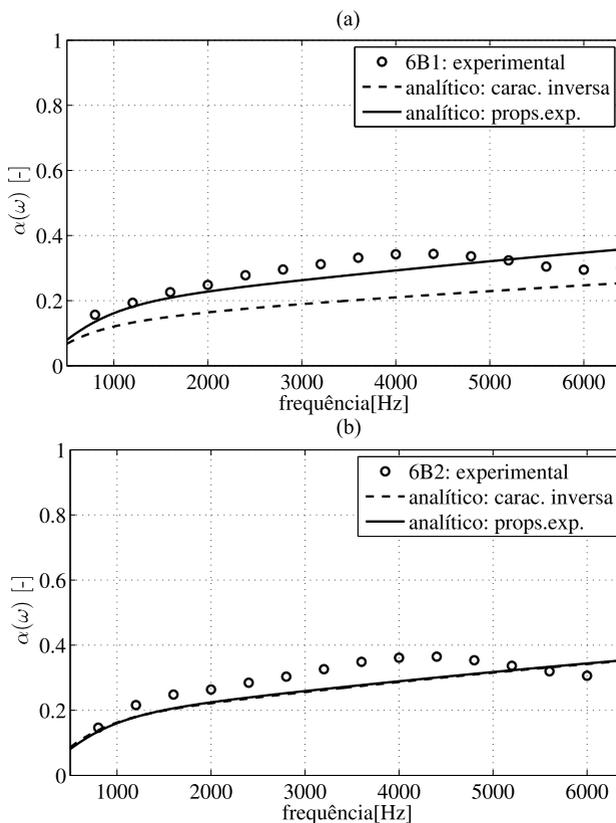


Figura 84 – Análise de influência: (a) 6B1 e (b) 6B2.

Além disso, a incerteza experimental na medição da TL da amostra acarreta em erros que se propagam durante a caracterização inversa. Dessa forma, tem-se o coeficiente de absorção das curvas analíticas é menor que o experimental. Enquanto para a amostra 6B2, ocorre uma boa concordância entre as curvas analíticas, sendo mais concordantes do que o caso da amostra anterior.

5.11 Tendências dos parâmetros macro-acústicos

O comportamento dos materiais estudados é importante para verificar como os parâmetros macro-acústicos estão relacionados com o procedimento de fabricação. Levando em conta os resultados mais pertinentes das amostras 5B2 e 6B2 da caracterização inversa e os dados experimentais, a [Figura 85](#) mostra as tendências lineares dos quatro parâmetros em função da porosidade. Esta foi escolhida devido ao processo de fabricação ser dependente dela para a realização da obtenção das amostras. Assim, arbitrou-se uma variação de 0,4 a 0,85, situação factível com os procedimentos técnicos limitantes do processo da metalurgia do pó.

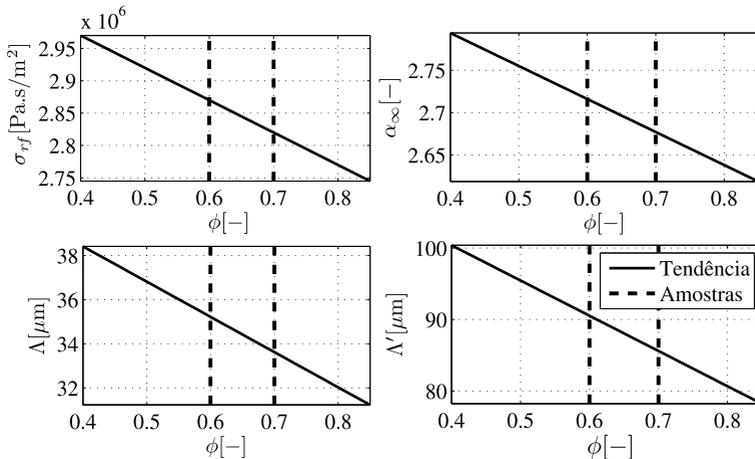


Figura 85 – Tendências dos parâmetros macro-acústicos em função da porosidade.

Apesar do número de dados ser pequeno para tal aproximação, tem-se uma correlação dos parâmetros mais fidedigna à análise experimental. Neste contexto, a norma [ASTMC522-03 \(2010\)](#) indica

peelo menos 3 amostras de material e matematicamente quanto maior o número pontos, a regressão linear torna-se mais representativa. Por fim, as curvas de regressão são úteis para os modelos de otimização de filtro acústico dissipativos, os quais serão vistos no próximo capítulo.

Uma análise com os dados mostrados anteriormente revela como o coeficiente de absorção sonora varia em função da porosidade do material. Assim, para cada porosidade utiliza-se a curva de regressão no cálculo dos outros parâmetros macro-acústicos. A [Figura 86](#) mostra o coeficiente de absorção sonora para a variação de porosidade de 0,4 a 0,85. O fluido considerado é o R134a (condição de descarga). Os resultados demonstram o aumento da absorção com o aumento da porosidade, pois as propriedades diminuem, como revelam as curvas de regressão. Quanto maior porosidade significa reduzir a dificuldade do fluido permear o meio poroso, pois a fase fluida aumenta, conseqüentemente a matriz metálica (fase sólida) diminui.

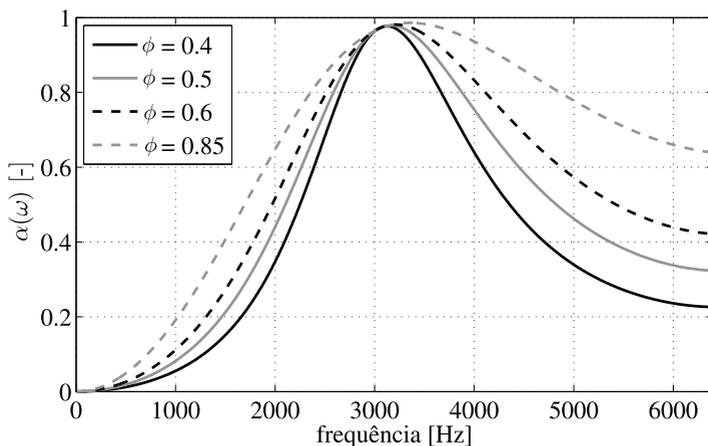


Figura 86 – Efeito de variação da porosidade no coeficiente de absorção sonora.

Uma outra abordagem mostrada na [Figura 87](#), similar à anterior, analisa o efeito da influência do parâmetro resistividade ao fluxo, sendo considerado os outros parâmetros experimentais da amostra 5B1. A variação da absorção sonora é mínima devido às outras propriedades estarem fixas. Isto enfatiza a relação direta entre todos os parâmetros macro-acústicos, ao invés de serem independentes.

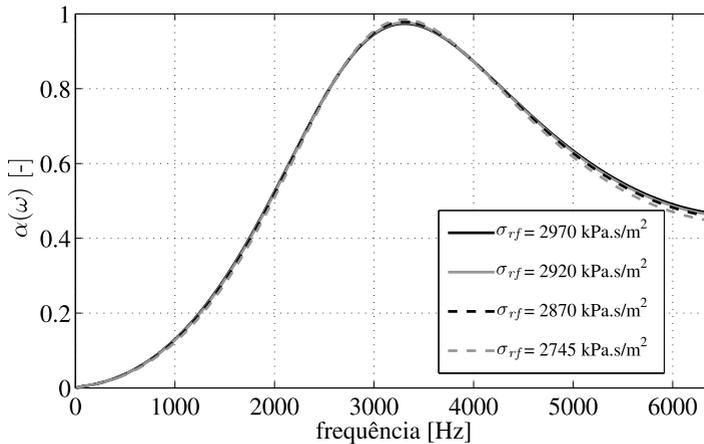


Figura 87 – Efeito de variação da resistividade ao fluxo no coeficiente de absorção sonora.

5.12 Filtro acústico dissipativo

Durante a pesquisa, não foi possível ter amostras do material poroso metálico com dimensões suficiente para preencher a câmara de expansão do filtro acústico utilizado na [seção 4.3](#). Apesar disso, foram realizados testes experimentais com outro tipo de material, a espuma

de melamina². No âmbito da pesquisa científica diversos trabalhos bem sucedidos, como no caso de [Garai e Pompoli \(2003\)](#), [Joshi et al. \(2011\)](#), os quais desenvolveram testes inter-laboratoriais de caracterização dos parâmetros macro-acústicos de tal material. Já no trabalho de [Oliveira et al. \(2016\)](#) foi desenvolvido um método experimental de determinação do coeficiente de absorção sonora de várias amostras desse material.

5.12.1 Avaliação acústica de espuma melamina

Antes de realizar os procedimentos de tal material com o filtro acústico, tem-se uma comparação dos parâmetros macro-acústicos determinados por procedimentos experimentais pela literatura. A [Tabela 15](#) informa todos os dados com as respectivas características de espessura (L_m) e densidade (ρ_m), enquanto a [Tabela 16](#) tem-se os parâmetros macro-acústicos.

Tabela 15 – Características das amostras de espuma melamina.

referência	L_m [mm]	ρ_m [kg/m ³]
Próprio autor	11,0	10,0
Mareze (2013)	10,0	9,2
Kulakauskas (2016)	25,4	10,0

Tabela 16 – Parâmetros macro-acústicos experimentais do material espuma de melamina.

referência	σ_{rf} [Pa.s/m ²]	ϕ [-]	α_∞ [-]	Λ [μm]	Λ' [μm]
Próprio autor	15843	0,99	1,09	65,27	243,61
Mareze (2013)	10440	0,98	1,00	113,70	118,10
Kulakauskas (2016)	12627	0,90	1,00	91,00	148,00

A [Figura 88](#) mostra os parâmetros macro-acústicos de acordo com os autores de cada pesquisa, sendo verificado que as maiores varia-

² Na [seção B.2](#) estão descritos os procedimentos de análise desse material. As propriedades macro-acústicas e o coeficiente de absorção são obtidas com uso de bancadas experimentais.

ções ocorrem para os comprimentos característicos, viscoso e térmico. A diferença percentual entre os valores mínimo e o máximo destes parâmetros é em torno de 146 % para ambos os comprimentos.

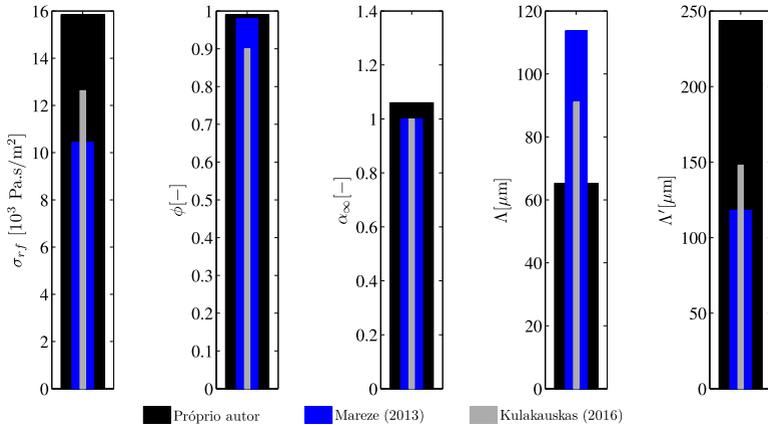


Figura 88 – Comparação dos parâmetros macro-acústicos da espuma melamina.

A partir dos parâmetros macro-acústicos da espuma melamina, é realizada uma comparação do coeficiente de absorção sonora (modelo analítico JCA), considerando espessura de 11 mm e propriedades do fluido ar (20 °C). A Figura 89 mostra os dados analíticos comparado com a curva experimental.

Nota-se uma boa concordância dos resultados, embora ocorra uma maior diferença de amplitude, a partir de 3,5 kHz devido a influência dos comprimentos característicos. Apesar das amostras não serem exatamente do mesmo fabricante para cada estudo, as curvas de absorção revelam ter comportamento similar, pois os parâmetros macro-acústicos são condizentes com a espuma de melamina, como é visto de acordo com a curva experimental. Nesse contexto, o estudo de desenvolvido por Atalla e Panneton (2005) é comprovado o efeito

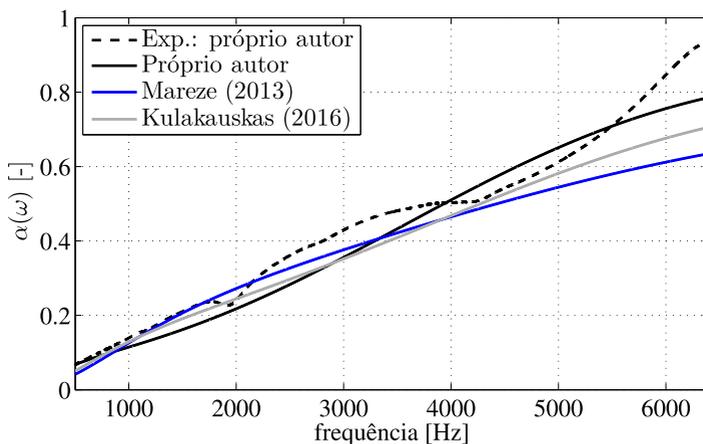


Figura 89 – Coeficiente de absorção da espuma melamina.

dos comprimentos característicos em altas frequências para materiais de espuma.

O modelo analítico JCA utilizado para as abordagens anteriores é de estrutura rígida, entretanto em espumas acústicas a densidade do material (efeito inercial da fase sólida) altera a densidade efetiva ($\tilde{\rho}_{ef}$), pois o módulo de compressibilidade é muito pequeno. Quando isso acontece o modelo JCA é considerado flexível (ou *limp*). Panneton (2007) estebelece uma relação direta com a expressão da densidade efetiva do fluido equivalente, através da Equação 5.42:

$$\tilde{\rho}_{flex} \approx \frac{\tilde{\rho}_{ef}(\omega)\rho_m - \rho_o^2}{\rho_m + \tilde{\rho}_{ef}(\omega) - 2\rho_o}. \quad (5.42)$$

Assim, esta expressão é usada para o modelo JCA-flexível, enquanto o módulo de compressibilidade é mantido igual ao caso de estrutura rígida.

A fim de validar o modelo numérico JCA, rígido e flexível, foram realizadas análises com a espuma de melamina, sendo verificado

o coeficiente de absorção sonora, em que a espessura do material e propriedades do fluido são idênticas ao caso anterior. O método usado é o MEF, sendo representado um tubo de impedância, desenvolvido no *software* comercial *Comsol*[®]. A Figura 90 mostra os resultados para cada abordagem (ver seção B.2 para verificar todos esclarecimentos técnicos). Nota-se uma pequena diferença máxima de amplitude entre as curvas de absorção sonora de 0,04.

Kulakauskas (2016) realiza procedimentos similares com materiais de fibra e espuma, sendo enfatizado que as curvas de absorção sonora estão diretamente relacionadas com a densidade efetiva, pois a medida que esta aumenta (modelo flexível), o material tende absorver menos.

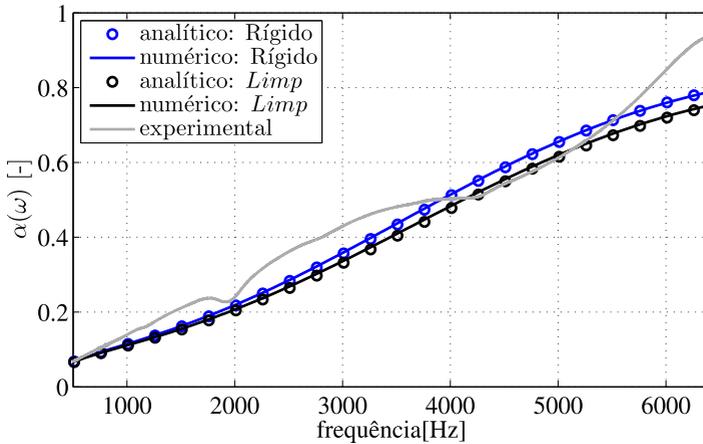


Figura 90 – Validação numérica da espuma de melamina.

Por fim, no modelo numérico de filtro acústico com espuma de melamina pode ser realizado com dois tipos de modelo JCA, rígido e flexível.

5.12.2 Análise experimental

Uma análise experimental foi realizada de um filtro acústico dissipativo com material de espuma melamina. As dimensões utilizadas estão descritas na [Figura 27](#), sendo que é o mesmo filtro das abordagens da [seção 4.3](#). Neste contexto, as análises seguintes se baseiam em tais dimensões.

Todo o procedimento de cálculo da TL é o mesmo realizado com o tubo de impedância (ver [seção 4.3](#)). A [Figura 91](#) mostra o filtro e o posicionamento do material poroso acústico. Este foi cortado a partir de uma placa (espessura de 20 mm), sendo empilhado três volumes para o preenchimento da cavidade do filtro, totalizando 60 mm de profundidade. Cada volume da coroa possui diâmetro interno (d_{cm}) e diâmetro externo (D_{cm}), 40 mm e 71 mm, respectivamente. Assim, a espessura (e_{cm}) equivale a 15,5 mm.

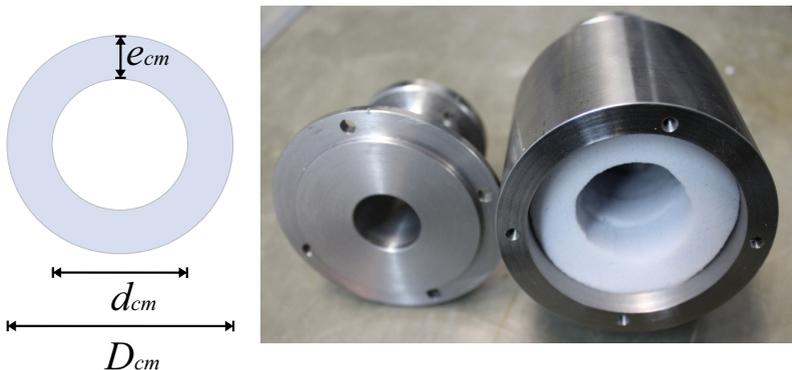


Figura 91 – Filtro acústico dissipativo com espuma de melamina.

A [Figura 92](#) mostra os resultados da análise experimental do

comportamento da TL dos filtros. Nota-se uma região do espectro, a partir de de 2 kHz, um ganho da performance do dispositivo com material acústico. Isto está relacionado com a característica de dissipação da energia sonora, devido às características acústicas do meio poroso. Este apresenta limitação em baixas frequências, pois abaixo de tal frequência o coeficiente de absorção é baixo (ver Figura 147).

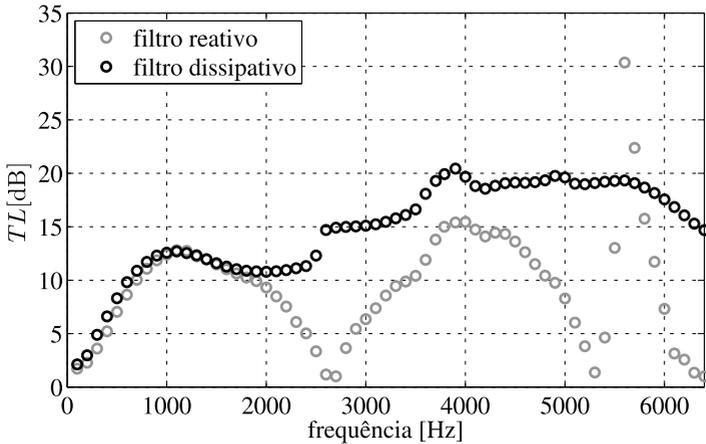


Figura 92 – Análise experimental de filtro acústico: reativo e dissipativo.

A queda da TL do filtro acústico próximo de 3 kHz está associada com a primeira frequência de atenuação nula (filtro reativo). Isto coincide com a distância entre os microfones, a qual aloja $1/2\lambda$ referente a 58 mm.

5.12.3 Análise numérica

O modelo proposto é o mesmo já realizado na seção 4.4 para a realização das abordagens com o filtro acústico reativo. A geometria

é a mesma, sendo adicionado uma camada de material poroso do tipo espuma melamina. A [Figura 93](#) mostra o modelo utilizado para a abordagem numérica, visto que em (a) tem-se a representação do material acústico. O meio poroso é representado através de um fluido equivalente de estrutura rígida, modelo JCA, para a mesma faixa de frequência experimental, ou seja, de 0 a 6,4 kHz com intervalo de 50 Hz. Neste contexto, a discretização elementar máxima adotada foi conforme a frequência máxima para $\lambda/9$, correspondendo a 5,9 mm. O modelo foi desenvolvido no *software* comercial *Comsol*®.

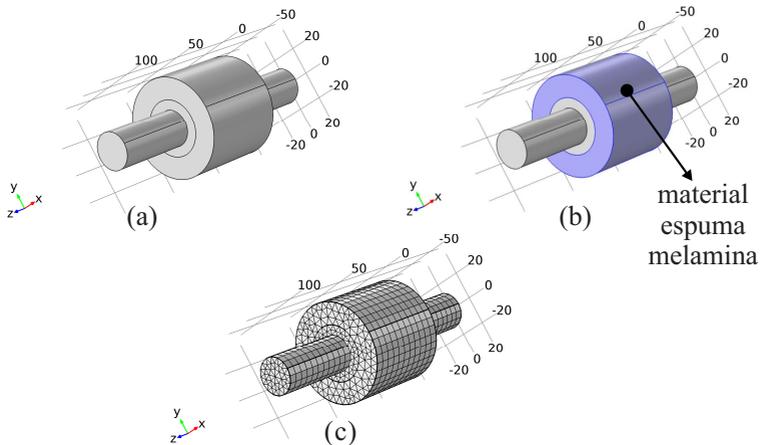


Figura 93 – Modelo numérico de filtro dissipativo com espuma de melamina: (a) geometria, (b) material poroso e (c) malha.

Os parâmetros macro-acústicos da espuma melamina são: $\sigma_{rf}=15843$ Pa.s/m², $\phi=0,99$, $\alpha_{\infty}=1,09$, $\Lambda=65,27 \mu\text{m}$ e $\Lambda'=243,61 \mu\text{m}$ (Mais informações desse material podem ser vistas na [seção B.2](#)). A [Figura 94](#) mostra a comparação das análises realizadas para o filtro acústico dissipativo. Vale ressaltar que o tempo computacional para a simulação realizada é de 11 minutos, sendo usado um computador com as configura-

rações: processador Intel(R) Core(TM) i7-3770K CPU@3.50 Hz, 24 GB de RAM e HD SSD (estado sólido).

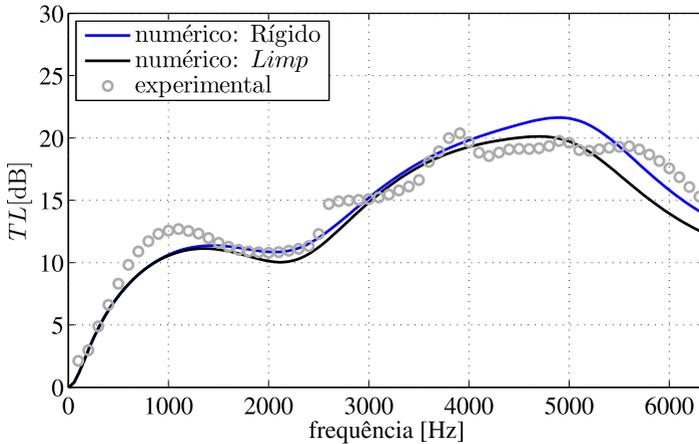


Figura 94 – Análises: experimental e numérica de filtro acústico dissipativo.

As curvas de TL apresentam boa concordância, embora exista variação de amplitude entre a curva experimental e numérica em algumas regiões do espectro. O modelo JCA-flexível apresentou menor atenuação devido ao comportamento da curva de absorção sonora. Isto revela que o efeito de inércia do material poroso de espuma melamina é altera a performance do filtro acústico, se comparado ao modelo JCA de estrutura rígida.

Possíveis fontes de incertezas do modelo numérico são: variação da geometria do meio poroso, pois na prática foram realizados cortes manuais na placa do material acústico, os quais não foram perfeitos. Além disso, as propriedades macro-acústicas podem apresentar incertezas de medição, principalmente, a resistividade ao fluxo, que é o parâmetro mais influente no modelo JCA, como foi visto em abordagens anteriores.

5.13 Resumo do capítulo

Todo o estudo de material poroso requer o conhecimento das características acústicas do material. As bancadas desenvolvidas nesta pesquisa foram extremamente essenciais para as abordagens propostas (analítica, numérica e experimental). A perda de transmissão do material estudado foi a característica mais adequada para a caracterização inversa, pois o a impedância de superfície analítica, modelo JCA, não foi eficaz para representar o meio poroso metálico, principalmente a parte real da mesma.

O filtro acústico dissipativo é uma alternativa no controle de ruído em um problema de Engenharia. A necessidade de otimizar as características macro-acústicas é uma das metodologias eficientes para a obtenção da performance ótima do dispositivo. Além disso, devido à limitação de espaço e redução de custos para a produção em massa, são fatores fundamentais para o uso da ferramenta de otimização.

6 Otimização

6.1 Métodos de Otimização

O procedimento de Otimização é muito utilizado em problemas de diversas áreas da engenharia bem como de outras áreas. Por exemplo, em estruturas dinâmicas visa-se a redução de massa ou aumento de rigidez sem alterar a geometria, a fim de controlar as frequências naturais do sistema. Esse fato torna um grande desafio para projetistas e pesquisadores desenvolverem modelos preditivos, analíticos ou numéricos (mais realistas possíveis), na busca da performance ótima.

Nesse contexto, o avanço da tecnologia de computadores tornou prático o uso de ferramentas de simulação numérica em análises multifísicas. Nelas são realizadas análises preditivas, em que a prototipagem permite testar e avaliar produtos antes de serem lançados no mercado.

Um problema de otimização é definido diante das variáveis de projeto, as quais sintetizam o sistema avaliado. A partir disso, uma função custo (ou objetivo) é definida a fim de representar o desempenho de tal sistema. Essa função possui regiões de mínimo ou máximo, as quais serão encontradas de maneira iterativa em uma região de satisfação viável, a qual depende de restrições, sejam elas de igualdade ou desigualdade ([ARORA, 2004](#)).

A classificação da otimização é denominada em três tipos: paramétrica, topológica e forma. O primeiro está relacionado com os parâmetros do material da estrutura, isto é, módulo de elasticidade, *poisson*, etc, ou dimensões da mesma, comprimento, largura e espessura. Entretanto, o domínio geométrico é mantido.

Já no segundo tipo, ocorre variação do domínio da estrutura, topologia, sendo verificado onde deve ter, ou não, a presença de material físico. Esse método é dividido em dois grupos: aproximações por microestrutura, em que existe um controle da rigidez e densidade do material, variando entre 0 e 1, e aproximações por macroestrutura, sendo inserido furos no domínio geométrico.

No último tipo, tem-se alteração na fronteira do domínio. Em estruturas discretas é feita a mudança de coordenada dos nós, já para o caso contínuo, modificam-se as curvaturas, raios, ângulos, etc. A solução ótima dos contornos da geometria devem respeitar as restrições do problema proposto.

A solução da otimização é realizada por métodos numéricos, os quais algoritmos, já conhecidos pela literatura¹ (SIMPLEX, Newton, BFGS, Lagrangeano Aumentado, *GA*, *DE*, etc), obtêm a reposta ótima do problema. Eles são classificados por métodos de programação matemática (lineares e não-lineares) e probabilísticos (ou heurísticos). Estes foram escolhidos para a solução dos problemas abordados nesta tese, devido à prática de uso, física do problema e baixo custo computacional, diante do número de variáveis de projeto. Ao contrário do outro tipo, evita-se o cálculo de derivadas, como no caso do método Gradiente, que dependendo do ponto inicial arbitrado, pode estacionar em mínimos locais.

Diversos trabalhos relacionados com Vibro-acústica desenvolve-

¹ Métodos numéricos de programação linear: SIMPLEX, não-linear: Newton, BFGS, Lagrangeano Aumentado; Métodos numéricos probabilísticos: *DE* e *GA*.

ram estudos com o uso de otimização. Vendrami (2013) pesquisou sobre isoladores de vibração da placa base de compressores de refrigeração doméstica, sendo utilizada a otimização paramétrica (dimensões geométricas: altura, diâmetros interno e externo), cuja finalidade é minimizar a força de transmissão do compressor para tal placa. O algoritmo escolhido para a solução foi o *GA*. Resultados ótimos mostraram uma redução de magnitude da força transmitida em 30% na frequência de operação do compressor de 50 Hz até 150 Hz.

Uma das abordagens realizadas por Martins (2015) também foi com a otimização paramétrica, sendo que o propósito da tese foi avaliar transdutores piezoelétricos de alto-falantes para aparelhos auditivos. Os algoritmos usados *GA* e *NM*² são complementares para a análise. Deseja-se maximizar o espectro de NPS do sistema para a faixa de frequência de 20 a 8 kHz, cujas variáveis de projeto são as dimensões do domínio piezoelétrico e da cavidade que envolve este sistema. Resultados foram promissores com ganho de 20 dB se comparados com um protótipo desenvolvido para o trabalho.

Dühring et al. (2008) pesquisam sobre Acústica de salas utilizando a otimização topológica, cuja ideia é preencher com material de absorção sonora uma área de um ambiente retangular. Busca-se minimizar a pressão sonora em baixas frequências. Ainda sim, o algoritmo escolhido para a solução é o *MMA*³. Os modelos numéricos são em 2D e 3D, sendo representados por MEF no *software* comercial *Comsol with Matlab*, visto que o meio poroso é modelado pela densidade e o módulo de compressibilidade (*bulk modulus*). Resultados demonstram uma redução de 35 dB no NPS se comparado com um modelo sem a presença de material de absorção sonora.

² Método numérico determinístico desenvolvido por *Nelder-Mead* baseado no *SIMPLEX*, o qual não necessita do cálculo de gradientes da função objetivo.

³ Método numérico determinístico *Method of Moving Asymptotes* desenvolvido por *Svanberg* (1987).

Guesser (2014) realiza o controle das frequências naturais de uma placa plana (similar à placa base de um compressor de refrigeração doméstica), com uso da otimização de forma, sendo adotado o método determinístico representado pelo algoritmo gradiente MMA. Esta decisão de escolha foi devido ao grande número de variáveis, as quais correspondem ao posicionamento dos nós da malha do modelo numérico baseado em MEF. O *design* otimizado da estrutura apresentou NWS superior em 7 dB, em relação a uma placa plana, na frequência de operação do compressor de 50 Hz.

Chiu (2011) faz a otimização de forma de filtros acústicos reativo, dissipativo e híbrido (câmara de expansão, material poroso - lâ de rocha e micro perfurações), utilizando o algoritmo evolutivo GA. A função objetivo é o NWS do dispositivo, sendo calculada pelo MMT. Resultados apontam que o modelo em destaque é o híbrido, pois a redução de nível é de 54 dB. Vale ressaltar que as propriedades do material poroso são constantes no procedimento da otimização.

Estudos desenvolvidos envolvendo otimização topológica de materiais fibrosos por Yoon (2013), filtros acústicos tipo câmara de expansão simples, sendo considerado o modelo empírico Delany-Bazley³, o qual considera o número de onda e a impedância característica do meio poroso complexos. A função objetivo definida é a perda de transmissão do dispositivo acústico. Os resultados ótimos revelaram um ganho de 30 dB em relação ao dispositivo sem material acústico, na faixa de frequência de 100 a 200 Hz.

Já na pesquisa de Liu et al. (2014), foi utilizada a otimização paramétrica na análise de materiais fibrosos, porém foi escolhido o modelo de fluido equivalente JCA (cinco parâmetros macro-acústicos), o qual é o mais representativo. As variáveis de projeto são da micro-

³ Modelo de material poroso simplificado, o qual depende somente da resistividade ao fluxo. Aplicado em meios fibrosos de porosidade quase unitária, sendo desenvolvido pelos autores Delany e Bazley (1970) na década de 70.

estrutura do material: raio e *gap* (vazio entre as poros cilíndricos) da fibra. Busca-se a maximização do coeficiente de absorção em três faixas: baixa (20 a 500 Hz), média (500 a 2000 Hz) e alta (2000 a 15000 Hz) frequência. O algoritmo utilizado é o método de programação não-linear *SLP*³. O trabalho conseguiu estimar tendências entre o raio da fibra e a porosidade ótima do material, sendo revelado para todas as faixas de frequência arbitradas que o comportamento tende a diminuir com aspecto não-linear (exponencial), a medida que o raio da fibra aumenta. Fixando a espessura do material, 25 mm, foram observadas as maiores contribuições no coeficiente de absorção para médias e altas frequências, em que o *gap* é a variável de maior influência no problema.

6.2 Modelo de otimização

6.2.1 Material em camada homogênea

O filtro acústico dissipativo para os modelos de otimização é do tipo câmara de expansão simples, cujas dimensões geométricas foram simplificadas, a partir da geometria da [Figura 22](#). A otimização é paramétrica, em que as variáveis de projeto são as propriedades macro-acústicas do meio poroso, sendo arbitrado o algoritmo evolutivo *DE* para a solução do problema, o mesmo utilizado na caracterização inversa ([seção 5.9](#)).

A [Figura 95](#) mostra as cotas do filtro a ser analisado, visto que o material poroso presente na câmara de expansão é ilustrativo. A justificativa de preenchimento total da câmara de expansão com material poroso é a maior atenuação da *TL* do sistema ([BARBOSA; LENZI, 2016](#)). A [Tabela 17](#) apresenta as dimensões do filtro acústico estudado.

³ *Sequential Linear Programming*.

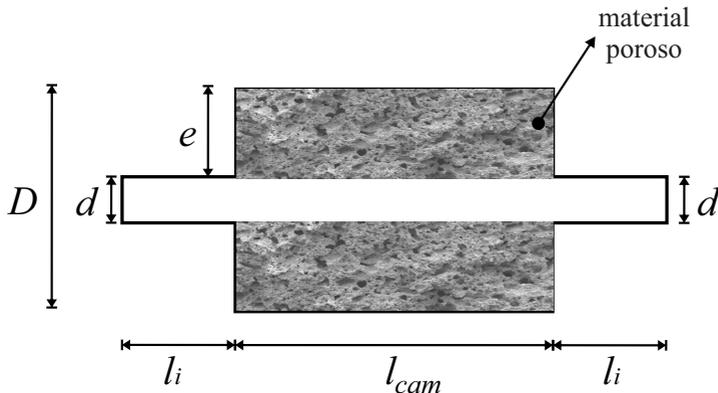


Figura 95 – Vista do modelo do filtro acústico dissipativo para otimização.

Tabela 17 – Dimensões do modelo de filtro acústico dissipativo.

d [mm]	e [mm]	D [mm]	l_{cam} [mm]	l_i [mm]
3	8,5	20	61	4

O problema de otimização pode ser estruturado por:

$$F(\mathbf{X}) = \max_{\mathbf{f}} [TL_{otim}(\mathbf{X}, \mathbf{f})], \quad (6.1)$$

$$\mathbf{f} = \{500 \quad \dots \quad 5000\}, \quad (6.2)$$

$$\mathbf{X} = \{X_1 \quad \dots \quad X_n\}, \quad (6.3)$$

$$TL_{otim}(\mathbf{X}, \mathbf{f}) = \frac{1}{dim} \sum_{i=1}^{N_f} TL(\mathbf{X}, \mathbf{f}), \quad (6.4)$$

sendo \mathbf{f} o vetor faixa de frequência da otimização [Hz], \mathbf{X} o vetor de variáveis de projeto e TL_{otim} a perda de transmissão global do filtro acústico, a qual está linearizada pela dimensão (dim) do vetor \mathbf{f} e TL a perda de transmissão do filtro acústico para cada frequência. As variá-

veis de otimização deveriam ser as cinco propriedades macro-acústicas do material, porém a fim de evitar incompatibilidades utilizaram-se quatro, considerando a relação entre os comprimentos característicos. A Tabela 18 informa as restrições adotadas para o problema de otimização.

Tabela 18 – Restrições inferiores e superiores para as variáveis de otimização.

	$\sigma_{r,f}$ [Pa.s/m ²]	ϕ [-]	α_∞ [-]	Λ'/Λ
inferior	1,00E3	0,40	2,00	1,20
superior	1,00E7	0,85	5,00	3,00

O modelo do filtro acústico com material poroso metálico é baseado em MEF, sendo que a Figura 96 mostra a geometria e a malha, sendo indicado a região do domínio poroso. A faixa de frequência neste procedimento é de 500 Hz a 5 kHz. A discretização da malha é feita para

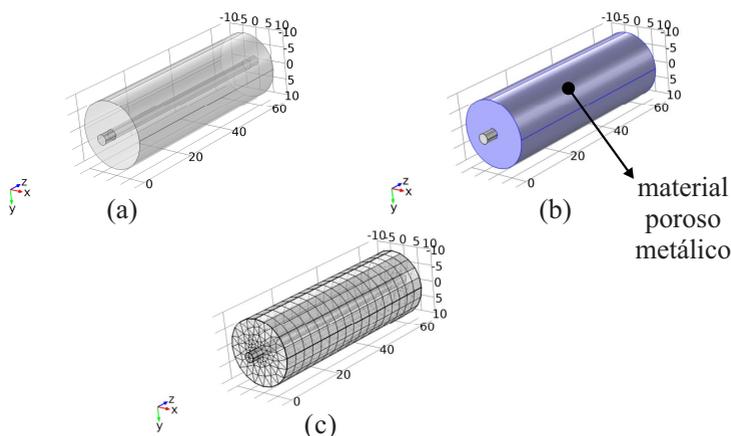


Figura 96 – Modelo de filtro de otimização: (a) geometria, (b) domínio poroso e (c) malha.

a frequência máxima de análise, critério de *Nyquist*, para $\lambda/9$, em que a

dimensão máxima do elemento é de 3,6 mm. As condições de contorno e tipo de excitação são as mesmas realizadas para a modelagem numérica do filtro acústico reativos (ver seção 4.4). Foi utilizado o *software* comercial Comsol com uso da ferramenta *Comsol 5.1 with Matlab*⁴. Esta permite realizar toda *script* da análise de pré e pós-processamento no próprio Matlab®. A maior vantagem é o custo computacional, pois não existe necessidade de janela gráfica. A Figura 97 mostra como é realizada a busca pelas variáveis ótimas do problema, parâmetros macro-acústicos do meio poroso. Vale ressaltar que o modelo JCA é de estrutura rígida.

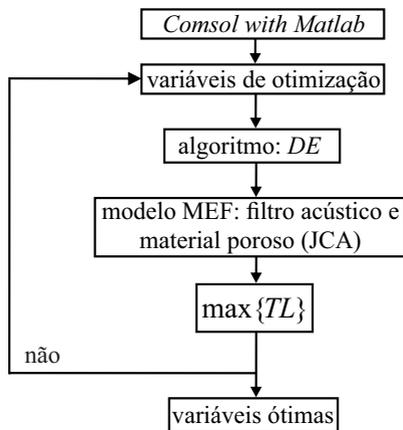


Figura 97 – Fluxograma de otimização do filtro dissipativo.

6.2.2 Análise de convergência

Um teste de convergência foi realizado a fim de verificar os parâmetros do algoritmo de otimização. Esta análise ainda permite avaliar quais parâmetros são mais importantes para o procedimento de obtenção

⁴ Ver LiveLink™ for MATLAB® User's Guide. O Apêndice F apresenta os códigos programados para tal rotina.

do ótimo global da função objetivo. Basicamente, o algoritmo *DE* possui os seguintes parâmetros principais: população (*Pop*), *it* (máximo de iterações por geração de população), *Dv* (fator do vetor de diferença) e *Cr* (*crossover*). A análise foi realizada com seguintes parâmetros: *Pop*=80, *Dv*=0,9 e *Cr*=1. Assim, o número de iterações é interessante para evitar um alto tempo de processamento/custo computacional. Os testes foram feitos para o número máximo de iterações por geração de população: 5, 10 e 20. A [Tabela 19](#) informa os resultados da função objetivo e o tempo de processamento. O valor da função objetivo ser negativo significa a maximização da função objetivo pelo algoritmo.

Tabela 19 – Análise de convergência: número máximo de iterações.

	<i>it</i> [-]		
	5	10	20
$F(\mathbf{X})$ [dB]	-43,26	-43,45	-43,45
t [h]	4	7	17

Primeiramente, a estabilização da função objetivo ocorre para *it*=10, ou seja, a função objetivo não varia, mesmo se aumentando o número máximo de iterações. Além disso, o tempo de processamento aumenta em dez horas, se duplicado tal parâmetro.

Foram registrados os dados da função objetivo para toda iteração, em que o algoritmo acessou tal função. Isto pode ser visto na [Figura 98](#), em que o total de iterações é aproximadamente: *Pop.it*.

A [Tabela 20](#) informa os parâmetros finais da solução da otimização, sendo perceptível a convergência para o número máximo de iterações igual a 10. É interessante notar a maximização da porosidade (restrição superior), assim, isto implica em um material que apresente a fase fluida maior que a fase sólida. Além disso, a ordem de grandeza da resistividade ao fluxo ($\text{Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$) é 10^5 .

A [Figura 99](#) mostra os resultados da otimização para a *TL* do

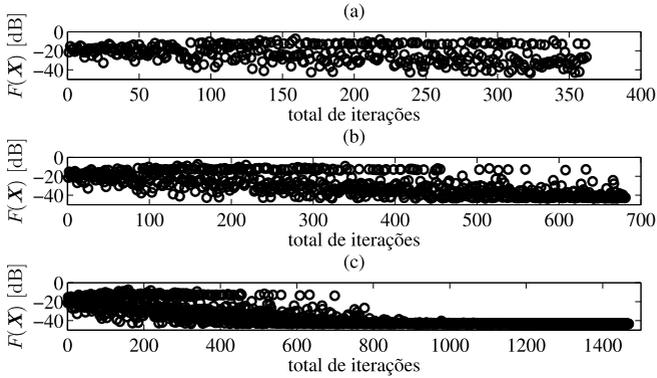


Figura 98 – Análise de convergência: (a) $it=5$, (b) $it=10$ e (c) $it=20$.

Tabela 20 – Resultados da análise de convergência.

it	σ_{rf} [Pa.s/m ²]	ϕ [-]	α_{∞} [-]	Λ'/Λ
5	3,97E5	0,85	2,00	1,20
10	4,39E5	0,85	2,00	1,20
20	4,34E5	0,85	2,00	1,20

filtro dissipativo otimizado, comparada com a performance do mesmo sem material poroso (reativo). A atenuação para a faixa de frequência escolhida é maximizada, porém ainda existem regiões nas quais a TL apresenta a mesma amplitude do filtro reativo. O comportamento da TL é decorrente dos parâmetros ótimos do material, ou seja, uma combinação do algoritmo para o problema de otimização proposto.

Outro dado importante é o coeficiente de absorção do material (material apoiado sobre estrutura rígida) com as propriedades ótimas encontradas. A Figura 100 mostra para os casos avaliados, considerando a espessura do material de 6,4 mm, em que o material está apoiado sobre estrutura rígida. As propriedades do fluido são do R134a (condição de descarga do compressor). Nota-se a amplitude máxima do coeficiente de

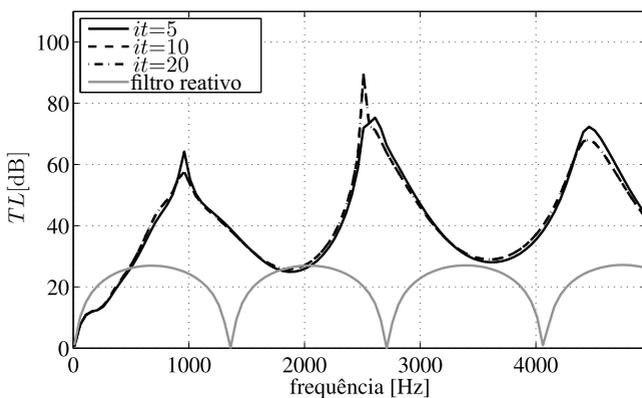


Figura 99 – TL do filtro dissipativo otimizado e do filtro reativo.

absorção para a frequência de 5 kHz. Logo, a característica do material é coerente com a faixa de frequência de interesse da otimização.

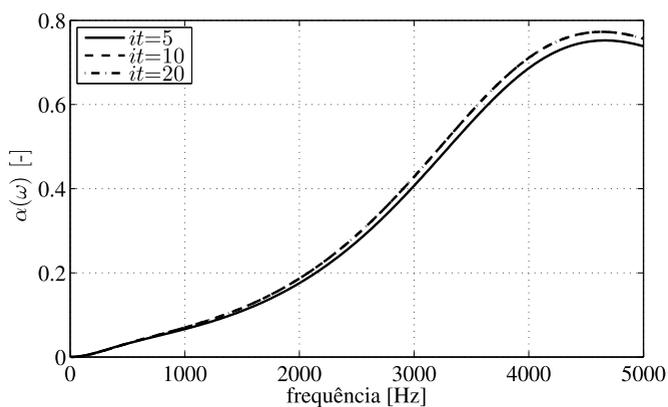


Figura 100 – Coeficiente de absorção do material acústico ótimo.

A análise dos dados resultantes do procedimento de otimização mostram a eficácia de ferramenta, todavia na prática, torna-se difícil

obter os parâmetros macro-acústicos do material poroso ótimo. Além disso, tais parâmetros geralmente são dependentes entre si ⁵. Assim, surge uma necessidade de interligá-los, sendo arbitrado em função da porosidade. Isto é realizado devido ao material acústico metálico estudado ser do tipo granular, pois o processo de fabricação da metalurgia do pó, envolve a porosidade e o tamanho de poro das partículas de pó metálico para a obtenção das amostras.

6.2.3 Parâmetros macro-acústicos dependentes

A vantagem de trabalhar com as variáveis de projeto dependentes é a redução do tempo de processamento da análise. Um procedimento de regressão linear é realizado com cada par de parâmetros macro-acústicos em função da porosidade. A [Figura 101](#) mostra a relação linear criada. Isto é usado quando o algoritmo testar um valor de porosidade, uma função calcula os outros parâmetros.

O modelo de otimização da [subseção 6.2.1](#) é refeito, tendo em vista a redução das variáveis de projeto para uma única, isto é, a porosidade do material. A redução no tempo de processamento é drástica, sendo o tempo total de 45 min. As variáveis finais do material acústico ótimo estão listadas na [Tabela 21](#). Como no modelo anterior, a porosidade é maximizada em 0,85.

Tabela 21 – Resultados da otimização com os parâmetros dependentes.

σ_{rf} [Pa.s/m ²]	ϕ [-]	α_{∞} [-]	Λ [μ m]	Λ' [μ m]
2,75E6	0,85	2,62	31,23	78,21

A [Figura 102](#) mostra a performance do filtro dissipativo com os parâmetros macro-acústicos ótimos. Nota-se um comportamento da

⁵ [Cox e D'antonio \(2009\)](#) apresentam para alguns tipos de materiais fibrosos a expressão da resistividade ao fluxo em função da densidade do material ou raio da fibra.

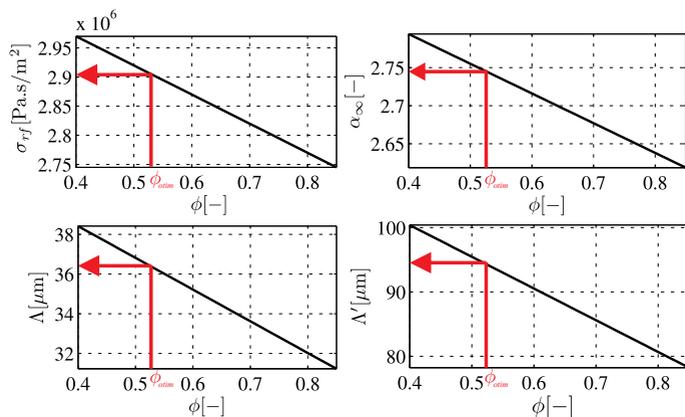


Figura 101 – Tendências dos parâmetros macro-acústicas das amostras.

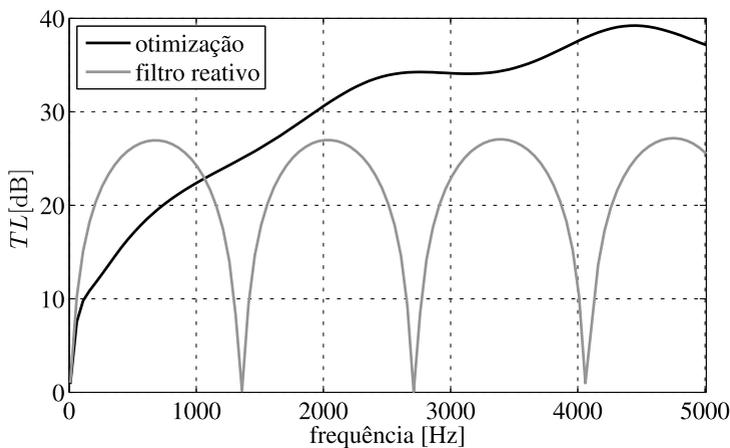


Figura 102 – TL do filtro acústico com parâmetros macro-acústicos ótimos.

TL ótima mais coerente com um filtro dissipativo. A baixa atenuação, região abaixo de 1 kHz, pode ser justificada pela baixa absorção sonora do material, como apresentada na [Figura 103](#), para espessura de 8,5

mm (fluido R134a - condição de descarga do compressor). Além disso, a relação dos diâmetros, tubo de entrada e câmara de expansão, favorece ao efeito reativo, se comparado com o efeito dissipativo do material poroso.

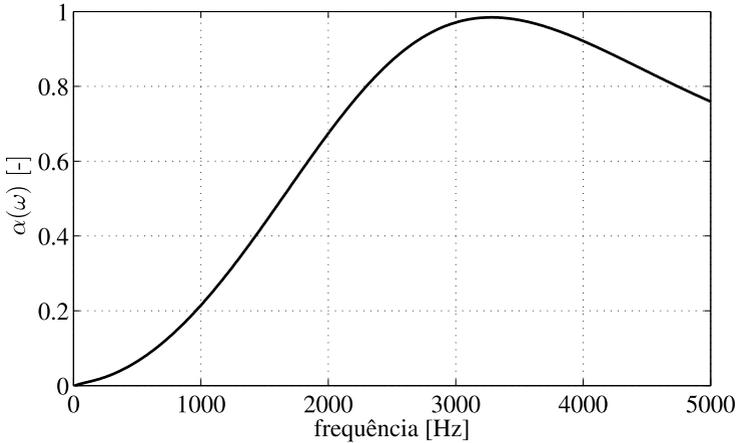


Figura 103 – Coeficiente de absorção com parâmetros macro-acústicos ótimo.

Uma outra análise é comparar as propriedades obtidas da caracterização do material avaliado com as propriedades ótimas no desempenho do filtro acústico avaliado. A [Figura 104](#) mostra a comparação realizada, revelando a importância da otimização paramétrica do material. Em regiões do espectro, principalmente em alta frequência, é possível notar uma diferença máxima de 10 dB. Assim, as propriedades ótimas influenciam o comportamento da TL do filtro, evitando as oscilações da mesma. Foram testadas os parâmetros macro-acústicos das amostras 5B2 e 6B2 (ver [subseção 5.8.3](#)), tanto para o método Direto, quanto para o Inverso. A maior dispersão está para o caso da 5B2, pois o comprimento característico viscoso apresenta erro, entre experimental e inverso, de 159%. Tal propriedade influencia principalmente as altas

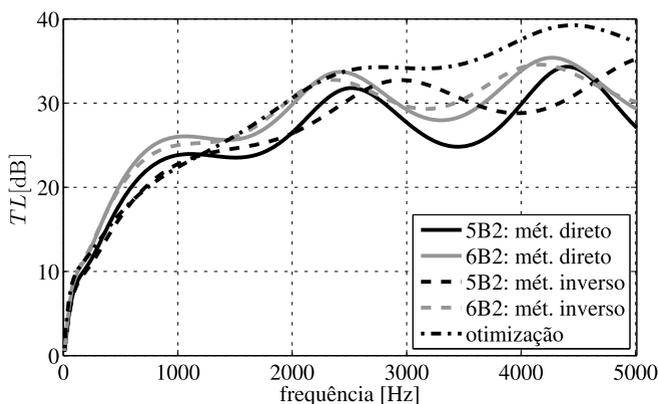


Figura 104 – TL do filtro dissipativo: propriedades ótimas e dos materiais avaliados.

frequências, região de 2,5 kHz a 5 kHz.

Os campos de NPS de tal modelo podem ser vistos na [Figura 105](#) para as frequências em que a TL apresenta máximos relativos. Quando isso ocorre nota-se redução da pressão sonora na saída do filtro acústico.

6.2.4 Análise de influência

Uma análise pertinente com o parâmetro resistividade ao fluxo, material otimizado, é verificar o quanto ele pode influenciar na perda de transmissão do modelo numérico de otimização. A [Figura 106](#) mostra a influência de tal parâmetro, sendo revelados a grande importância e o alto impacto que ele pode proporcionar na alteração do comportamento da performance do filtro. Vale destacar a semelhança dos resultados com o primeiro modelo de otimização, em que os parâmetros macro-acústicos não são dependentes. As propriedades do fluido utilizadas nesta análise são do gás refrigerante R134a (condição de descarga do compressor).

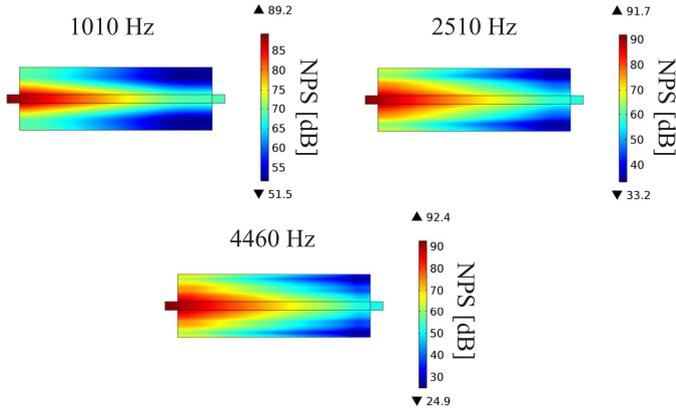


Figura 105 – Campo de NPS do filtro acústico otimizado.

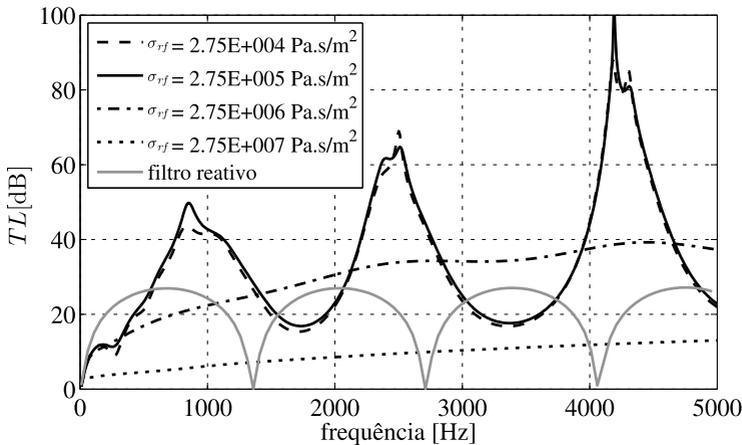


Figura 106 – Influência da resistividade ao fluxo no modelo de otimização: TL .

Outra informação interessante é o coeficiente de absorção sonora cuja espessura de 8,5 mm (material apoiado sobre estrutura rígida), visto na [Figura 107](#), o qual corrobora com os dados da TL do filtro

acústico avaliado. Neste contexto, quanto maior a resistividade, menor é a absorção do material, pois o meio poroso torna-se uma parede rígida (ou fisicamente ocorre o fechamento dos poros).

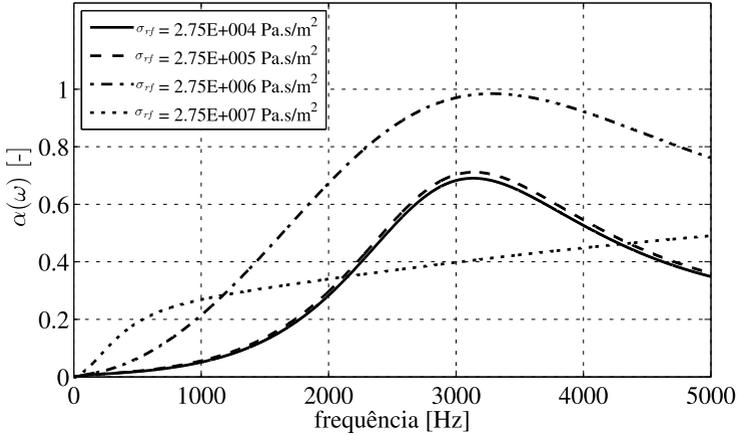


Figura 107 – Influência da resistividade ao fluxo no modelo de otimização: $\alpha(\omega)$.

Uma análise similar à anterior é na influência de cada parâmetro macro-acústico, quanto ao efeito na TL_{num} . Foram realizadas variações de $\pm 20\%$ em cada propriedade, sendo considerado em relação aos dados ótimos. A [Figura 108](#) mostra que a σ_{rf} altera todo espectro, provocando variação de cerca de 7 dB em 1 kHz. De forma semelhante a resistividade ao fluxo, a porosidade altera a TL a partir de 1 kHz em até 9 dB, como mostra a [Figura 109](#). A porosidade de referência é 0,70, pois se for realizado um fator de aumento de 20% em 0,85, resulta em um valor maior que a unidade, o que não convém para tal parâmetro.

A [Figura 110](#) mostra o efeito da tortuosidade, principalmente a partir de 2 kHz, chegando a variar em 10 dB para alta frequência. Já para os comprimentos característicos, [Figura 111](#) e [Figura 112](#), tal

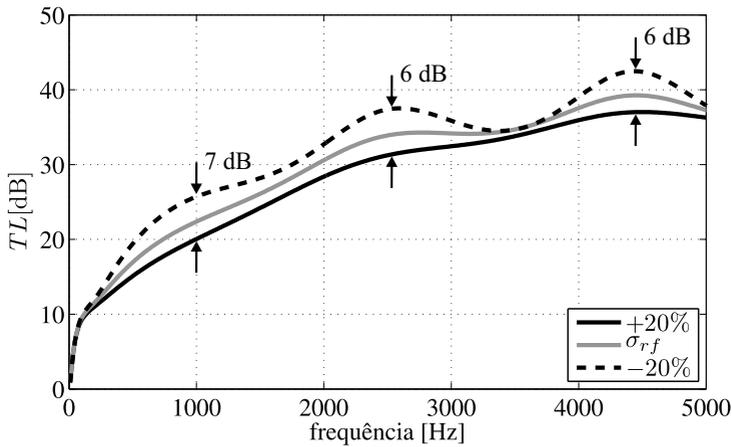


Figura 108 – Influência da σ_{rf} no modelo ótimo.

variação não foi suficiente para alterar a TL .

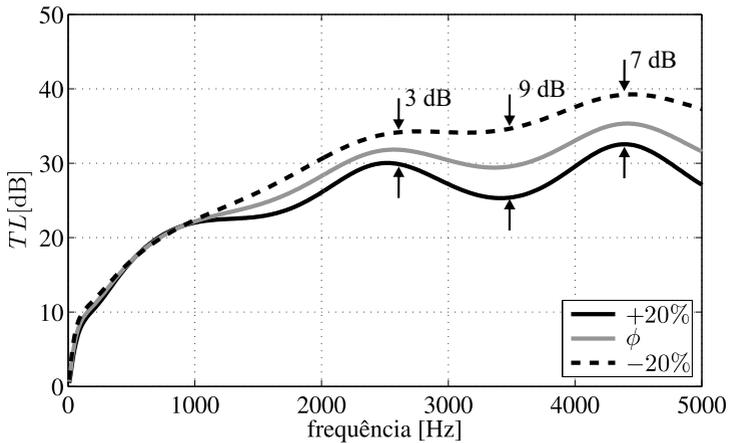


Figura 109 – Influência da ϕ no modelo ótimo.

As análises realizadas a fim de verificar a influência dos parâme-

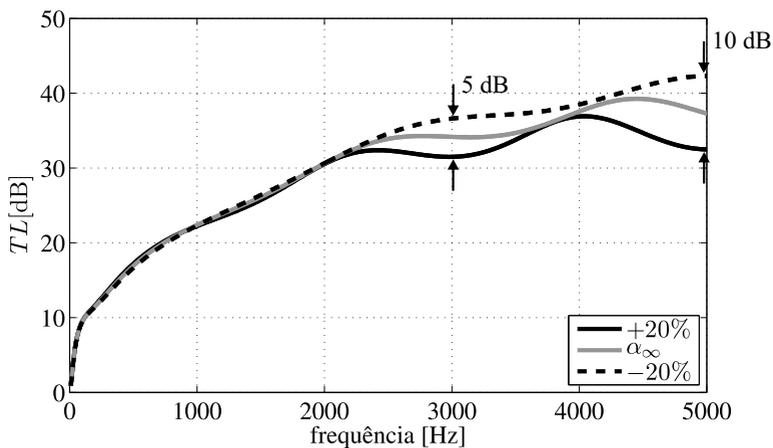


Figura 110 – Influência da α_∞ no modelo ótimo.

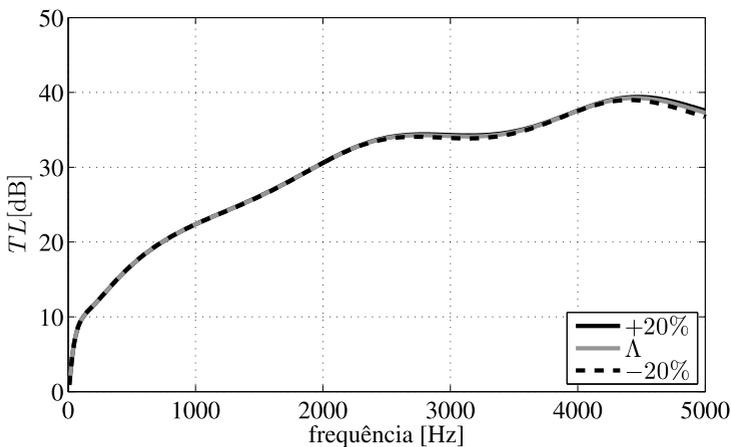


Figura 111 – Influência do Λ no modelo ótimo.

tros macro-acústicos no modelo numérico de otimização (única camada), revelaram a importância de cada parâmetro na perda de transmissão

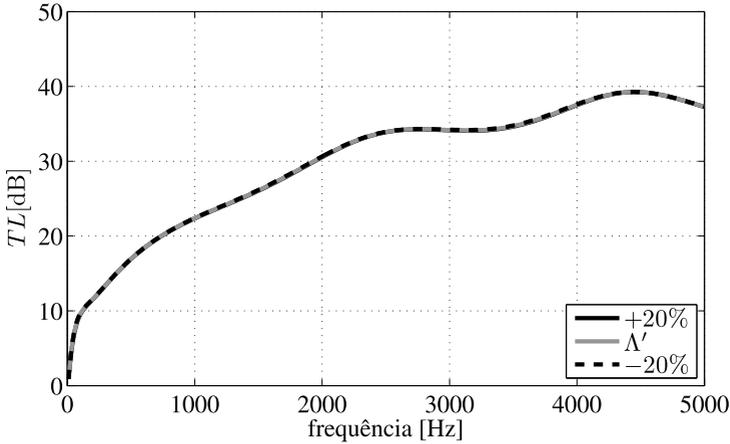


Figura 112 – Influência do Λ' no modelo ótimo.

do filtro. Entretanto, a necessidade de avaliar diferentes camadas na câmara de tal dispositivo é a seguinte abordagem, em que o material acústico metálico é posicionado em multicamadas longitudinais.

6.2.5 Material em multicamadas

Realizou-se a análise do uso de camadas de materiais diferentes na câmara de expansão do filtro acústico, a fim de verificar se materiais de resistividade ao fluxo variadas podem ser viáveis para a maximização da performance do sistema acústico. Foram avaliadas camadas longitudinais com 4, 6, 8 e 10 de espessuras iguais (equivalente à razão entre o comprimento da câmara expansão e quantidade de camadas N_{caml}). O modelo de material poroso é o JCA e somente a resistividade ao fluxo⁴ é a variável de projeto, cuja faixa de restrição adotada é de 10^5 a

⁴ Embora não seja apropriado fixar os parâmetros do material, isso foi feito a fim de reduzir o número de variáveis de otimização, pois por camada ter-se-iam 5 variáveis, tornando alto o custo/tempo computacional.

10^7 Pa.s/m². Assim, os outros parâmetros macro-acústicos são fixos. A [Figura 113](#) mostra em corte do modelo em multicamadas longitudinais.



Figura 113 – Modelo de otimização em multicamadas longitudinais.

Os resultados das resistividades ao fluxo das camadas longitudinais estão mostradas na [Figura 114](#). Nos gráficos de barras, a última representa o valor médio de tal parâmetro. As camadas com menor valor

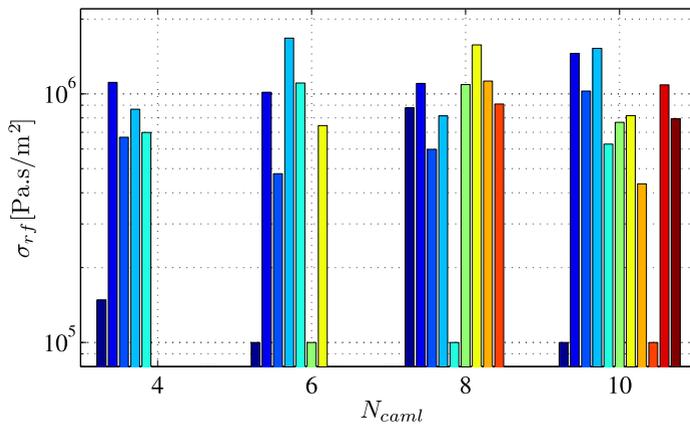


Figura 114 – Resultados da otimização em multicamadas longitudinais.

tendem a não ter maior influência no modelo, demonstrando que na média a resistividade ao fluxo é direcionada para valores próximos da ordem de 10^6 Pa.s/m². Tal fato consolida que somente uma camada de material poroso seja suficiente para maximizar a performance do filtro, como foi realizado anteriormente. A perda transmissão dos modelos é vista na [Figura 115](#) e observa-se regiões do espectro que apresentam baixa atenuação, ao se comparar com os resultados do modelo otimizado (ver [Figura 102](#)).

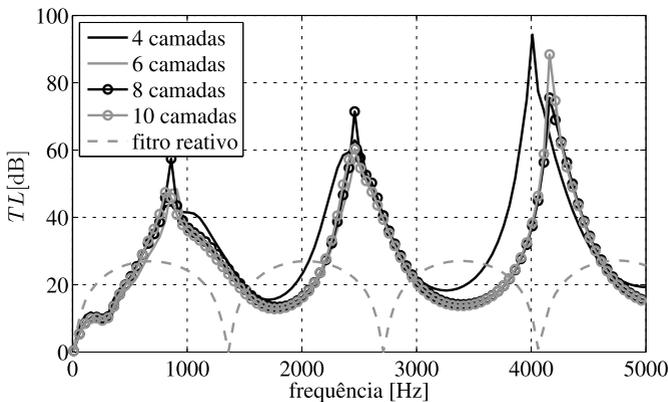


Figura 115 – TL dos modelos em multicamadas longitudinais.

A característica do modelo numérico com 4 camadas, similar à dos outros modelos, pode ser compreendida pelo campo de pressão sonora nas frequências em que a TL apresenta máximos relativos. Na [Figura 116](#) tem-se a formação de modos acústicos na direção transversal. Neste contexto, nota-se para a última camada (esquerda para direita), quando possui maior resistividade, menor é a pressão sonora na região do material (terminação do filtro), conseqüentemente maior é a TL .

O efeito de considerar as quatro camadas de diferentes parâmetros ou uma camada única com a resistividade média das seções

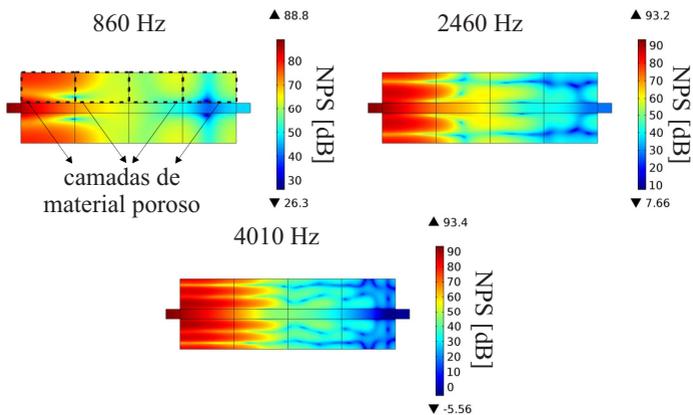


Figura 116 – Campo de NPS do modelo com 4 camadas longitudinais.

longitudinais é mostrado na Figura 117. A redução de tal propriedade, caso abordado, faz diminuir a TL do filtro, já que tal valor médio está abaixo do valor da camada 4.

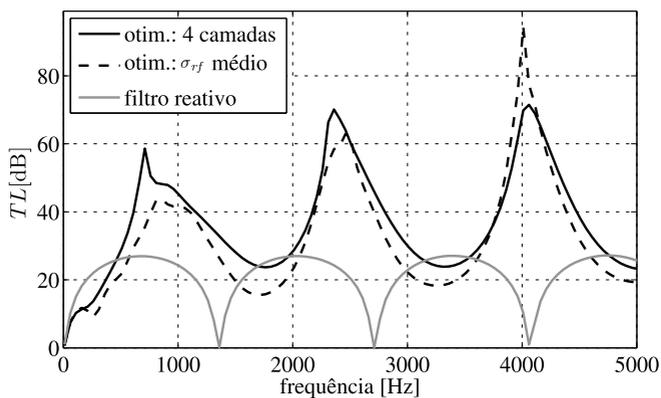


Figura 117 – Análise do modelo com camadas longitudinais.

A partir dos parâmetros macro-acústicos é possível verificar a

contribuição de cada camada no coeficiente de absorção. A [Figura 118](#) mostra a comparação com o valor médio da resistividade ao fluxo das quatro camadas, sendo considerado um material de espessura 8,5 mm. A maior curva de absorção ocorre para a maior resistividade, pois a tendência deste parâmetro é convergir para a ordem de 10^6 Pa.s/m² no processo de otimização.

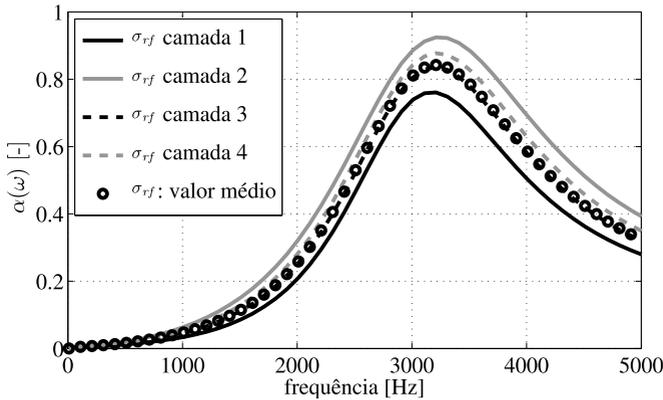


Figura 118 – Coeficiente de absorção das camadas longitudinais.

6.3 Análise de protótipos

A partir dos parâmetros ótimos do material acústico foram construídos protótipos de filtro acústico, a fim de verificar ganhos com o uso desse “novo” material. As geometrias, em corte, podem ser visualizadas na [Figura 119](#), sendo que a espessura do meio poroso é de 8,5 mm, exceto no caso do protótipo 4, o qual apresenta duas camadas de espessura 4 mm.

A [Figura 120](#) mostra a performance dos filtros dissipativos, em que as propriedades macro-acústicas são resultante do procedimento

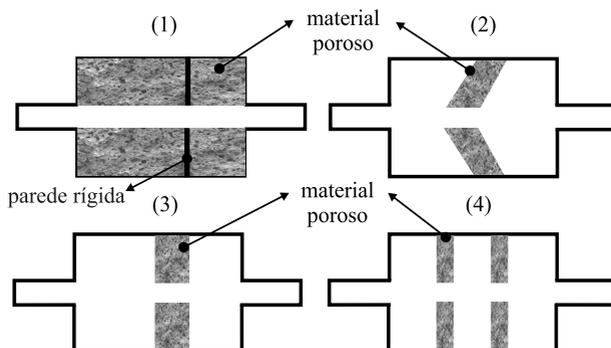


Figura 119 – Protótipos da análise com as propriedades ótimas.

de otimização. No protótipo 1 foi adicionada uma parede rígida de espessura 1 mm. Isto proporcionou a TL ser mais constante com o aumento da frequência, principalmente a partir de 2 kHz. Neste caso, o efeito da segunda câmara de expansão e o meio poroso diminuem a pressão sonora na terminação do filtro, tornando a TL mais plana.

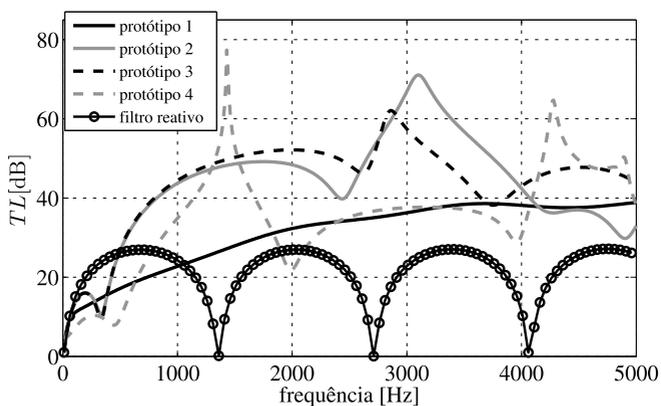


Figura 120 – TL dos protótipos com os parâmetros da otimização.

Já no protótipo 2 foi reduzida a quantidade de material poroso, rearranjando-o no formato diagonal. A separação da câmara de expansão em dois volumes cria uma frequência de baixa atenuação em 310 Hz, relacionada a uma região de máxima e mínima pressão. Na frequência de 2460 Hz tem-se a formação de um modo longitudinal no volume anterior ao meio poroso. Enquanto que em 3100 Hz ocorre a minimização da pressão sonora na região do segundo volume, apresentando um pico em 3100 Hz, devido à presença do material acústico. Por fim, em 4930 Hz são formados múltiplos dos modos longitudinais. A Figura 121 mostra os campos de NPS para as frequências citadas anteriormente.

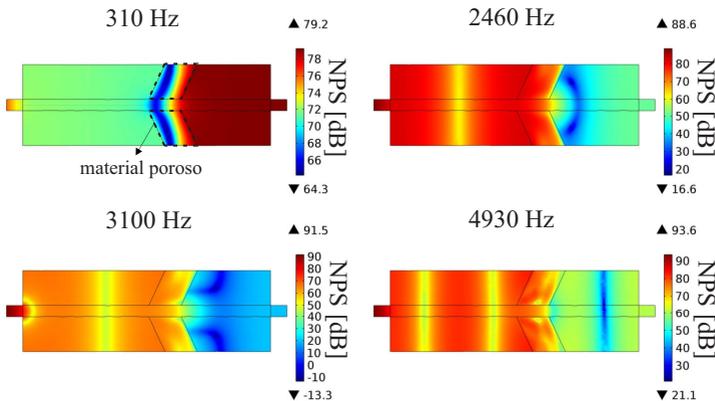


Figura 121 – Campo de NPS do protótipo 2.

No protótipo 3, a TL é similar ao caso anterior, apresentando um ganho nas altas frequências, acima de 4 kHz. Os campos de NPS são vistos na Figura 122, nos quais a influência do posicionamento do meio poroso, perpendicular à face da parede do filtro, gera ondas sonoras na mesma direção. O fenômeno da difração ocorre em 2610 Hz, devido à abertura entre as sub-câmaras do filtro. Nota-se também, um ganho de atenuação de 500 Hz a 1 kHz, pois o efeito reativo da câmara de

expansão é combinado com a dissipação da energia sonora do material.

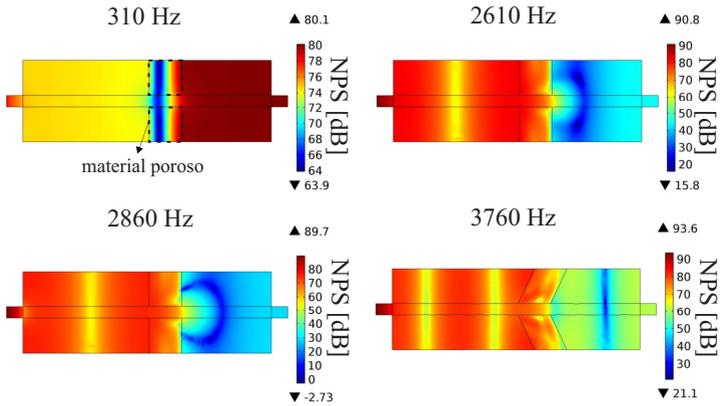


Figura 122 – Campo de NPS do protótipo 3.

A [Figura 123](#) mostra os campos de NPS do protótipo 4. A

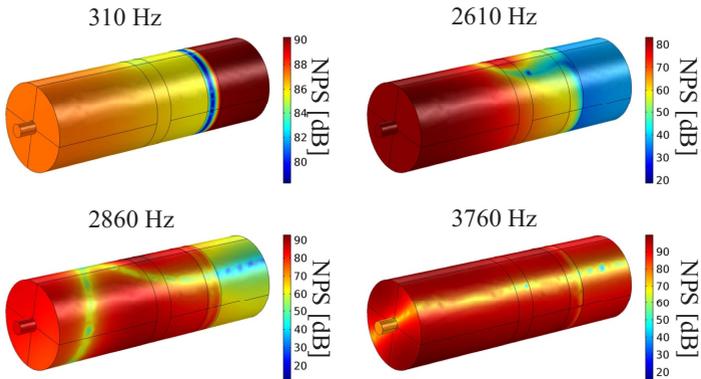


Figura 123 – Campo de NPS do protótipo 4.

criação de múltiplas regiões na câmara de expansão não torna benéfica a performance de tal dispositivo, pois somente duas regiões do espectro

apresentam ganho na TL . Fisicamente, são formadas muitas reflexões entre as cavidades, as quais favorecem ao filtro ter o comportamento de um ressonador de Helmholtz. Ainda sim, são criados modos acústicos axiais nas frequências: 1410 Hz, 4270 Hz e 4900 Hz.

6.4 Análise final

Após a análise dos protótipos é realizada uma comparação da performance do filtro acústico atual (reativo) com a TL do protótipo 3. Os modelos numéricos também consideram o fluido R134a na condição de descarga do compressor. Como o filtro acústico atual apresenta prolongações dos tubos de entrada e saída, isto faz a característica da TL ter picos agudos, formando regiões de modos acústicos localizados em tais regiões. A [Figura 124](#) mostra as curvas de TL para o filtro acústico atual (reativo) e o protótipo otimizado.

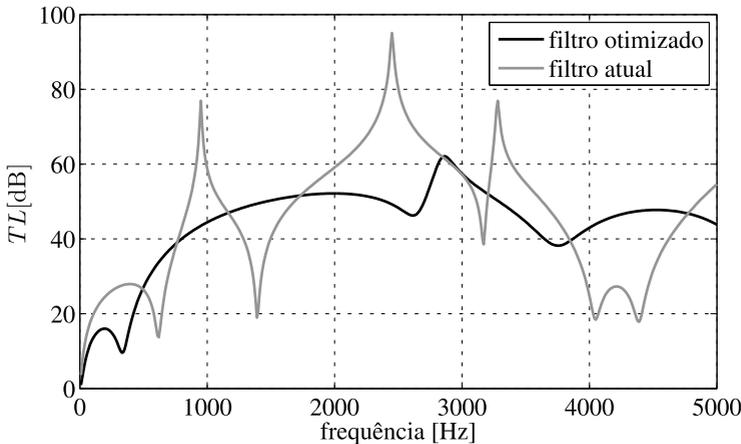


Figura 124 – Comparação final: filtro reativo atual e filtro otimizado.

6.5 Resumo do capítulo

Neste capítulo foi enfatizado o uso da ferramenta de otimização para a solução de um problema de engenharia. A maximização do desempenho do filtro acústico dissipativo foi realizada através dos parâmetros macro-acústicos do meio poroso metálico, preenchida totalmente a câmara de expansão do filtro. O fato de considerar os parâmetros macro-acústicas dependentes da porosidade, tornou mais favorável a relação do processo de fabricação com os dados acústicos do material acústico metálico. Enquanto, nos modelos multicamadas a perda de transmissão não apresentou ganhos de atenuação em banda larga, mas sim em frequências localizadas, quando ocorre a formação de modos acústicos transversais em cada região do material.

A atenuação do filtro dissipativo otimizado mostrou-se satisfatória a partir de 1 kHz a 5 kHz, se comparada com o filtro reativo. Assim, o desenvolvimento de protótipos com uso das propriedades ótimas, demonstraram um ganho da atenuação, principalmente nos protótipos 2 e 3, os quais tiveram redução da quantidade de material. Assim, tem-se o efeito combinado entre reativo e dissipativo. Além disso, o rearranjo do material aumentou a atenuação do filtro acústico, influenciando a propagação sonora na câmara de expansão, principalmente o fenômeno da difração. No contexto geral das análises, a resistividade ao fluxo é o parâmetro mais influente nos modelos de filtro acústico dissipativo. Logo, é importante compreender, como tal propriedade se comporta perante a um campo acústico, cujo NPS é alto.

7 Não-linearidades em materiais porosos

O efeito não-linear em um meio poroso ocorre na resistividade ao fluxo, principal parâmetro macro-acústico de um material acústico. Neste capítulo são abordadas sobre a modelagem analítica e a obtenção experimental de tal comportamento. Análises experimentais com uso da bancada de resistividade ao fluxo pelo método contínuo também estão detalhadas.

7.1 Comportamento não-linear da resistividade ao fluxo

A lei de [Darcy \(1856\)](#) é uma equação constitutiva fenomenológica, a qual descreve o fluxo de um fluido através de um meio poroso. A formulação tem como base dados experimentais para o fluxo de água em leitos de areia e pode ser expressa pela [Equação 7.1 \(FIRDAOUSS et al., 1997\)](#):

$$-\frac{1}{\mu}K \cdot \nabla p = \mathbf{u}, \quad (7.1)$$

sendo ∇p o gradiente de pressão, \mathbf{u} o vetor velocidade do fluido, K o coeficiente de permeabilidade e μ a viscosidade dinâmica do fluido. Para

velocidades altas essa relação torna-se não-linear, devido ao número de Reynolds ser elevado e assim, os efeitos de inércia serem relevantes.

Auregan e Pachebat (1999) investigaram a variação da resistividade ao fluxo de um material poroso rígido com o número de Reynolds, que neste caso é representado nos canais do poro do material. Este apresenta um valor crítico em que a resistividade ao fluxo apresenta comportamento quadrático, ou seja, não-linear. Abaixo do valor crítico a resistividade é linear. A lei de Forchheimer a define, para Reynolds maior que a unidade, segundo a Equação 7.2,

$$\sigma_{rf} = \sigma_{rf0}((1 - \delta) + C_1 Re), \quad (7.2)$$

em que σ_{rf0} é a resistividade ao fluxo definida pela lei de Darcy, δ e C_1 são dados empíricos experimentais e Re é o número de Reynolds no poro do material. Este parâmetro é definido pela Equação 7.3,

$$Re = \frac{2\Lambda u_{poro}}{v}, \quad (7.3)$$

sendo Λ o comprimento característico viscoso do material, u_{poro} a velocidade média do fluido no poro e v a viscosidade cinemática.

Para o caso de Reynolds $\ll 1$, a Equação 7.4 define a relação não-linear, a lei de Darcy na forma quadrática:

$$\sigma_{rf} = \sigma_{rf0}(1 + C_2 Re^2), \quad (7.4)$$

sendo C_2 uma constante empírica. Em materiais porosos o formato do poro nem sempre apresenta forma definida. Zwikker e Kosten (1949) propõem um parâmetro adimensional, similar ao número de Reynolds, para a hipótese da seção transversal dos poros apresentar formato circular, cujo raio é r . Assim, a Equação 7.5 expressa tal parâmetro:

$$\eta_z = \sqrt{\frac{\omega \rho_o r^2}{\mu}}. \quad (7.5)$$

Quando $\eta_z \ll 1$ a viscosidade rege o movimento do fluido e o perfil de velocidade de partícula é parabólico, também conhecido como fluxo de Poiseuille. Este ocorre em fluxos constantes com baixa velocidade e tubos pequenos. Já para $\eta_z \gg 1$, a inércia do fluido predomina, e o perfil de velocidade tende a ser uniforme, ou simplesmente denominado fluxo de Helmholtz. A [Figura 125](#) mostra os tipos de perfis de velocidade. O assunto comentado apresenta as características físicas em seções de área transversal pequena, quanto ao efeito do fluido e o perfil de velocidade típico. Isto corrobora com as expressões da resistividade ao fluxo de um meio poroso, lei de Forchheimer e lei de Darcy não-linear.

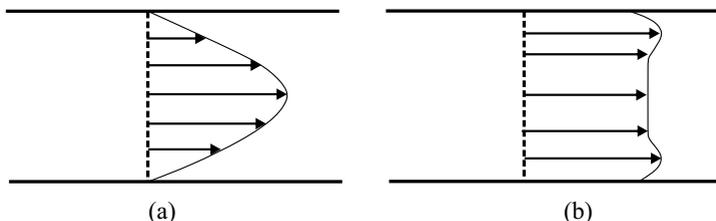


Figura 125 – Perfis de velocidade: (a) fluxo de Poiseuille e (b) fluxo de Helmholtz.

[Auregan e Pachebat \(1999\)](#) avaliam o comportamento da resistividade ao fluxo em função do número de Reynolds no poro de materiais acústicos, principalmente, quanto à não linearidade demonstrada na [Equação 7.4](#). Um dos materiais, aglomerado de borracha, apresenta as propriedades macro-acústicas: $\sigma_{r,f0}=7013 \text{ Pa.s/m}^2$, $\phi=0,47$, $\alpha_\infty=1,80$, $\Lambda=110 \text{ }\mu\text{m}$ e $\Lambda'=750 \text{ }\mu\text{m}$. Os autores ressaltam que para verificar o comportamento não linear é necessário instrumentação de alta precisão, para medir baixos níveis de velocidade e pressão. Logo, os dados

de resistividade ao fluxo estão mostrados na [Figura 126](#). As análises

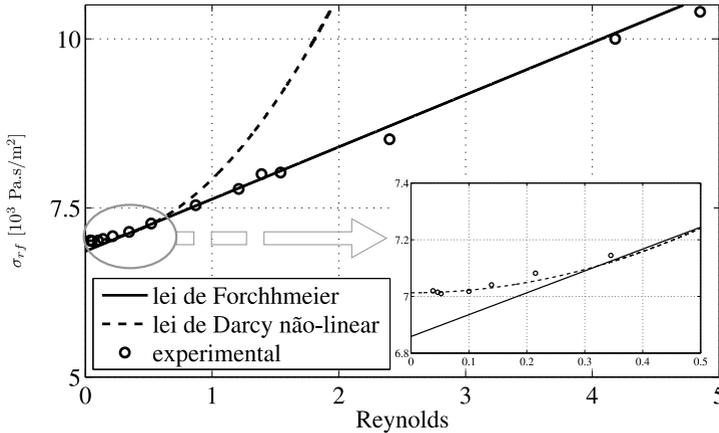


Figura 126 – Comportamento da resistividade ao fluxo em função do Reynolds no poro do material. Fonte: [Auregan e Pachebat \(1999\)](#).

revelam um valor crítico para $Re_c=0,5$, o qual divide em uma região não-linear abaixo de tal valor e outra linear acima de Re_c , conforme as Equações 7.2 e 7.4. Isto enfatiza a importância da região não-linear de acordo com o número de Reynolds.

Nesse mesmo estudo, foram realizadas medições em um tubo de impedância em alto nível de pressão sonora, a fim de compreender o efeito da não-linearidade do material. A [Figura 127](#) mostra os equipamentos da análise experimental. A ideia é obter os coeficientes de transmissão ($|T|$) e reflexão ($|R|$) do meio poroso e comparar com a abordagem analítica desenvolvida pelo modelo de fluido equivalente (JCAL). A cadeia de medição é simétrica e recíproca, assim as expressões para o

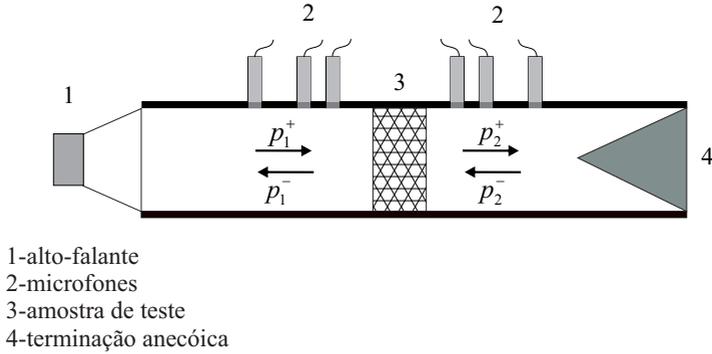


Figura 127 – Esquema da bancada experimental. Fonte: Adaptado de [Auregan e Pachebat \(1999\)](#).

campo de pressão são definidas e os coeficientes são dados [Equação 7.6](#):

$$\left. \begin{aligned} p_2^+ &= T p_1^+ + R p_2^- \\ p_1^- &= T p_2^- + R p_1^+ \end{aligned} \right\} R = \frac{(p_1^+ p_1^- - p_2^+ p_2^-)}{p_1^{+2} - p_2^{-2}} \quad T = \frac{(p_1^+ p_2^+ - p_1^- p_2^-)}{p_1^{+2} - p_2^{-2}}. \quad (7.6)$$

Como a terminação do tubo de impedância é do tipo anecoica, tem-se a [Equação 7.7](#):

$$p_2^- = 0 \quad \therefore \quad T = p_2^+ / p_1^+. \quad (7.7)$$

A velocidade de partícula experimental na face anterior da amostra é obtida pela [Equação 7.8](#):

$$u_1 = \frac{p_1^+ - p_1^-}{Z_o}. \quad (7.8)$$

Para a realização dos testes experimentais foi utilizada excitação tonal para faixa de frequência de 50 Hz a 800 Hz, cujo NPS é 150 dB. O diâmetro do tubo de impedância é 44,5 mm.

O modelo analítico JCAL é utilizado para representar o material estudado, em que o coeficiente de transmissão analítico é expresso pela [Equação 7.9](#):

$$T = \left(\cos(\tilde{K}_{ef}(\omega)L_m) + i \left(\frac{\epsilon^2 + 1}{2\epsilon} \right) \operatorname{sen}(\tilde{K}_{ef}(\omega)L_m) \right)^{-1}, \quad (7.9)$$

sendo $\epsilon = \tilde{Z}_s/\phi Z_o$, relação de impedâncias acústicas. Por fim, a [Figura 128](#) mostra os resultados das validações, analítica e experimental. Os coeficientes de transmissão experimentais para as frequências avaliadas, tiveram boa concordância com os dados analíticos. Isto demonstra a possibilidade de tal modelagem representar o meio poroso. Entretanto, em frequências mais altas, ocorre dispersão entre os dados, devido à transição de comportamento do material, quando a espessura da camada limite é idêntica ao comprimento característico viscoso, ou seja, $\delta_v = (2\nu/2\pi f_t)^{1/2} \cong \Lambda$. Neste caso, $f_t=590$ Hz, sendo que abaixo deste valor o fluxo no poros do material é considerado quase-estático. Além disso, os autores ressaltam sobre os parâmetros macro-acústicos, tortuosidade e comprimentos característicos apresentarem influência em altas frequências. O coeficiente de transmissão diminui com o aumento da frequência e do número de Reynolds.

Uma avaliação similar ao estudo anterior foi realizada com o intuito de verificar o coeficiente de transmissão do material poroso metálico desta tese. Foi utilizado o tubo de impedância com 4 microfones (procedimento similar para a obtenção da TL, todavia com o uso somente da terminação anecoica), em que a excitação é o ruído branco, cuja faixa de frequência, 500 Hz a 5 kHz. A ideia principal também é comparar os resultados com a validação analítica, através da [Equação 7.9](#). A [Figura 129](#) mostra boa concordância entre as curvas e a mesma tendência

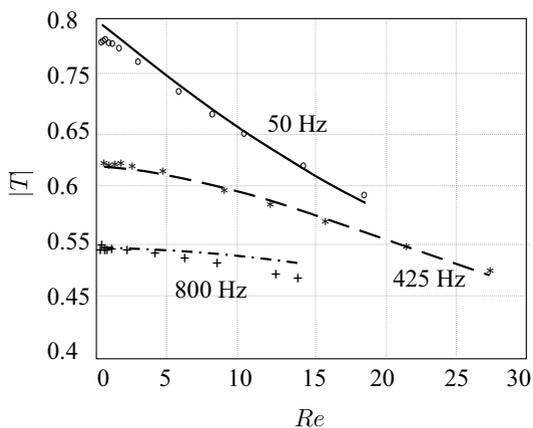


Figura 128 – Coeficiente de transmissão: marcadores - exp., linhas - analítico. Fonte: Auregan e Pachebat (1999).

de comportamento. A amplitude do $|T|$ é baixa e decai com o aumento

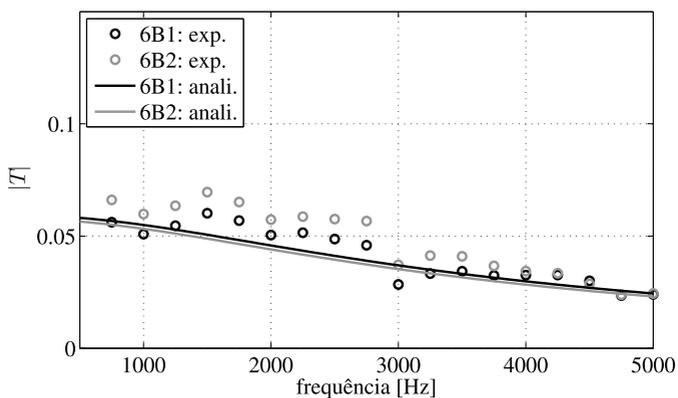


Figura 129 – Coeficiente de transmissão das amostras 6B.

da frequência, como visto na referência anterior, porém os dados não estão em função do número de Reynolds. Vale destacar o comprimento

viscoso para esse material é aproximadamente $12 \mu\text{m}$, isto implica em $f_t=30 \text{ kHz}$, ou seja, para haver transição de comportamento somente em ultra-frequência.

7.2 Não-linearidade em modelos analíticos

Attenborough et al. (2003) investigam o comportamento do material alumínio poroso, quanto à propagação sonora de pulsos de alta amplitude. No modelo analítico simplificado (três parâmetros: ϕ , α_∞ e $\sigma_{r,f}$) é considerada a pressão da onda incidente (P_i) na expressão da impedância de superfície (material apoiado sob superfície rígida), sendo vista na Equação 7.11¹ na forma implícita:

$$Z(\omega, L_m, P_i) = \frac{ck}{\omega\phi} \left[1 - \frac{2\psi P_i}{ik_o\phi|1 + Z(\omega, P_i)|} \right] \cdots \cot \left(-ik_o L_m \left(1 - \frac{2\psi P_i}{ik_o\phi|1 + Z(\omega, P_i)|} \right) \right), \quad (7.10)$$

$$\psi = \beta \frac{\omega\sigma_{r,f}\phi}{2k_o\rho_o^2c_o^3}.$$

A Figura 130 mostra o coeficiente de reflexão do material testado em um tubo de impedância, em que a excitação é um tom puro de 550 Hz, cujo NPS da pressão incidente sob o meio poroso é no máximo 140 dB.

A fim de identificar não linearidades, foram feitos testes experimentais com um tubo de onda de choque. Neste procedimento, é necessário controlar no domínio do tempo a excitação de pressão (ruído impulsivo). Uma onda triangular (período - 4 ms) é emitida a partir do rompimento de uma membrana. A amostra é fixa na terminação

¹ Outra possibilidade para a expressão da resistividade ao fluxo é: $\sigma_{r,f} = \sigma_{r,f0}(1 + \beta u)$ (similar à Equação 7.2), sendo β uma constante empírica.

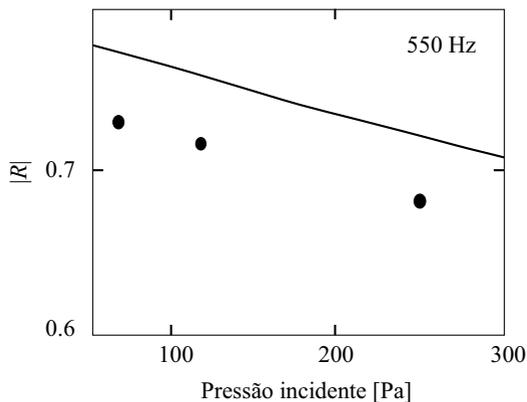


Figura 130 – Coeficiente de reflexão. Fonte: [Attenborough et al. \(2003\)](#).

do tubo, cujo diâmetro é 51 mm e comprimento de 2m. Assim, são relacionadas as pressões incidentes com as refletidas, como mostra a [Figura 131](#).

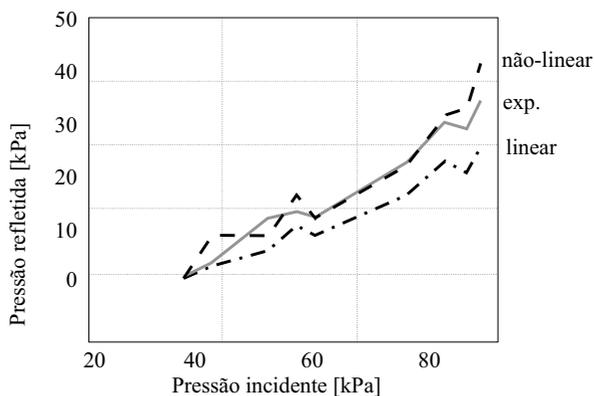


Figura 131 – Pressão incidente em função da pressão refletida: experimental e analítico. Fonte: [Attenborough et al. \(2003\)](#).

O uso da tendência (regressão linear) da resistividade ao fluxo em função da velocidade é necessária para os cálculos analíticos. A pesquisa revela que a resistividade ao fluxo (σ_{rf0}), muda de acordo com o efeito da não-linearidade, diminuindo cerca de 3,7.

Em uma outra abordagem realizada por [Umnova et al. \(2003\)](#), estuda-se o comportamento de materiais em camadas (cerâmico e fibroso), considerados de estrutura rígida, em condições de alto NPS da excitação acústica. No modelo JCAL são incorporados termos de não-linearidade, tortuosidade e compressibilidade complexas (efeitos térmicos). Esses termos são inseridos, devido ao material ser um pacote de camadas finas, nas quais a velocidade de partícula não é uniforme. Ao contrário quando o material é do tipo granular, é considerada uma espessura constante ('*frame*' rígido).

As abordagens desenvolvidas nesta seção demonstram a não-facilidade de trabalhar com a não-linearidade de materiais porosos, seja através de análises experimentais ou modelagem analítica. No primeiro caso, requer uma infraestrutura, principalmente um tubo de onda de choque, e equipamentos de alta precisão para avaliação do material a ser estudado. Enquanto que, pela outra metodologia, requer-se a solução de uma equação transcendental no cálculo da impedância de superfície do material. Essas situações talvez indicam a escassez de publicações em tais assuntos.

7.3 Avaliação experimental da resistividade ao fluxo

A bancada de fluxo contínuo, utilizada nos procedimentos de caracterização experimental da resistividade ao fluxo, foi interessante para avaliar o comportamento do meio poroso metálico. Foram realizados testes com velocidades de 0,1 m/s a 4 m/s. Logo, altas velocidades de escoamento de fluido foram atingidas, sendo necessários transdutores

de alta pressão (0-16 bar) e vazão (5-84 l/min) para as medições. O esquema da bancada já foi mostrado anteriormente na [Figura 55](#).

Na pesquisa desenvolvida por [Kolarević et al. \(2015\)](#), em materiais de espuma de poliuretano, os autores comentam sobre o comportamento da diferença de pressão (Δp) na amostra, em função da velocidade do escoamento do fluido. Neste contexto, uma região linear existe em baixas velocidades e uma outra não-linear para velocidades maiores. Tal fato demonstra que o escoamento do fluido se altera devido ao perfil de velocidade, tornando a diferença de pressão não-linear. A [Figura 132](#) mostra as duas regiões de acordo com a velocidade.

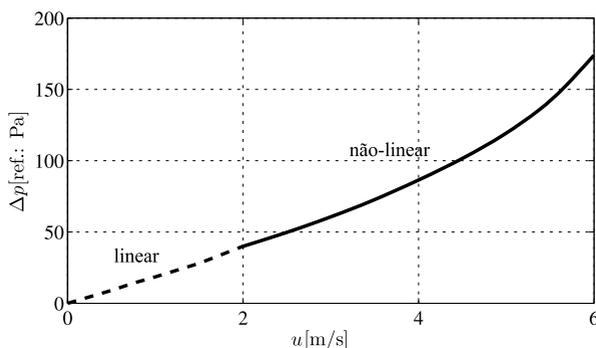


Figura 132 – Diferença de pressão em função da velocidade do escoamento. Fonte: [Kolarević et al. \(2015\)](#).

Uma validação experimental foi feita com as amostras do material metálico estudado. Assim, a [Figura 133](#) mostra os resultados do procedimento adotado para as amostras 5B. Observa-se uma baixa dispersão entre os resultados obtidos nessa análise. Além disso, existe uma faixa de velocidade que não apresenta dados, devido à limitação da faixa de medição de vazão dos fluxímetros não serem complementares.

A [Figura 134](#) mostra o comportamento das amostras 6B, o

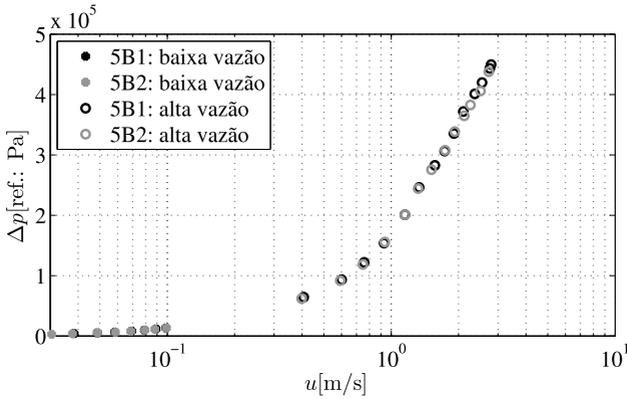


Figura 133 – Resultados das amostras 5B: $\Delta p \times u$.

qual é similar ao das 5B. Nota-se que diferença de pressão (Δp) é maior para as amostras com porosidade menor, devido às dimensões da matriz metálica (fase sólida) serem menores. As regiões de alta velocidade estão com aspecto de curvas parabólicas devido ao gráfico ser em escala logarítmica na abscissa.

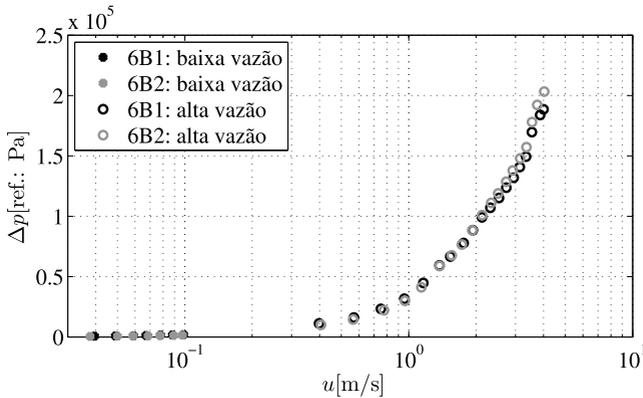


Figura 134 – Resultados das amostras 6B: $\Delta p \times u$.

A Figura 135 mostra o comportamento do parâmetro resistividade ao fluxo em função do número de Reynolds, avaliado no poro do material com as propriedades termodinâmicas do ar a 20 °C (condições do experimento), das amostras 5B e 6B. As curvas demonstram para

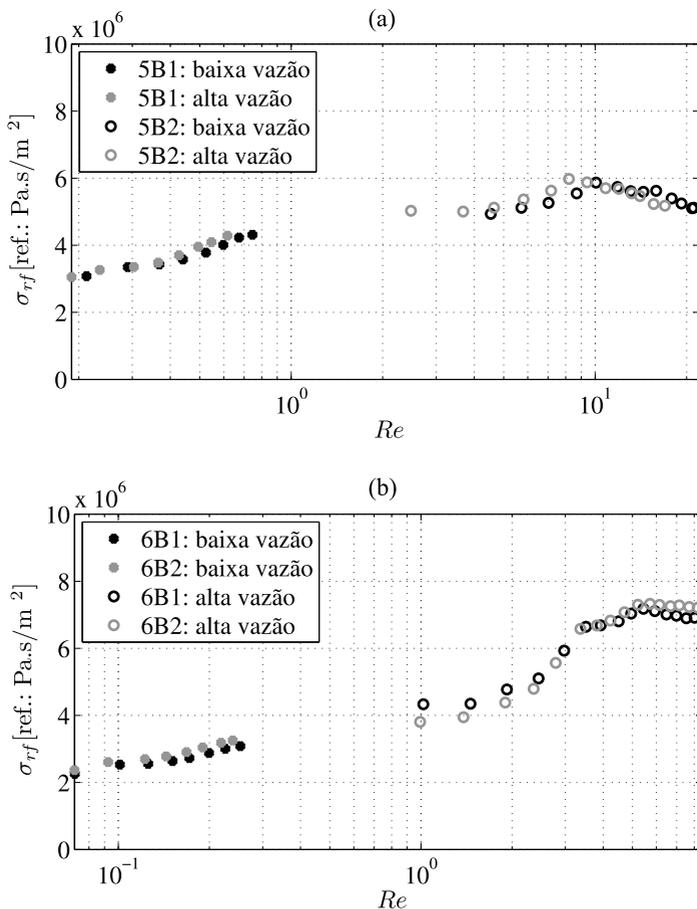


Figura 135 – Comportamento da resistividade ao fluxo: (a) 5B e (a) 6B.

uma certa velocidade, a resistividade do material torna-se constante ou está sempre se alterando com o aumento da velocidade do escoamento. Fisicamente, pode ocorrer a saturação do meio poroso, forçando o ar comprimido a passar por outro caminho, por exemplo, pelas bordas da amostra. Ainda sim, mesmo o porta amostra tendo apresentado uma boa vedação, a velocidade é alta o suficiente e pode alterar o escoamento do fluido pelo material.

A partir da resistividade ao fluxo máxima de cada material, foram realizadas análises no modelo numérico do filtro acústico otimizado (ver [subseção 6.2.1](#)). As propriedades macro-acústicas são as mesmas do resultado da otimização, porém as resistividades estão listadas na [Tabela 22](#).

Tabela 22 – Resistividade ao fluxo dos materiais para altas velocidades.

σ_{rf} [Pa.s/m ²]: 5B1	σ_{rf} [Pa.s/m ²]: 6B1	σ_{rf} [Pa.s/m ²]: ótima
6,00E6	7,00E6	2,75E6

A [Figura 136](#) mostra os resultados da análise. Como os parâmetros porosidade e resistividade são dependentes, tal fato altera a performance do dispositivo, pois o material tende a se comportar como uma parede rígida ou equivalente a um material de baixa porosidade.

Na prática, não é possível corrigir a porosidade do material, pois este parâmetro está relacionado com o processo de fabricação, envolvido neste caso com a metalurgia do pó.

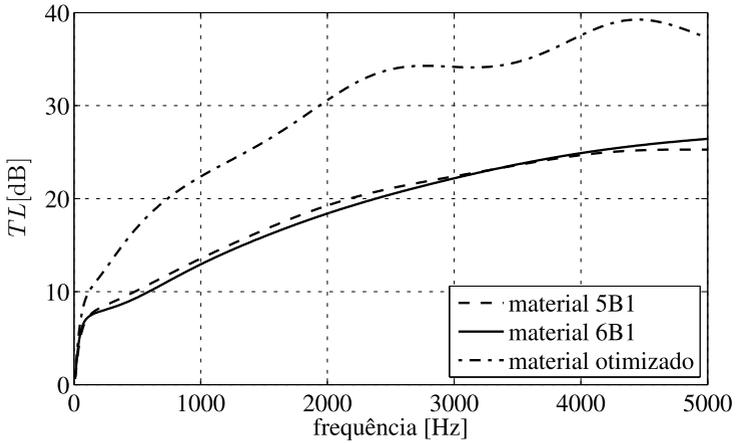


Figura 136 – TL do filtro com alteração da resistividade ao fluxo.

7.4 Resumo do capítulo

Neste capítulo foi realizado um levantamento sobre a não-linearidade da resistividade ao fluxo de materiais porosos. Através da análise experimental, com uso do método contínuo, foram obtidos dados sobre o comportamento do material, em que o aumento da velocidade do escoamento do fluido implica em alteração da resistividade ao fluxo. Neste contexto, este parâmetro aumenta e, é utilizado tal valor nos modelos numéricos de filtro acústico dissipativo, a perda de transmissão perde eficiência. Fisicamente, isto acontece devido ao fechamento dos poros, resultando uma estrutura de parede rígida. Como foi demonstrado pelos artigos mencionados, a não-linearidade da resistividade ao fluxo ocorre em baixos níveis de velocidade no poro do material (i.e. $Re \ll 1$), assim é necessária instrumentação apropriada, ou seja, transdutores de pressão e vazão para baixas pressões e velocidades de escoamento de fluido.

8 Conclusões e Sugestões de trabalhos futuros

8.1 Conclusões

Esta pesquisa realizada em materiais metálicos porosos permite concluir sobre as abordagens adotadas. Primeiramente, os efeitos viscotérmicos no tubo de descarga, mesmo o sistema tendo curvaturas, apresentam baixa atenuação sonora. Os modelos numéricos realizados revelam uma semelhança quanto à propagação sonora com um tubo reto.

Filtros acústicos foram validados através de análises experimental e numérica. A primeira utiliza os procedimentos técnicos da norma [ASTME2611-09 \(2009\)](#), com o aparato do tubo de impedância (4 microfones) e o Método da Matriz de Transferência. Enquanto que na segunda tem-se o uso do Método de Elementos Finitos com um *software* comercial da área de Acústica e Vibrações. Tais validações apresentaram boa concordância e foram suficientes para representação do objeto de estudo. Além disso, o efeito viscotérmico considerado no modelo possui uma pequena dispersão da TL em alta frequência. Isto ocorre devido à velocidade do som apresentar parcela dissipativa, a qual

altera a propagação da onda sonora na geometria do sistema.

A caracterização experimental dos parâmetros macro-acústicos, material poroso estudado, foi realizada com as bancadas desenvolvidas no LVA. A resistividade ao fluxo das amostras, as quais foram obtidas pelo método do fluxo oscilatório ([ISO9053 \(1991\)](#)), não conseguiram representar o comportamento do material devido à ordem de grandeza. Neste contexto, o método de fluxo contínuo através da regressão linear ([ASTMC522-03 \(2010\)](#)) mostrou-se compatível com a característica do meio poroso metálico, cuja ordem de grandeza é 10^6 Pa.s/m². Os outros parâmetros, tortuosidade e comprimentos característicos, determinados por método ultrassom tiveram resultados bem sucedidos. A técnica com uso de gás Hélio, determinação dos comprimentos característicos, mostrou-se a mais trabalhosa na aferição dos sinais, visto que nem sempre ao realizar todo o procedimento de montagem da bancada era possível obter o sinal do receptor coerente com o sinal do emissor.

O uso do tubo de impedância na determinação do coeficiente de absorção sonora e impedância de superfície, para o material acústico estudado, foi realizado com o método de função transferência ([ISO10534-2 \(1998\)](#)), sendo visto que para a absorção os resultados tiveram boa concordância. Ao realizar a comparação de tais propriedades acústicas para o fluido R134a (100 °C) e ar (20 °C), a característica do material é alterada devido às propriedades físicas/termodinâmicas.

A variabilidade experimental dos resultados das amostras para o coeficiente de absorção sonora foi menor, se comparada com os dados da perda de transmissão. Uma possível explicação é a montagem do porta-amostra no tubo de impedância. Isto porque o porta-amostra usado na medição da TL , possui duas partes que nem sempre ficavam concêntricas com o diâmetro principal do tubo. Entretanto, no caso do porta-amostra para o outro caso, o procedimento era mais fácil e prático, além do que a amostra fica apoiada na estrutura de tal objeto.

O modelo analítico de material poroso por fluido equivalente, Johnson-Chmapoux-Allard (JCA), apresenta limitação na representação da impedância de superfície (material apoiado sobre superfície rígida) de meios que possuem alta resistividade. Entretanto, no uso para o cálculo da perda de transmissão por incidência normal, teve boa aplicação, cuja finalidade foi servir de modelo base para a caracterização inversa das propriedades macro-acústicas. Assim, a comparação final do coeficiente de absorção das amostras para as abordagens, experimental e analítica, tiveram boa concordância. A perda de transmissão das mesmas apresentaram boa correlação, embora o efeito de montagem da amostra altere o aspecto da curva. Tal fato revela o controle de qualidade do dado de entrada da caracterização inversa, ou seja, quanto mais a TL do material tem comportamento linear, mais eficiente é esse procedimento. No modelo numérico do filtro, considerando os parâmetros de tais análises, foi possível verificar, principalmente para a amostra 5B2, que a dispersão em alta frequência está associada ao comprimento característico viscoso.

As análises de influência mostraram que, principalmente os parâmetros macro-acústicos resistividade ao fluxo, porosidade e tortuosidade, tiveram alta variação na TL do modelo numérico do filtro dissipativo. Nos teste realizados, uma variação de 20% no parâmetro do material poroso pode alterar a TL de 3 dB a 10 dB. Nota-se que a resistividade é a que mais afeta em baixas frequências. Isto ocorre devido ao comportamento da absorção sonora.

O uso da ferramenta de otimização paramétrica mostrou-se eficaz, cuja finalidade foi maximizar a atenuação sonora do filtro acústico dissipativo. O uso parâmetros macro-acústicos dependentes proporcionou resultados mais condizentes com as características do material utilizado. Quando se consideram os parâmetros aleatórios, a TL do filtro dissipativo torna-se uma função com picos agudos em frequências específicas, regiões estas de modos acústicos, e evidenciam maior sensibilidade da função objetivo do problema. Utilizar uma camada única

na câmara de expansão demonstrou uma TL com maior atenuação em banda larga, se comparada por exemplo com a performance do filtro em multicamadas. Além disso, os protótipos desenvolvidos com menor quantidade de material, porém com propriedades ótimas, apresentaram ganho considerável de 20 dB em algumas regiões do espectro, como no caso do protótipo 3. Neste contexto, a combinação dos efeitos reativo e dissipativo (propriedades ótimas do meio poroso), apresentaram ganhos de atenuação.

O algoritmo evolutivo DE utilizado nos procedimentos de caracterização inversa e otimização foi extremamente viável. Além da facilidade de uso, o ponto chave das análises é o tempo de processamento. Assim, tal algoritmo mostrou-se eficaz para a soluções dos problemas avaliados.

Ao longo das análises desta tese foi provado a importância, devido a influência da resistividade ao fluxo de um material poroso metálico, principalmente na aplicação em modelos numéricos de filtros acústicos dissipativos. De acordo com a teoria, não-linearidade de tal parâmetro macro-acústico ocorre quando o número de Reynolds avaliado no poro do material é baixo, o que torna a expressão da resistividade na forma quadrática. Entretanto, experimentalmente para avaliar esse comportamento é necessário transdutores de alta precisão, os quais são de alto custo financeiro. Na avaliação experimental realizada, uso do método de fluxo contínuo (extrapolou-se a faixa de medição da norma), foi possível verificar a região linear e obteve-se uma mudança no comportamento para altas velocidades de escoamento do fluido ar comprimido. Nota-se que na prática tem-se um material extremamente rígido, o qual perde eficiência acústica (possivelmente tem-se a saturação dos poros pelo fluido).

Outra hipótese é que o modelo JCA é restrito para o comportamento linear da resistividade ao fluxo de um material poroso, ou

seja, é predominante a lei de Forchheimer. Logo, um outro modelo deve ser considerado, como o de [Attenborough et al. \(2003\)](#), que propõe a modelagem em função da pressão incidente no material acústico. Como foi visto, a expressão da impedância de superfície para um material de estrutura rígida é uma equação transcendental e necessita de um método de solução.

Outra análise bem sucedida foi na obtenção do coeficiente de transmissão com o tubo de impedância (4 microfones) com uma terminação do tipo anecoica. Os resultados tiveram boa concordância com a expressão analítica, mesmo sendo adotado uma metodologia adaptada conforme propuseram [Auregan e Pacheban \(1999\)](#).

8.2 Sugestões de trabalhos futuros

São listadas a seguir as principais etapas propostas de trabalhos futuros para complementação do trabalho:

- Fabricar amostras pela técnica da metalurgia do pó com porosidades variando entre 0,40 e 0,85 com tamanho de poro da faixa 250-500 μm ;
- Caracterização experimental e validação das novas amostras;
- Verificar o comportamento dos parâmetros macro-acústicos, para que possam ser utilizados como dados de entrada nos modelos de otimização;
- Fabricar material com formato cilíndrico e um furo central para testar no filtro acústico do compressor;
- Avaliar o NWS do compressor e do refrigerador, comparando com o sistema atual;

- Acrescentar na bancada de fluxo contínuo um sistema de calibração com um material acústico típico: lã de rocha, lã de vidro ou espuma de melamina e também um reservatório de ar comprimido próximo à bancada;
- Incorporar novos termos na densidade efetiva ou módulo de compressibilidade do modelo analítico JCA, a fim de corrigir a parte real da impedância de superfície do meio poroso, quando a resistividade ao fluxo é da ordem de 10^6 Pa.s/m²;
- Utilizar um modelo de geometria do poro (ex.: retilíneos) para o procedimento de otimização do filtro acústico, a fim de reduzir tempo de processamento e custo computacional;
- Realizar otimização topológica para distribuição do material acústico metálico na câmara de expansão do filtro;
- Analisar através da modelagem em *CFD* a interação entre o campo acústico e o material metálico poroso. Nesta análise a ideia é verificar como um pulso se propaga no domínio do tempo.

Referências

ALLARD, J.; ATALLA, N. *Propagation of Sound in Porous Media: Modelling Sound Absorbing Materials*. 2ed. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2009. Citado 7 vezes nas páginas [103](#), [109](#), [116](#), [119](#), [120](#), [128](#) e [130](#).

ALLARD, J. F.; CASTAGNEDE, B.; HENRY, M.; LAURIKS, W. Evaluation of tortuosity in acoustic porous materials saturated by air. *Review of scientific instruments*, AIP Publishing, v. 65, n. 3, p. 754–755, 1994. Citado na página [143](#).

ALLARD, J. F.; HENRY, M.; TIZIANEL, J.; KELDERS, L.; LAURIKS, W. Sound propagation in air-saturated random packings of beads. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, v. 104, n. 4, p. 2004–2007, 1998. Citado na página [117](#).

ARENAS, J. P.; CROCKER, M. J. Recent trends in porous sound-absorbing materials. *Sound and Vibration*, Acoustic Publications Inc., P. O. Box 40416 Bay Village Ohio 44140 USA, v. 44, n. 7, p. 12–18, 2010. Citado 2 vezes nas páginas [17](#) e [105](#).

ARORA, J. S. *Introduction to optimum design*. [S.l.]: Elsevier Academic Press, 2004. Citado na página [181](#).

ASTMC522-03. Standard test method for airflow resistance of acoustical materials. *ASTM International*, 2010. Citado 5 vezes nas páginas [134](#), [137](#), [153](#), [168](#) e [228](#).

ASTME2611-09. Standard test method for measurement of normal incidence sound transmission of acoustical materials based on transfer

matrix method. *ASTM International*, 2009. Citado 4 vezes nas páginas 22, 92, 227 e 251.

ATALLA, N. *Introduction to the numerical model and experimental characterization of porous material*. <https://www.fp7-eliquid.eu/PTC1folder/ptc1-materials/PTC12014>. Graz, Austria. Citado 2 vezes nas páginas 17 e 129.

ATALLA, N.; PANNETON, R.; DEBERGUE, P. A mixed displacement-pressure formulation for poroelastic materials. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ASA, v. 104, n. 3, p. 1444–1452, 1998. Citado na página 113.

ATALLA, Y.; PANNETON, R. Inverse acoustical characterization of open cell porous media using impedance tube measurements. *Canadian Acoustics*, v. 33, n. 1, p. 11–24, 2005. Citado 2 vezes nas páginas 127 e 172.

ATTENBOROUGH, K.; UMNOVA, O.; CUMMINGS, A. *Nonlinear acoustics of rigid porous material*. [S.l.], 2003. Citado 5 vezes nas páginas 21, 22, 218, 219 e 231.

AUREGAN, Y.; PACHEBAT, M. Measurement of the nonlinear behavior of acoustical rigid porous materials. *Physics of Fluids (1994-present)*, AIP Publishing, v. 11, n. 6, p. 1342–1345, 1999. Citado 7 vezes nas páginas 21, 212, 213, 214, 215, 217 e 231.

BANHART, J. Manufacture, characterisation and application of cellular metals and metal foams. *Progress in materials science*, Elsevier, v. 46, n. 6, p. 559–632, 2001. Citado 3 vezes nas páginas 17, 106 e 107.

BARBI, F. *Modelagem numérica do escoamento em válvulas de compressores alternativos pelo método da fronteira imersa com refinamento adaptativo*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2012. Citado na página 63.

BARBOSA, L. R.; LENZI, A. Analysis of discharge muffler designs for gas pulsation attenuation in reciprocal compressors. In: ABCM. *COBEM 2015 - 23rd International Congress of Mechanical Engineering*. [S.l.], 2016. p. 5. Citado na página 185.

- BECHTOLD, I. C. Pulsation phenomena in gas compression systems. *Engineering and Science*, California Institute of Technology, v. 10, n. 7, p. 6–11, 1947. Citado na página 50.
- BELTMAN, W. Viscothermal wave propagation including acousto-elastic interaction, part i: Theory. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 227, n. 3, p. 555–586, 1999. Citado 2 vezes nas páginas 72 e 76.
- BENADE, A. H. On the propagation of sound waves in a cylindrical conduit. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, v. 44, n. 2, p. 616–623, 1968. Citado na página 79.
- BENSON, R.; UCER, A. S. A theoretical and experimental investigation of a gas dynamic model for a single stage reciprocating compressor with intake and delivery pipe systems. *Journal of Mechanical Engineering Science*, SAGE Publications, v. 14, n. 4, p. 264–279, 1972. Citado na página 51.
- BERGER, S. *Contribution à la caractéristique des milieux poreux par des méthodes acoustiques*. Tese (Doutorado) — Ecole Doctorale de l'Université du Maine, septembre 2004. Citado na página 110.
- BIES, D. A.; HANSEN, C. H. *Engineering noise control: theory and practice*. [S.l.]: CRC Press, 2009. Citado na página 102.
- BIOT, M. A. Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid. i. low-frequency range. *The Journal of the acoustical Society of america*, ASA, v. 28, n. 2, p. 168–178, 1956. Citado na página 113.
- BOLTON, J. S.; KANG, Y. J. *Elastic porous materials for sound absorption and transmission control*. [S.l.], 1997. Citado na página 111.
- BONFIGLIO, P.; POMPOLI, F. Comparison of different inversion techniques for determining physical parameters of porous media. In: *Proceedings of ICA*. [S.l.: s.n.], 2007. p. 2–7. Citado 2 vezes nas páginas 115 e 118.
- BRABLIK, J. Gas pulsations as factor affecting operation of automatic valves in reciprocating compressors. 1972. Citado na página 51.

BRANDÃO, E. *Acústica de Salas: projeto e modelagem*. [S.l.]: Blucher, 2016. v. 1. Citado 3 vezes nas páginas 25, 110 e 114.

BRATTI, G.; JUNIOR, O. S.; BAARS, E.; BARBIERI, R.; PELLEGRINI, C. Identification of energy path in the interaction between compressor and refrigerator. In: *International Compressor Engineering Conference*. Purdue: [s.n.], 2012. Citado 4 vezes nas páginas 15, 53, 54 e 55.

BRUNEAU, M.; BRUNEAU, A.; HAMERY, P. An improved approach to modelling the behaviour of thin fluid films trapped between a vibrating membrane and a backing wall surrounded by a reservoir at the periphery. *Acustica*, v. 1, p. 227–234, 1993. Citado na página 75.

CARMO, M. G. V. D. *Fluxo de energia vibratória do conjunto moto-compressor para a carcaça de um compressor hermético através das molas de suspensão*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2001. Citado na página 49.

CARNEIRO, E. B. *Aplicação de absorvedores tipo membrana em cavidades e filtros acústicos*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2008. Citado na página 52.

CAVALHEIRO, T. *Avaliação de atenuadores acústicos dissipativos de dutos de sistema de ar condicionado de aeronaves*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2015. Citado na página 127.

CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A.; KANOĞLU, M. *Thermodynamics: an engineering approach*. [S.l.]: McGraw-Hill New York, 2011. v. 5. Citado na página 62.

CHAKRABORTY, U. *Advances in differential evolution*. [S.l.]: Springer, 2008. v. 143. Citado na página 160.

CHAMPOUX, Y.; ALLARD, J.-F. Dynamic tortuosity and bulk modulus in air-saturated porous media. *Journal of Applied Physics*, AIP Publishing, v. 70, n. 4, p. 1975–1979, 1991. Citado 2 vezes nas páginas 114 e 116.

CHAMPOUX, Y.; STINSON, M. R. Experimental investigation of models of sound wave propagation in air-saturated porous media. *The*

Journal of the Acoustical Society of America, Acoustical Society of America, v. 88, n. S1, p. S121–S121, 1990. Citado na página 109.

CHIU, M.-C. Optimization design of hybrid mufflers on broadband frequencies using the genetic algorithm. *Archives of Acoustics*, v. 36, n. 4, p. 795–822, 2011. Citado 2 vezes nas páginas 57 e 184.

COX, T. J.; D'ANTONIO, P. *Acoustic absorbers and diffusers: theory, design and application*. [S.l.]: CRC Press, 2009. Citado 7 vezes nas páginas 25, 105, 109, 110, 111, 112 e 192.

DARCY, H. Les fontaines publiques de la ville de dijon. *Paris, France*, 1856. Citado na página 211.

DEGISCHER, H. P.; KRISZT, B. *Handbook of cellular metals: production, processing, applications*. [S.l.]: Wiley-vch, 2002. Citado na página 102.

DELANY, M.; BAZLEY, E. Acoustical properties of fibrous absorbent materials. *Applied acoustics*, Elsevier, v. 3, n. 2, p. 105–116, 1970. Citado na página 184.

DENIA, F.; SELAMET, A.; FUENMAYOR, F.; KIRBY, R. Acoustic attenuation performance of perforated dissipative mufflers with empty inlet/outlet extensions. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 302, n. 4, p. 1000–1017, 2007. Citado na página 55.

DEQUAND, S.; HULSHOFF, S.; AUREGAN, Y.; HUIJNEN, J.; RIET, R. ter; LIER, L. V.; HIRSCHBERG, A. Acoustics of 90 degree sharp bends. part i: Low-frequency acoustical response. *Acta Acustica united with Acustica*, S. Hirzel Verlag, v. 89, n. 6, p. 1025–1037, 2003. Citado na página 71.

DOUTRES, O.; ATALLA, N. A semi-empirical model to predict the acoustic behaviour of fully and partially reticulated polyurethane foams based on microstructure properties. In: *Acoustics 2012*. [S.l.: s.n.], 2012. Citado na página 115.

DOUTRES, O.; SALISSOU, Y.; ATALLA, N.; PANNETON, R. Evaluation of the acoustic and non-acoustic properties of sound absorbing materials using a three-microphone impedance tube. *Applied Acoustics*, Elsevier, v. 71, n. 6, p. 506–509, 2010. Citado 2 vezes nas páginas 25 e 130.

DÜHRING, M. B.; JENSEN, J. S.; SIGMUND, O. Acoustic design by topology optimization. *Journal of sound and vibration*, Elsevier, v. 317, n. 3, p. 557–575, 2008. Citado na página 183.

EERDEN, F. J. M. *Noise reduction with coupled prismatic tubes*. Tese (Doutorado) — University of Tweten, 2000. Citado na página 76.

ELSON, J.; SOEDEL, W. Simulation of the interaction of compressor valves with acoustic back pressures in long discharge lines. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 34, n. 2, p. 211–220, 1974. Citado na página 51.

EMBRACO. *Coleção técnica de fluidos refrigerantes*. 2014. Disponível em: <<http://www.clubedarefrigeracao.com.br/downloads/fluidos-refrigerantes>>. Citado na página 69.

FAHY, F. J. *Foundations of engineering acoustics*. [S.l.]: Academic Press, 2000. Citado 2 vezes nas páginas 102 e 106.

FAHY, F. J.; GARDONIO, P. *Sound and structural vibration: radiation, transmission and response*. [S.l.]: Academic press, 2007. Citado na página 93.

FIRDAOUSS, M.; GUERMOND, J.-L.; QUÉRÉ, P. L. Nonlinear corrections to darcy's law at low reynolds numbers. *Journal of Fluid Mechanics*, Cambridge Univ Press, v. 343, p. 331–350, 1997. Citado na página 211.

GARAI, M.; POMPOLI, F. A european inter-laboratory test of airflow resistivity measurements. *Acta Acustica united with Acustica*, S. Hirzel Verlag, v. 89, n. 3, p. 471–478, 2003. Citado 2 vezes nas páginas 138 e 171.

GIACOMELLI, R. O. Ceramics with high sound absorpction controlled by tailored microstructures. *Trabalho de Conclusão de Curso* — Universidade Federal de Santa Catarina, 2012. Citado na página 56.

GUESSER, T. M. *Controle das frequências naturais de placas planas através da otimização de forma*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2014. Citado na página 184.

HAMERY, P.; BRUNEAU, M.; BRUNEAU, A.-M. Mouvement d'une couche de fluide dissipatif en espace clos sous l'action d'une source

étendue. *Le Journal de Physique IV*, EDP sciences, v. 4, n. C5, p. C5–213, 1994. Citado na página 75.

HENRY, M.; ALLARD, J. F. Acoustical measurement of the trapping constant of foams with open cells. *Comptes Rendus de l'Académie des Sciences-Series IIB-Mechanics-Physics-Chemistry-Astronomy*, Elsevier, v. 325, n. 6, p. 331–338, 1997. Citado na página 117.

HOROSHENKOV, K. V. Porous material characterisation via acoustical methods. *The 22nd International Congress of Sound and Vibration - ICSV, Florence, Italy*, 2015. Citado na página 115.

IBGE. 2011. Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística Brasília, Censo Populacional de 2011. Disponível em: <<http://serieestatisticas.ibge.gov.br/series.aspx?no=1&op=1&vcodigo=PD279&t=domicilios-particulares-permanentes-posse-geladeira>>. Acessado em 26 de maio de 2014. Citado na página 47.

INGARD, U.; SINGHAL, V. K. Sound attenuation in turbulent pipe flow. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, v. 55, n. 3, p. 535–538, 1974. Citado na página 52.

IRC. *Fluid Properties Calculator*. 2014. Disponível em: <www.irc.wisc.edu/properties/>. Citado na página 70.

ISO10534-2. Acoustics. determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes - part 2: Transfer-function method. geneve. *International Standard*, 1998. Citado 2 vezes nas páginas 131 e 228.

ISO9053. Acoustics. materials for acoustical applications - determination of airflow resistance. geneve. *International Standard*, 1991. Citado 4 vezes nas páginas 134, 137, 138 e 228.

JACOBSEN, F.; JUHL, P. M. *Fundamentals of General Linear Acoustics*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 87 e 90.

JOHNSON, D. L.; KOPLIK, J.; DASHEN, R. Theory of dynamic permeability and tortuosity in fluid-saturated porous media. *Journal of fluid mechanics*, Cambridge Univ Press, v. 176, p. 379–402, 1987. Citado 3 vezes nas páginas 109, 114 e 116.

JOSHI, M.; SHRAVAGE, P.; JAIN, S.; KARANTH, N. A comparative study on flow resistivity for different polyurethane foam samples. *Journal of Acoustical Society of India*, v. 38, n. 4, p. 153–157, 2011. Citado na página 171.

KABRAL, R.; DU, L.; ÅBOM, M.; KNUTSSON, M. A compact silencer for the control of compressor noise. *SAE International Journal of Engines*, v. 7, n. 2014-01-2060, p. 1572–1578, 2014. Citado na página 94.

KARRA, C.; TAHAR, M. B. An integral equation formulation for boundary element analysis of propagation in viscothermal fluids. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, v. 102, n. 3, p. 1311–1318, 1997. Citado na página 75.

KIRBY, R.; WILLIAMS, P. T.; HILL, J. A three dimensional investigation into the acoustic performance of dissipative splitter silencers. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, v. 135, n. 5, p. 2727–2737, 2014. Citado na página 94.

KIRCHHOFF, G. Ueber den einfluss der wärmeleitung in einem gase auf die schallbewegung. *Annalen der Physik*, Wiley Online Library, v. 210, n. 6, p. 177–193, 1868. Citado 2 vezes nas páginas 76 e 77.

KOLAREVIĆ, M.; RADIČEVIĆ, B.; GRKOVIĆ, V.; PETROVIĆ, Z. One realization of the system for measuring airflow resistance. *Facta Universitatis, Series: Working and Living Environmental Protection*, v. 12, n. 1, p. 83–94, 2015. Citado 2 vezes nas páginas 22 e 221.

KOOK, H.; MONGEAU, L.; FRANCKEK, M. Active control of pressure fluctuations due to flow over helmholtz resonators. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 255, n. 1, p. 61–76, 2002. Citado na página 86.

KULAKAUSKAS, F. L. V. Q. *Avaliação do uso de materiais porosos na perda de transmissão de painéis duplos*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2016. Citado 3 vezes nas páginas 127, 171 e 174.

LAFARGE, D. *Propagation du son dans les matériaux poreux à structure rigide saturés par un fluide viscothermique: Définition*

de paramètres géométriques, analogie électromagnétique, temps de relaxation. Tese (Doutorado) — Université du Maine, 1993. Citado na página 117.

LAFARGE, D.; LEMARINIER, P.; ALLARD, J. F.; TARNOW, V. Dynamic compressibility of air in porous structures at audible frequencies. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, v. 102, n. 4, p. 1995–2006, 1997. Citado 2 vezes nas páginas 109 e 115.

LEE, H.; PARK, J.; HUR, K. The reduction of the noise/vibration generated by the discharge valve system in hermetic compressor for refrigerator. 2000. Citado na página 54.

LEVINE, H.; SCHWINGER, J. On the radiation of sound from an unflanged circular pipe. *Physical review*, APS, v. 73, n. 4, p. 383, 1948. Citado na página 269.

LIMA, K. F. *Metodologia de avaliação de filtros acústicos reativos*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2008. Citado 2 vezes nas páginas 52 e 94.

LIU, S.; CHEN, W.; ZHANG, Y. Design optimization of porous fibrous material for maximizing absorption of sounds under set frequency bands. *Applied Acoustics*, Elsevier, v. 76, p. 319–328, 2014. Citado na página 184.

LIU, Y. Inverse characterization of the frequency-dependent acoustic and elastic parameters of porous materials by surface-normal impedance method. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ASA, v. 140, n. 4, p. 2458–2468, 2016. Citado na página 127.

LU, M.; HOPKINS, C.; ZHAO, Y.; SEIFFERT, G. Sound absorption characteristics of porous steel manufactured by lost carbonate sintering. In: CAMBRIDGE UNIV PRESS. *MRS Proceedings*. [S.l.], 2009. v. 1188, p. 1188–LL07. Citado 2 vezes nas páginas 108 e 151.

LYNCH, N. J.; CHERRY, R. S. Design of passively aerated compost piles: vertical air velocities between the pipes. *Biotechnology progress*, Wiley Online Library, v. 12, n. 5, p. 624–629, 1996. Citado na página 116.

- MAREZE, P. *Aplicação de tubos ressonantes para atenuação sonora de cavidade e filtros acústicos*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2009. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 56.
- MAREZE, P. H. *Análise da influência da microgeometria na absorção sonora de materiais porosos de estrutura rígida*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2013. Citado 10 vezes nas páginas 17, 52, 57, 104, 125, 127, 135, 137, 156 e 171.
- MARTINS, G. C. *Modelagens acústicas incluindo efeitos viscotérmicos com vistas á aplicação em alto-falantes de aparelhos auditivos*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2011. Citado na página 75.
- MARTINS, G. C. *Modelos multi-físicos de transdutores piezoelétricos para aparelhos auditivos com vistas à aplicação de técnicas de otimização*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2015. Citado na página 183.
- MARTINS, P. V. R. *Análise do fluxo de energia vibratória para a carcaça de um compressor hermético através do tubo de descarga de material polimérico*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2013. Citado na página 70.
- MATOS, F.; PRATA, A.; DESCHAMPS, C. Numerical simulation of the dynamics of reed type valves. *International Compressor Engineering Conference*, Paper 1563 - <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1563/>, p. 9, 2002. Citado na página 63.
- MEHDIZADEH, O. Z.; PARASCHIVOIU, M. A three-dimensional finite element approach for predicting the transmission loss in mufflers and silencers with no mean flow. *Applied Acoustics*, Elsevier, v. 66, n. 8, p. 902–918, 2005. Citado na página 94.
- MEHL, J. B. Spherical acoustic resonator: Effects of shell motion. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, v. 78, n. 2, p. 782–788, 1985. Citado na página 75.
- MOCELLIN, I. C. M. *Uma Contribuição para o desenvolvimento de estruturas porosas metálicas via metalurgia do pó*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2012. Citado na página 56.

- MOLDOVER, M. R.; MEHL, J. B.; GREENSPAN, M. Gas-filled spherical resonators: Theory and experiment. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, v. 79, n. 2, p. 253–272, 1986. Citado na página 75.
- MOORHOUSE, A. Virtual acoustic prototypes: listening to machines that don't exist. *Acoustics Australia*, v. 33, n. 3, p. 97, 2005. Citado na página 54.
- MORAES, W. A. *Estudo do ruído de refrigeradores causado pela pulsação do fluido refrigerante no condensador*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2013. Citado 3 vezes nas páginas 15, 64 e 65.
- MUNJAL, M. L. *Acoustics of ducts and mufflers with application to exhaust and ventilation system design*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1987. Citado na página 87.
- NARDELLI, F. H. *Aplicação de tubos microperfurados em filtros acústicos tipo câmara de expansão*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2016. Citado na página 94.
- NORED, M. G.; TWETEN, D.; BRUN, K. *Compressor Station Piping Noise: Noise Mechanisms and Prediction Method*. [S.l.], 2011. Citado na página 52.
- OLIVEIRA, T.; MAREZE, P. H.; PEREIRA, M.; AGUIRRE, S.; FONSECA, W. D. A.; BRANDÃO, E.; PIRK, R. Sound absorption coefficient measurement based on the transfer function method specified by the standard iso 10534-2 using low-cost alternatives. In: IBERO-AMERICAN FEDERATION OF ACOUSTICS. *Noise Sources and Control: FIA2016-102*. Buenos Aires: ICA 2016, 2016. p. 10. 22nd International Congress of Acoustics. Citado na página 171.
- PAIOTTI, L. R. *Vibrações induzidas pelo campo eletromagnético no estator de motores de indução de compressores herméticos*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2002. Citado na página 49.
- PANNETON, R. Comments on the limp frame equivalent fluid model for porous media. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ASA, v. 122, n. 6, p. EL217–EL222, 2007. Citado na página 173.

PANNETON, R.; OLNLY, X. Acoustical determination of the parameters governing viscous dissipation in porous media. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ASA, v. 119, n. 4, p. 2027–2040, 2006. Citado na página 115.

PARK, J.; KANG, J.; CHOI, J.; JANG, P.; YOON, M.; KWON, D.; OH, I. Reduction of the low frequency noise due to the discharge pressure pulsation of a reciprocating compressor. *International Compressor Engineering Conference*, Paper 1898 - <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1898/>, p. 8, 2008. Citado na página 55.

PERROT, C. *Microstructure et macro-comportement acoustique: approche par reconstruction d'une cellule élémentaire représentative*. Tese (Doutorado) — Université de Sherbrooke, INSA Lyon, 2006. Citado na página 125.

PLANTIER, G.; BRUNEAU, M. Heat conduction effects on the acoustic response of a membrane separated by a very thin air film from a backing electrode. *Journal Acoustique*, v. 3, p. 243–250, 1990. Citado na página 75.

POMPOLI, F.; BONFIGLIO, P.; HOROSHENKOV, K. V.; KHAN, A.; JAOUEN, L.; BÉCOT, F.-X.; SGARD, F.; ASDRUBALI, F.; D'ALESSANDRO, F.; HÜBELT, J. et al. How reproducible is the acoustical characterization of porous media? *The Journal of the Acoustical Society of America*, ASA, v. 141, n. 2, p. 945–955, 2017. Citado 3 vezes nas páginas 18, 139 e 141.

SANTOS, M. *Análise de filtros acústicos de sucção de compressores na presença de escoamento*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2003. Citado 2 vezes nas páginas 52 e 94.

SANTOS, R. E. *Análise do processo de produção de placas elaboradas com fibras naturais para uso na construção civil*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Maringá, 2015. Citado na página 133.

SILVEIRA, M. Noise and vibration reduction in compressors for commercial applications. *International Compressor Engineering Conference*, Paper 1662 - <http://docs.lib.purdue.edu/icec/11662/>, p. 9, 2004. Citado 3 vezes nas páginas 15, 49 e 50.

- SINTERFLO. World class filtration solutions. *Porous Metals*, 2016. Disponível em: <www.porvairfiltration.com>. Citado 2 vezes nas páginas 17 e 107.
- SOEDEL, W. *Sound and vibrations of positive displacement compressors*. [S.l.]: CRC, 2006. Citado na página 51.
- SOEDEL, W.; PADILLA, E.; KOTALIK, B. D. On helmholtz resonator effects in the discharge system of a two-cylinder compressor. *Journal of Sound and Vibration*, v. 30, p. p. 263–277, 1973. Citado na página 51.
- SOUZA, J. B. Desenvolvimento de um material poroso com matriz de níquel utilizando carbamida como space holder para aplicação em absorção acústica. *Trabalho de Conclusão de Curso — Universidade Federal de Santa Catarina*, 2016. Citado 8 vezes nas páginas 17, 19, 56, 106, 108, 143, 152 e 153.
- SOUZA, T. C. *Oscilações aeroacústicas em tubos com ressonadores acoplados*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2009. Citado na página 52.
- STINSON, M. R. The propagation of plane sound waves in narrow and wide circular tubes, and generalization to uniform tubes of arbitrary cross-sectional shape. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ASA, v. 89, n. 2, p. 550–558, 1991. Citado na página 76.
- SVANBERG, K. The method of moving asymptotes—a new method for structural optimization. *International journal for numerical methods in engineering*, Wiley Online Library, v. 24, n. 2, p. 359–373, 1987. Citado na página 183.
- TIJDEMAN, H. On the propagation of sound waves in cylindrical tubes. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 39, n. 1, p. 1–33, 1975. Citado 3 vezes nas páginas 72, 76 e 82.
- TORQUATO, S. Relationship between permeability and diffusion-controlled trapping constant of porous media. *Physical review letters*, APS, v. 64, n. 22, p. 2644, 1990. Citado na página 117.
- TOUBER, S.; BLOSNSANA, C. Theoretical and experimental investigation of valve movement and in stationary gas flow in a reciprocating compressor. In: . Washington: [s.n.], 1971. p. p. 595–605. Citado na página 51.

- TRANVAN, J.; OLNLY, X.; SGARD, F.; GERVAIS, Y. Global inverse methods for determining the acoustical parameters of porous materials. In: *Proceedings ICA*. [S.l.: s.n.], 2001. Citado na página 127.
- TWETEN, D.; NORED, M.; BRUN, K. The physics of pulsations gas machinery conference. In: . [S.l.: s.n.], 2008. Citado na página 51.
- UMNOVA, O.; ATTENBOROUGH, K.; SHIN, H.-C.; CUMMINGS, A. Response of multiple rigid porous layers to high levels of continuous acoustic excitation. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ASA, v. 116, n. 2, p. 703–712, 2004. Citado na página 115.
- UMNOVA, O.; ATTENBOROUGH, K.; STANDLEY, E.; CUMMINGS, A. Behavior of rigid-porous layers at high levels of continuous acoustic excitation: Theory and experiment. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ASA, v. 114, n. 3, p. 1346–1356, 2003. Citado na página 220.
- VENDRAMI, C. *Isoladores de vibração da placa base de compressores de refrigeração doméstica*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2013. Citado na página 183.
- WANG, C.-N.; WU, C.-H.; WU, T.-D. A network approach for analysis of silencers with/without absorbent material. *Applied Acoustics*, Elsevier, v. 70, n. 1, p. 208–214, 2009. Citado na página 55.
- WENG, L. Z.; ABAKR, Y. A. The effect of change of radius of curvature on transmission losses in a low frequency resonator tubes. *EURECA (Engineering Undergraduate Research Catalyst Conference)*, 2013. Citado na página 70.
- WENG, L. Z.; ABAKR, Y. A. The effect of frequency change on transmission losses in low frequency resonator tubes. *EURECA (Engineering Undergraduate Research Catalyst Conference)*, 2013. Citado na página 71.
- WILEN, G. V.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*. [S.l.: s.n.], 1995. Citado na página 48.
- XI, Z.; ZHU, J.; TANG, H.; AO, Q.; ZHI, H.; WANG, J.; LI, C. Progress of application researches of porous fiber metals. *Materials*, Molecular Diversity Preservation International, v. 4, n. 4, p. 816–824, 2011. Citado na página 106.

YOON, G. H. Acoustic topology optimization of fibrous material with delany–bazley empirical material formulation. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 332, n. 5, p. 1172–1187, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 57 e 184.

ZIELIŃSKI, T. G. Normalized inverse characterization of sound absorbing rigid porous media. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ASA, v. 137, n. 6, p. 3232–3243, 2015. Citado na página 127.

ZWIKKER, C.; KOSTEN, C. W. *Sound absorbing materials*. [S.l.]: Elsevier, 1949. Citado 3 vezes nas páginas 103, 113 e 212.

Apêndices

A Procedimentos técnicos de avaliação de filtros acústicos

A [ASTME2611-09 \(2009\)](#) informa todo o procedimento de medição, sendo importante a cadeia de sinais mostrada na [Figura 137](#). O desenvolvimento do Método de Matriz de Transferência é avaliado

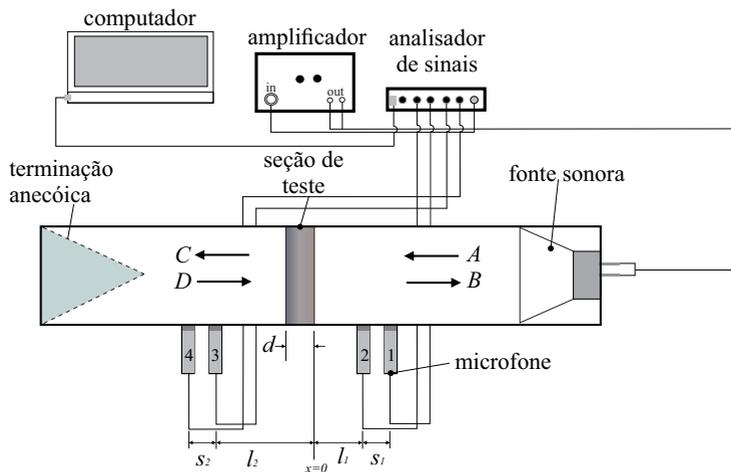


Figura 137 – Esquema do *setup* de medição. Fonte: Adaptado de [ASTME2611-09 \(2009\)](#).

para duas terminações diferentes (a - anecoica e b - rígida), em que tal matriz (2x2) relaciona a pressão acústica e velocidade de partícula nas faces antes e depois da seção de teste. A [Equação A.1](#) e [Equação A.2](#) revelam tais matrizes,

$$\begin{bmatrix} p_a \\ u_a \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_a \\ u_a \end{bmatrix}_{x=d}, \quad (\text{A.1})$$

$$\begin{bmatrix} p_b \\ u_b \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_b \\ u_b \end{bmatrix}_{x=d}. \quad (\text{A.2})$$

O campo acústico dentro do tubo de impedância é decomposto em ondas incidentes (A e C) e refletidas (B e D) como indica a [Figura 137](#). Assim, as expressões são definidas a partir das funções de transferências medidas, sendo mostradas nas [Equação A.3](#) a [Equação A.6](#),

$$A = j \frac{H_{1,ref} e^{-jkl_1} - H_{2,ref} e^{-jk(l_1+s_1)}}{2\text{sen}(ks_1)}, \quad (\text{A.3})$$

$$B = j \frac{H_{2,ref} e^{+jk(l_1+s_1)} - H_{1,ref} e^{+jkl_1}}{2\text{sen}(ks_1)}, \quad (\text{A.4})$$

$$C = j \frac{H_{3,ref} e^{+jk(l_2+s_2)} - H_{4,ref} e^{+jkl_2}}{2\text{sen}(ks_2)}, \quad (\text{A.5})$$

$$D = j \frac{H_{4,ref} e^{-jkl_2} - H_{3,ref} e^{-jk(l_2+s_2)}}{2\text{sen}(ks_2)}. \quad (\text{A.6})$$

Para cada caso a pressão acústica e a velocidade de partícula nas faces ($x=0$ e $x=d$) são dados pela [Equação A.7](#):

$$\begin{aligned} p_0 = A + B \quad p_d &= C e^{-jkd} + D e^{+jkd}, \\ u_0 = (A - B)/\rho_o c_o \quad u_d &= (C e^{-jkd} + D e^{+jkd})/\rho_o c_o, \end{aligned} \quad (\text{A.7})$$

logo, os termos da matriz de transferência podem ser calculados a partir do sistema de equações, [Equação A.8](#),

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \frac{p_{0a}u_{db} - p_{0b}u_{da}}{p_{da}u_{db} - p_{db}u_{da}} & \frac{p_{0b}p_{da} - p_{0a}p_{db}}{p_{da}u_{db} - p_{db}u_{da}} \\ \frac{u_{0a}u_{db} - u_{0b}u_{da}}{p_{da}u_{db} - p_{db}u_{da}} & \frac{p_{da}u_{0b} - p_{db}u_{0a}}{p_{da}u_{db} - p_{db}u_{da}} \end{bmatrix}. \quad (\text{A.8})$$

A partir disso, define-se o coeficiente de transmissão por incidência normal dado pela [Equação A.9](#),

$$ct = \frac{2e^{jkd}}{T_{11} + (T_{12}/\rho_o c_o) + \rho_o c_o T_{21} + T_{22}}. \quad (\text{A.9})$$

Enfim, a perda de transmissão por incidência normal é obtida pela [Equação A.10](#)

$$TL_n = 20 \log \left| \frac{1}{ct} \right|. \quad (\text{A.10})$$

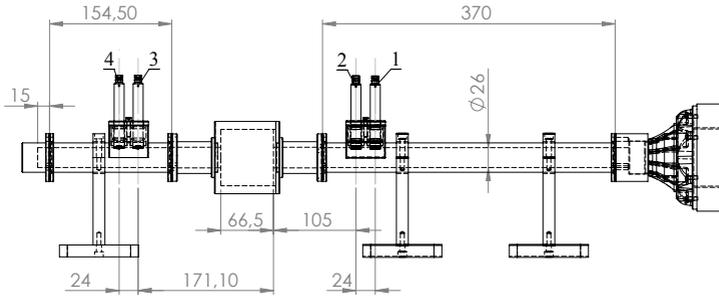
A [Tabela 23](#) informa todos equipamentos utilizados nesse procedimento de avaliação da performance de filtros acústicos.

Tabela 23 – Instrumentação para análise de filtro acústico.

Equipamento	Fabricante	Tipo	Nº de série
Tubo de impedância - 4 microfones	-	-	-
Analizador de sinais	Brüel & Kjær	3039	-
Amplificador de potência	Brüel & Kjær	2708	-
Microfone capacitivo 1/2"	Brüel & Kjær	4189	2953825
Microfone capacitivo 1/2"	Brüel & Kjær	4189	2953826
<i>Driver</i>	JBL Selenium	D250	-

A [Figura 138](#) revela as principais cotas consideradas no cálculo da TL do filtro avaliado, sendo que as mais importantes são: $s_1=s_2=24$ mm, $d=66,5$ mm, $l_1=105$ mm e $l_2=171,1$ mm.

Outra análise importante é a avaliação do tubo de impedância sem o filtro acústico, como mostra a [Figura 139](#). O previsto seria ter TL nula para toda a faixa de frequência, entretanto, a máxima amplitude é de 2,39 dB (variação de 31%) em 3633 Hz.



Tubo de impedância: 4 microfones (cotas em mm)

Figura 138 – Desenho técnico da bancada para avaliação de filtro acústico com terminação rígida.

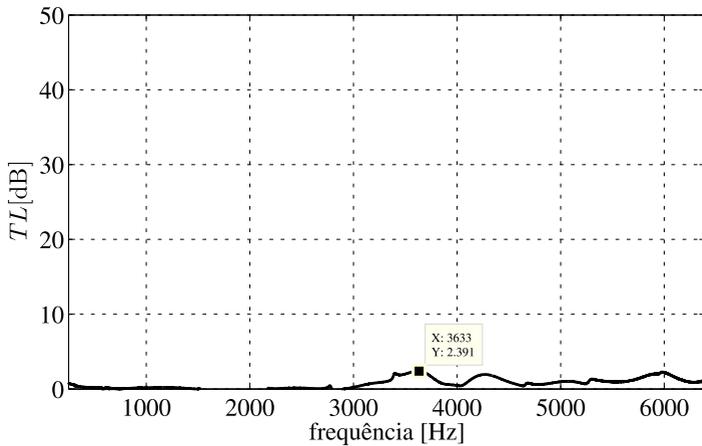


Figura 139 – Perda de transmissão de do tubo de impedância sem filtro acústico.

As terminações utilizadas na bancada não devem interferir nas medições, assim deseja-se que a terminação rígida apresente absorção

nula, enquanto a anecoica seja unitária. A [Figura 140](#) mostra o coeficiente de absorção dessas terminações.

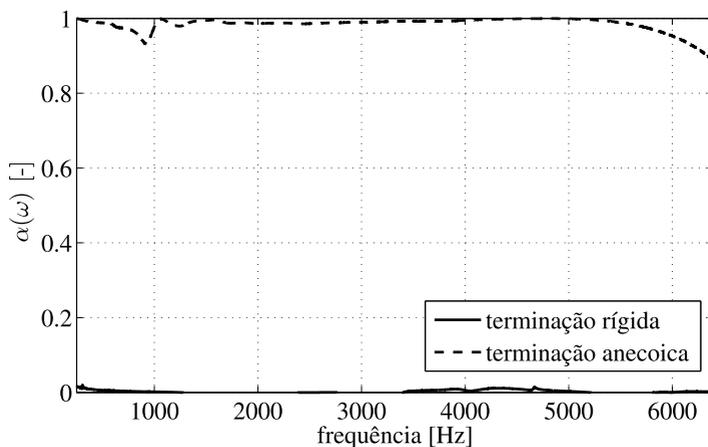


Figura 140 – Coeficiente de absorção: terminações rígida e anecoica.

O filtro acústico possui duas partes, uma tampa e um corpo, pode ser visualizado na [Figura 140](#).

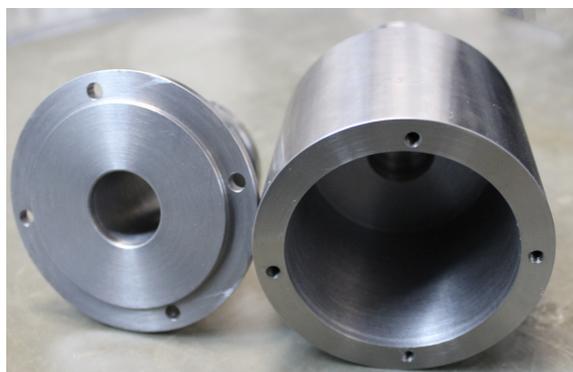


Figura 141 – Filtro acústico das validações experimentais.

Por fim, tem-se a bancada com o tubo de impedância e os acessórios para a avaliação de perda de transmissão de filtros acústicos, visto na [Figura 142](#). A terminação anecoica apresenta espuma de melamina, baixa densidade, na forma piramidal (Super Sonex - fabricante Owa do Brasil), material utilizado para ambientes do tipo anecoico. O comprimento dessa terminação é de 340 mm, dimensão esta superior ao recomendado pela norma (300 mm) citada neste apêndice.

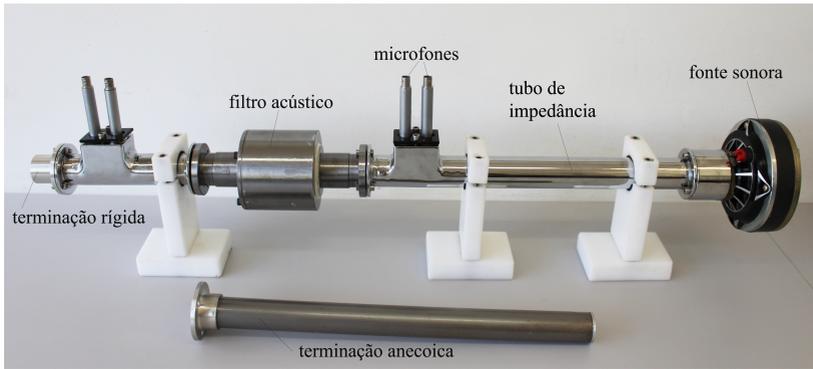


Figura 142 – Bancada para avaliação de perda de transmissão.

B Informações técnicas do tubo de impedância

B.1 Instrumentação

A bancada do tubo de impedância (26 mm de diâmetro) e acessórios, [Figura 143](#), foi projetada para esta tese, em que toda a instrumentação está denominada na [Tabela 24](#).

Tabela 24 – Instrumentação e acessórios para bancada do tubo de impedância.

Equipamento	Fabricante	Tipo	Nº de série
Tubo de impedância	-	-	-
Analizador de sinais	Brüel & Kjær	3039	-
Amplificador de potência	Brüel & Kjær	2708	-
Microfone capacitivo 1/2"	Brüel & Kjær	4189	2953825
Microfone capacitivo 1/2"	Brüel & Kjær	4189	2953826
Alto-falante 6"	JBL Selenium	62V4A	-

As dimensões mais importantes do tubo de impedância podem ser visualizadas no desenho técnico da [Figura 144](#). O tubo é feito de Aço 1020 com tratamento na superfície à base de Cromo. A fonte sonora é enclausurada, sendo preenchida com material acústico (Sonex perfilado - 50 mm) na cavidade.

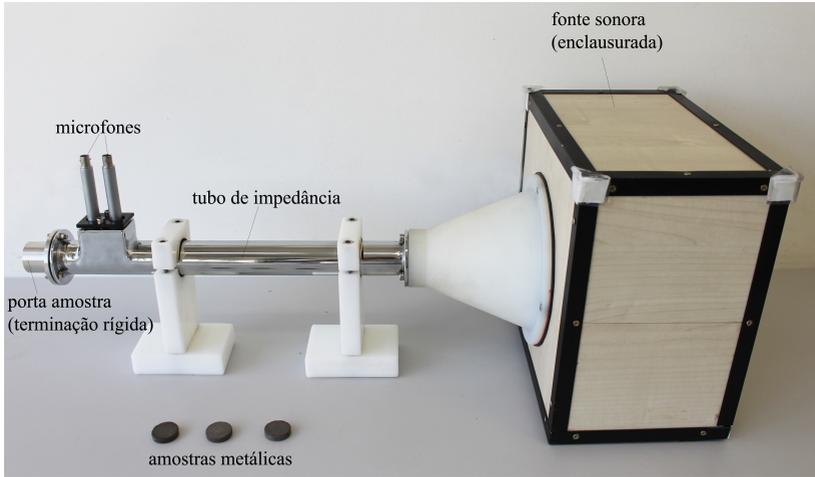


Figura 143 – Tubo de impedância.

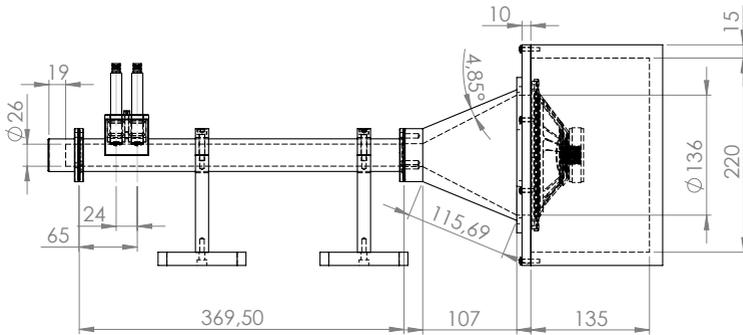


Figura 144 – Desenho técnico do tubo de impedância.

B.2 Abordagens: analítica, experimental e numérica de espuma de melamina

O tubo de impedância antes de ser utilizado com as amostras de materiais metálicos foi testado com materiais típicos da área de acústica. Neste caso arbitrou-se a espuma de melamina, cujas propriedades foram determinadas experimentalmente, exceto a porosidade. As propriedades macro-acústicas estão listadas na [Tabela 25](#) e a espessura é de 11 mm e diâmetro 25,5 mm. A [Figura 145](#) mostra tal material com o porta-amostra do tubo de impedância.

Tabela 25 – Parâmetros experimentais da amostra de melamina.

σ_{rf} oscilatório [Pa.s/m ²]	ϕ [-]	α_{∞} [-]	Λ [μm]	Λ' [μm]
15843	0,99	1,09	65,27	243,61



Figura 145 – Amostras de espuma melamina e porta-amostra do tubo de impedância.

O modelo numérico apresenta a parte principal do tubo de impedância, como pode ser visualizado na [Figura 146](#). O posicionamento dos microfones é necessário para o cálculos das funções de transferência. A faixa de frequência escolhida é de 0 a 6400 Hz, sendo utilizado o critério de *Nyquist* para o dimensionamento da malha, conforme a frequência máxima de análise, sendo usado $\lambda/9$ para o tamanho máximo do elemento. A condição de contorno é parede rígida na terminação do tubo e a excitação do modelo corresponde à ondas planas, geradas a

partir da face de entrada, cuja amplitude é 1 Pa.

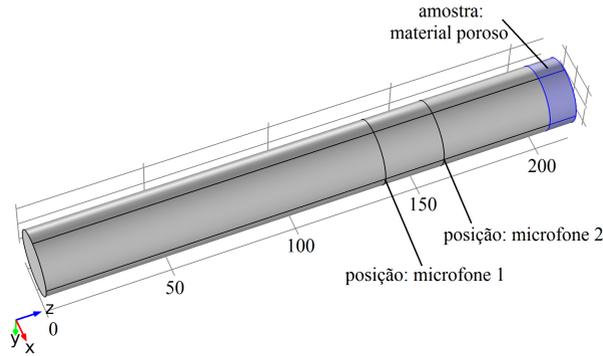


Figura 146 – Geometria do modelo numérico do tubo de impedância.

A análise realizada evidencia uma boa concordância entre as curvas experimental e numérica. Além disso, aos dados analíticos revelam que a abordagem numérica, modelo JCA, apresenta confiabilidade de uso em modelos baseados em MEF, logo a Figura 147 mostra os resultados das validações.

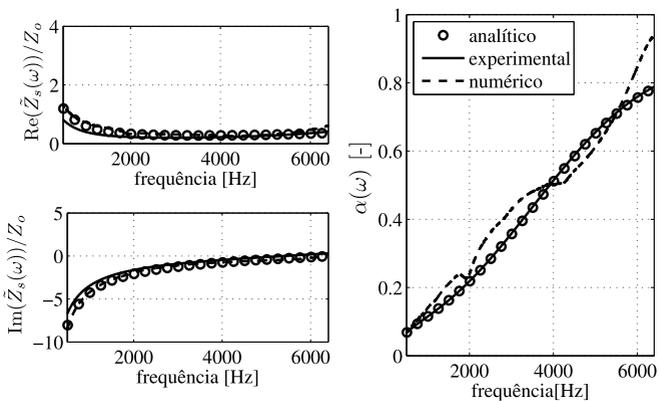


Figura 147 – Impedância de superfície e coef. de absorção da melamina.

Nota-se o coeficiente de absorção experimental apresentar quedas, devido a velocidade da fase fluida ser igual a fase sólida do material. Isso não surge nos modelos, numérico e analítico, pois neles a hipótese é o material ser de estrutura rígida, ou seja, não há interação das fases mencionadas.

C Informações das bancadas de resistividade ao fluxo

C.1 Método oscilatório

A bancada, feita de acrílico, é mostrada na [Figura 148](#), sendo que o pistão é de Alumínio. Os instrumentos utilizados são: um *shaker*, um microfone capacitivo (1/2") e um acelerômetro uniaxial. Este é fixado na base do *shaker*, a fim de medir a aceleração do pistão. Assim, após um processo de integração obtêm-se o deslocamento pico-a-pico do pistão. A [Tabela 26](#) informa toda a instrumentação necessária para a bancada.

Tabela 26 – Instrumentação e acessórios: bancada pelo método oscilatório.

Equipamento	Fabricante	Tipo	Nº de série
Suporte de acrílico	-	-	-
<i>Shaker</i>	Brüel & Kjær	4809	-
Analizador de sinais	Brüel & Kjær	3039	-
Amplificador de potência	Brüel & Kjær	2708	-
Microfone capacitivo 1/2"	Brüel & Kjær	4189	2953825
Acelerômetro uniaxial	Brüel & Kjær	4519-003	53610

A [Figura 149](#) informa a vista superior da bancada.

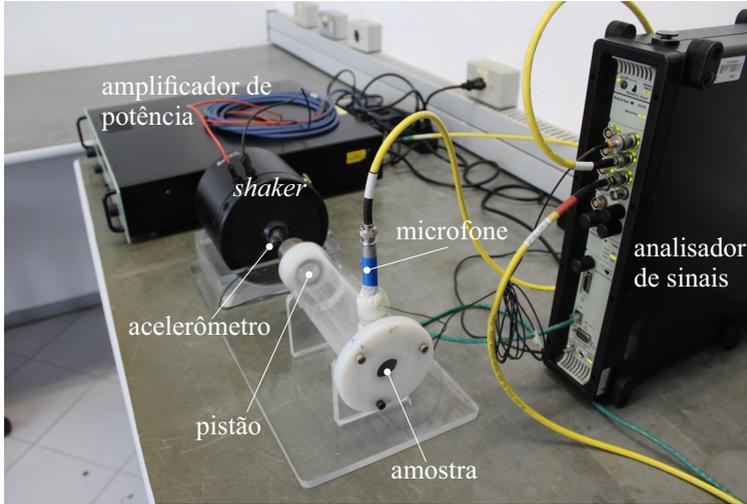


Figura 148 – Bancada para determinação da resistividade ao fluxo: método oscilatório.

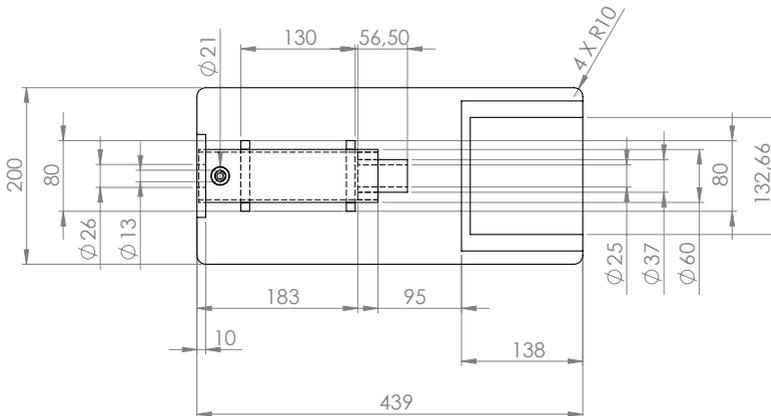


Figura 149 – Desenho técnico da bancada de resistividade ao fluxo: método oscilatório.

C.2 Método contínuo

Esta bancada foi realizada especialmente para esta tese, sendo que muito trabalhos já realizados no próprio LVA não fizeram uso de equipamentos eletrônicos de alta precisão. Uma das possíveis razões é o alto custo dos instrumentos. Os equipamentos principais, transmissores de pressão e fluxímetro, não possuem uma faixa ampla de medição (geralmente uma ordem de grandeza de variação), assim como foi desejado avaliar velocidades maiores que 50 mm/s, foi necessário adquirir transdutores tanto para baixa, quanto alta vazão. O esquema da bancada para as análises pode ser visualizado na [Figura 150](#).

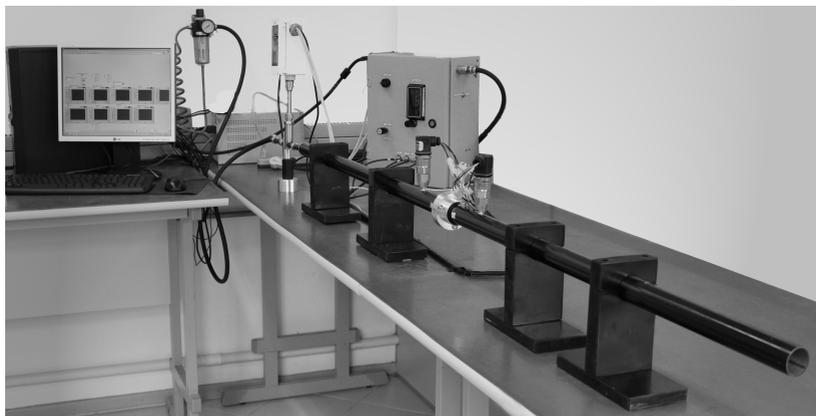


Figura 150 – Bancada completa para o método de fluxo contínuo.

Um painel elétrico foi construído com intuito de facilitar a montagem dos equipamentos e manter a segurança do operador durante a medição, pois os transdutores dependem de fonte de alimentação (24 V). Todos eles apresentam corrente de saída de 4-20 mA. Além dos equipamentos elétricos, válvulas reguladoras foram utilizadas para o

controle fino da vazão na linha de testes, tanto para baixa vazão, quanto para alta vazão. A [Tabela 27](#) apresenta todos os equipamentos usados na bancada.

Tabela 27 – Instrumentação: bancada pelo método contínuo.

Equipamento	Fabricante	Tipo	Nº de série
Placa de aquisição	<i>NI</i>	PCI	6230E
Transmissor de pressão - 0-250 mbar	<i>Danfoss</i>	MBS9200	064G215
Transmissor de pressão - 0-250 mbar	<i>Danfoss</i>	MBS9200	064G215
Fluxímetro - 0,25-2,50 l/min	<i>Swagelok</i>	M203L	D1558006
Transmissor de pressão - 0-16 bar	<i>Danfoss</i>	MBS1700	060G6102
Transmissor de pressão - 0-16 bar	<i>Danfoss</i>	MBS1700	060G6102
Fluxímetro - 5-84 l/min	<i>Contech</i>	FT2	-

D Informações técnicas dos ensaios ultrassônicos

As bancadas de determinação da tortuosidade e comprimentos característicos, viscoso e térmico, utilizam transdutores ultrassônicos. A [Tabela 28](#) informa os instrumentos e acessórios das bancadas desenvolvidas para a análise do materiais porosos metálicos.

Tabela 28 – Instrumentação e acessórios para bancada com transdutores ultrassônicos.

Equipamento	Fabricante	Tipo
Bomba de vácuo	-	-
Câmara de acrílico	-	-
Suporte para fixação da amostra	-	-
Acionador eletrônico de amostra	-	-
Tubo de gás Hélio	-	-
Osciloscópio digital (2CH e 1OUT)	<i>Handyscope</i>	HS3
Transmissor ultrassônico 40 kHz	<i>Komantech</i>	400 T100
Receptor ultrassônico 40 kHz	<i>Komantech</i>	400 SR100

A seguir, tem-se os passos principais dos procedimento técnicos na bancada de determinação dos comprimentos característicos:

1. Inserir amostra na câmara e fechar a cavidade;

2. Retirar todo o ar da câmara com uso da bomba de vácuo, durante 10 minutos;
3. Abrir a válvula do tubo para entrada de gás Hélio na câmara;
4. A pressão de saída do gás deve ser de $1,1 \cdot 10^5$ Pa;
5. Realizar as medições dos sinais com e sem a amostra posicionada entre os transmissores.

E Campo acústico em tubos

Um modelo unidimensional de tubo é interessante para avaliação do campo acústico formado no seu interior. A excitação é pressão harmônica, isto é, $P(0, t) = P_0 e^{-i\omega t}$ e a terminação apresenta impedância de radiação sonora. A [Figura 151](#) mostra a física do problema proposto.

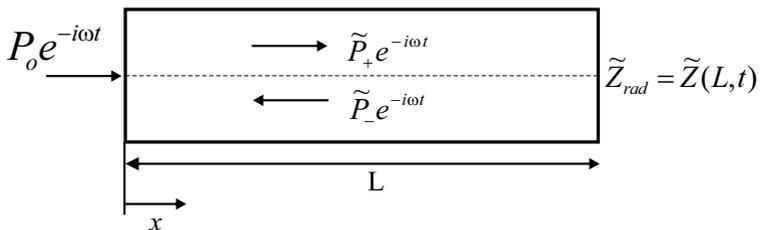


Figura 151 – Condições de contorno para modelo de tubo 1D.

[Levine e Schwinger \(1948\)](#) simplificaram a expressão da impedância de radiação para um tubo não-flangeado de paredes finas de acordo com a [Equação E.1](#),

$$\tilde{z}_{rad} \simeq \rho_o c_o \left(\frac{(ka)^2}{4} + i0,6133ka \right), \quad (\text{E.1})$$

As expressões do campo de pressão estão escritas [Equação E.2](#) e [Equação E.3](#):

$$x = 0 \quad \Rightarrow \quad \tilde{P}(0, t) = (\tilde{P}_+ + \tilde{P}_-)e^{-i\omega t} \quad \therefore \quad P_0 = \tilde{P}_+ + \tilde{P}_- \quad (\text{E.2})$$

$$x = L \quad \Rightarrow \quad \tilde{Z}(L, t) = \frac{\tilde{P}(L, t)}{\tilde{u}(L, t)} = \frac{\rho_0 c_0 (\tilde{P}_+ e^{ikL} + \tilde{P}_- e^{-ikL}) e^{-i\omega t}}{(\tilde{P}_+ e^{ikL} - \tilde{P}_- e^{-ikL}) e^{-i\omega t}}. \quad (\text{E.3})$$

Assim, tem-se um sistema linear de 2 equações e 2 incógnitas. Substituindo a [Equação E.2](#) em [Equação E.3](#), obtém-se as constantes, dadas pela [Equação E.4](#) e [Equação E.5](#),

$$\tilde{P}_+ = -\frac{P_0 \left(1 + \frac{\tilde{z}_{rad}}{\rho_0 c_0}\right) e^{-ikL}}{-2\cos(kL) \frac{\tilde{z}_{rad}}{\rho_0 c_0} + i2\text{sen}(kL)}, \quad (\text{E.4})$$

$$\tilde{P}_- = \frac{P_0 \left(1 - \frac{\tilde{z}_{rad}}{\rho_0 c_0}\right) e^{-ikL}}{-2\cos(kL) \frac{\tilde{z}_{rad}}{\rho_0 c_0} + i2\text{sen}(kL)}. \quad (\text{E.5})$$

Substituindo na equação da onda tem-se o campo de pressão, descrito na [Equação E.6](#),

$$\tilde{P}(x, t) = \frac{-P_0 \left(1 + \frac{\tilde{z}_{rad}}{\rho_0 c_0}\right) e^{ik(x-L)} + P_0 \left(1 - \frac{\tilde{z}_{rad}}{\rho_0 c_0}\right) e^{-ik(x-L)}}{-2\cos(kL) \frac{\tilde{z}_{rad}}{\rho_0 c_0} + i2\text{sen}(kL)} e^{-i\omega t}. \quad (\text{E.6})$$

A FRF definida pela razão de pressão na terminação do tubo e pressão na entrada, como definido pela [Equação E.7](#) fica

$$H(f) = 20\log \left(\left| \frac{\tilde{P}(L, t)}{\tilde{P}(0, t)} \right| \right). \quad (\text{E.7})$$

Assim, substituindo os valores de x , 0 e L , na [Equação E.6](#) e eliminando alguns termos obtém-se a [Equação E.8](#),

$$H(f) = 20\log \left(\left| \frac{\frac{\tilde{z}_{rad}}{\rho_0 c_0}}{\frac{\tilde{z}_{rad}}{\rho_0 c_0} \cos(kL) - i\text{sen}(kL)} \right| \right). \quad (\text{E.8})$$

A FRF para um tubo aberto com terminação fechada (impedância de radiação infinita) é definida pela [Equação E.9](#),

$$H(f) = 20\log \left(\left| \frac{1}{\cosh(ikL)} \right| \right). \quad (\text{E.9})$$

Considerando o comprimento do tubo de 540 mm e diâmetro de 3 mm, considerando as propriedades do R134a à 100°C (condição de descarga do compressor), a [Figura 152](#) representa a função de transferência. Matematicamente, como a função está em módulo, surgem os picos, os quais tendem ao infinito, correspondendo as frequências naturais do tubo.

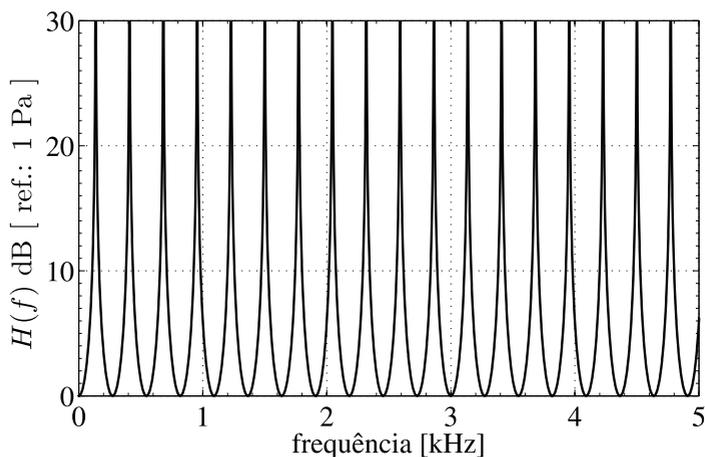


Figura 152 – FRF: tubo aberto/fechado.

F Código da Otimização paramétrica: *Comsol with Matlab*

F.1 Rotina principal

```

1 %% _____
2 % Federation University of Santa Catarina
3 % Florianopolis, Brazil
4 % Post Graduation of Mechanic Engineering (POSMEC)
5 % PhD. student: Leandro Rodrigues Barbosa [2012–2017]
6 % Adviser: Arcanjo Lenzi, PhD.
7 %% PARAMETRIC OPTIMIZATION OF POROUS MATERIAL_____
8 clc
9 clear all
10 close all
11 global model Ncam it freq_otim Fobj Matrix_variables
12 tic;
13 %% PATH_____
14 addpath('./general_path')
15 %% GRAPHIC WINDOW_____
16 graphic_window
17 %% INPUT PARAMETERS_____
18 % FREQUENCY RANGE_____
19 fmin_otim=500; % Minimum frequency [Hz]
20 df_otim=50; % Step frequency [Hz]

```

```

21 fmax_otim=5000; % Maximum frequency [Hz]
22 % Vector of frequency [Hz]
23 freq_otim=fmin_otim:df_otim:fmax_otim;
24 % NUMBER OF LAYERS_____
25 Ncam=1; % longitudinal
26 % GEOMETRY OF MUFFLER_____
27 Di=3; % Inlet diameter [mm]
28 Li=4; % Inlet length [mm]
29 Do=3; % Outlet diameter [mm]
30 L=61; % Chamber length [mm]
31 D=20; % Chamber diameter [mm]
32 %% DISPLAY THE PARAMETERS OF GEOMETRY_____
33 geometry
34 %% WAITBAR_____
35 jan1=waitbar(0.1,'Processing');close(jan1)
36 %% COMSOL_____
37 comsol
38 % READ THE INPUT COMSOL MODEL_____
39 model=mphload('model_muffler_porous_22-Nov-2016.mph');
40 % SHOW THE PROGRESS COMSOL_____
41 ModelUtil.showProgress(true);
42 %% PARAMETERS OF ALGORITHM DIFFERENTIAL EVOLUTION__
43 it=0; % Inital number of interactions
44 Pop=80; % Size of population
45 Nit=10; % Number of interactions/population
46 Dv=0.935; % Difference vector
47 Cross=1; % Crossover
48 % DIFFERENTIAL EVOLUTION_____
49 % set title
50 optimInfo.title = 'Parametric optimization';
51 % WAITBAR_____
52 jan1=waitbar(0.5,'The end');close(jan1)
53 % specify objective function
54 objFctHandle = @modelfit;
55 % define parameter names, ranges and quantization
56 paramDefCell = {'parameter1', [0.4 0.85], 0.01};
57 objFctParams = [];
58 % set single additional function parameter
59 objFctSettings = {};

```

```
60 % get default DE parameters
61 DEParams = getdefaultparams;
62 DEParams.useInitParams=1e3;
63 % set number of population members
64 % Suggestion: 10*D is suggested
65 DEParams.NP = Pop;
66 % do not use slave process here
67 DEParams.feedSlaveProc = 0;
68 % set times
69 DEParams.maxiter = Nit;
70 DEParams.maxtime = inf; % in seconds
71 DEParams.maxclock = [];
72 % set display options
73 DEParams.infoIterations = 1;
74 DEParams.infoPeriod = 10; % in seconds
75 DEParams.saveHistory = 1; % save data
76 DEParams.F = Dv; % factor of difference vector
77 DEParams.CR = Cross; % crossover
78 % DEParams.validChkHandle = @restriction
79 % do not send E-mails
80 emailParams = [];
81 % set random state in order to
82 % always use the same population members here
83 setrandseed(1);
84 % start differential evolution
85 [bestmem, bestval, bestFctParams, ...
86 nrOfIterations, resultFileName...
87 ] = differentialevolution(...
88 DEParams, paramDefCell, objFctHandle,...
89 objFctSettings, objFctParams, ...
90 emailParams, optimInfo); %#ok
91 disp(' ');
92 disp(bestFctParams);
93 % continue optimization by loading result file
94 if DEParams.saveHistory
95     disp(' ');
96     disp(textwrap2(sprintf(...
97         'Now continuing optimization
98         by loading result file', resultFileName)));
```

```

99     disp(' ');
100    DEParams.maxiter = 200;
101    DEParams.maxtime = 120; % in seconds
102    [bestmem, bestval, ...
103     bestFctParams] = differentialevolution(...
104         DEParams, paramDefCell, ....
105         objFctHandle, objFctSettings, ...
106         objFctParams, emailParams, optimInfo, ...
107         resultFileName); %#ok
108     disp(' ');
109     disp('Best parameter set
110         returned by function differentialevolution:');
111     disp(bestFctParams);
112 end
113 %% WAITBAR_____
114 jan1=waitbar(1,'The end');close(jan1)
115 %% TOTAL TIME OF THE ANALYSIS_____
116 t1=toc;
117 disp(['CPU time: ', num2str(t1/3600,'%2f') ' [h]'])
118 %% SHOW THE BEST SOLUTIONS_____
119 showvariables
120 %% POSTPROCESS_____
121 postprocess
122 %% GRAPHICS_____
123 graphics
124 close all
125 %% _____MOVIE [GIF - TL AND SPL]_____
126 cinema
127 %% _____EXPORT DATA_____
128 export

```

F.2 Modelo de filtro acústico dissipativo

```

1 clc
2 clear all
3 close all

```

```
4 warning('off')
5 %% Plot Figure
6 set(0, 'Units', 'centimeters');
7 scrsz = get(0, 'ScreenSize');
8 pixel_cm = 35.4600;
9 papel = [21.0 29.7];
10 PaperSize=[papel(1) papel(2)/2.5125]*0.95;
11 PaperPosition=[PaperSize(1)*(-0.06) ...
12 PaperSize(2)*(-0.00) PaperSize(1)*1.130 PaperSize(2)];
13 janela = [(scrsz(3)-PaperSize(1))/2 ...
14 (scrsz(4)-PaperSize(2))/2 ...
15 PaperSize(1) PaperSize(2)]*pixel_cm;
16 %% Importing the Comsol Class
17 import com.comsol.model.*
18 import com.comsol.model.util.*
19 %% Create the model: empty muffler model
20 model = ModelUtil.create('Model');
21 ModelUtil.setServerBusyHandler(ServerBusyHandler(2));
22 %% Select the path: working directory
23 model.modelPath(pwd);
24 model.modelNode.create('comp1');
25 model.geom.create('geom1', 3);
26 model.mesh.create('mesh1', 'geom1');
27 %% Select the Physics Model
28 model.physics.create('acpr', ...
29 'PressureAcoustics', 'geom1');
30 %% Read the number of layers
31 % and frequency range for the analysis
32 main_parameters_analysis
33 %% Fluid properties
34 dados_prop_fluido
35 %% Create the parameters
36 % Geometric parameters of the muffler
37 model.param.set('Di', [num2str(Di) ' [mm]']);
38 model.param.set('Li', [num2str(Li) ' [mm]']);
39 model.param.set('Lo', [num2str(Li) ' [mm]']);
40 model.param.set('Do', [num2str(Do) ' [mm]']);
41 model.param.set('L', [num2str(L) ' [mm]']);
42 model.param.set('D', [num2str(D) ' [mm]']);
```

```

43 model.param.set('Ncam', num2str(Ncam));
44 model.param.set('R_cham', [num2str(D/2) ' [mm]']);
45 model.param.set('Ri', [num2str(Di/2) ' [mm]']);
46 % Built the parameteres for geometry of muffler
47 % with layers of porous
48 % material
49 disp(['_____'])
50 disp(['Number of layers: ', num2str(Ncam)])
51 disp(['Thickness of layer [mm]: ', num2str(esp_cam)])
52 disp(['_____'])
53 model.param.set('esp', [num2str(R_cham) ' [mm]']);
54 % Fluid parameters_____
55 model.param.set('c_o', [num2str(c_o) ' [m/s]'],...
56 'Sound velocity R134a 100C [m/s]');
57 model.param.set('rho_o', [num2str(rho_o) ...
58 '[kg/m^3]'],'Density R134a 100C [m/s] [kg/m3]');
59 model.param.set('visc', [num2str(visc) ' [Pa*s]'],...
60 'Viscosity of fluid [Pa.s]');
61 model.param.set('gamma', num2str(gamma),...
62 'Specific heat ratio');
63 model.param.set('p0', [num2str(p0) ' [Pa]'],...
64 'Amplitude of wave plane [Pa]');
65 model.param.set('T_o', [num2str(T_o) ' [K]'],....
66 'Fluid temperature [K]');
67 model.param.set('cp', [num2str(cp) ' [J/(kg*K)]'],....
68 'Specific heat for constant pressure [J/(kgK)]');
69 model.param.set('kf', [num2str(kf) ' [W/(m*K)]'],...
70 'Heat conduction [W/(mK)]');
71 % Frequency range analysed_____
72 model.param.set('fmin_', [num2str(fmin_) ' [Hz]'],...
73 'minimum frequency [Hz]');
74 model.param.set('deltaf', [num2str(deltaf) ' [Hz]'],....
75 'step of frequency [Hz]');
76 model.param.set('fmax', [num2str(fmax) ' [Hz]'],...
77 'fmaximum frequency [Hz]');
78 % Parameters mesh
79 model.param.set('Ndiv', '6', 'Lambda/Ndiv');
80 model.param.set('Disc', 'c_o/fmax/Ndiv',...
81 'Discretization of elements');

```

```
82 % Porous material parameters
83 model.param.set('P_o', '1.469e6[Pa]',...
84 'Absolute pressure of R134a 100C');
85 model.param.set('alfa_inf', '1.09', 'Tortuosity');
86 % Optimization variables
87 for i=1:Ncam*Nvar
88     model.param.set(['X', num2str(i)], '1000',...
89     ['Variable' num2str(i)]);
90 end
91 for i=1:Ncam
92     model.param.set(['CCv', num2str(i)], 'Lambda_v',...
93     ['CCv' num2str(i)]);
94     model.param.set(['CCT', num2str(i)], 'Lambda_t',...
95     ['CCv' num2str(i)]);
96 end
97 %% Create the geometry
98 % Create the section for extrusion: Workplane 1
99 model.geom('geom1').lengthUnit('mm');
100 model.geom('geom1').feature.create('wp1', 'WorkPlane');
101 model.geom('geom1').feature('wp1').set('unite', true);
102 % Circle 1 / Inlet
103 model.geom('geom1').feature('wp1'). ...
104 geom.feature.create('c1', 'Circle');
105 model.geom('geom1').feature('wp1'). ...
106 geom.feature('c1').set('r', 'Ri');
107 model.geom('geom1').feature('wp1'). ...
108 geom.run('c1');
109 % Circle 2 / Chamber
110 model.geom('geom1').feature('wp1'). ...
111 geom.feature.create('c2', 'Circle');
112 model.geom('geom1').feature('wp1'). ...
113 geom.feature('c2').set('r', 'R_cham');
114 model.geom('geom1').feature('wp1'). ...
115 geom.run('c2');
116 model.geom('geom1').runPre('fin');
117 %
118 % Chamber
119 % Run the workplane 1 for extrusion
120 model.geom('geom1').run('wp1');
```

```
121 model.geom('geom1').feature.create('ext1', 'Extrude');
122 model.geom('geom1').feature('ext1'). ...
123 setIndex('distance', esp_cam, 0);
124 model.geom('geom1').run('ext1');
125 % Set the face for extrusion_____
126 a0=4;
127 for i=1:Ncam-1
128     a(i)=a0+(i-1)*3;
129 end
130 for i=1:Ncam-1
131     model.geom('geom1').feature. ...
132     duplicate(['ext', num2str(i+1)], ['ext', num2str(i)]);
133     model.geom('geom1'). ...
134     feature(['ext', num2str(i+1)]). ...
135     set('extrudefrom', 'faces');
136     model.geom('geom1'). ...
137     feature(['ext', num2str(i+1)]). ...
138     selection('inputface'). ...
139     set(['ext', num2str(i)], [a(i) 2*a(i)]);
140     model.geom('geom1'). ...
141     run(['ext', num2str(i+1)]);
142 end
143 % Inlet tube_____
144 model.geom('geom1').feature.create('cyl1', 'Cylinder');
145 model.geom('geom1').feature('cyl1').set('r', 'Ri');
146 model.geom('geom1').feature('cyl1').set('h', 'Li');
147 model.geom('geom1').feature('cyl1'). ...
148 set('axistype', 'cartesian');
149 model.geom('geom1').feature('cyl1'). ...
150 setIndex('ax3', '-1', 2);
151 model.geom('geom1').run('cyl1');
152 % Outlet tube_____
153 model.geom('geom1').feature.create('cyl2', 'Cylinder');
154 model.geom('geom1').feature('cyl2').set('r', 'Ri');
155 model.geom('geom1').feature('cyl2').set('h', 'Li');
156 model.geom('geom1').feature('cyl2'). ...
157 set('axistype', 'cartesian');
158 model.geom('geom1').feature('cyl2'). ...
159 setIndex('ax3', '1', 2);
```

```

160 model.geom('geom1').feature('cyl2'). ...
161 setIndex('pos', 'L', 2);
162 model.geom('geom1').run('cyl2');
163 model.geom('geom1').run;
164 %% Definitions_____
165 % Explicit boundaries: Inlet and Outlet
166 model.selection.create('sel1', 'Explicit');
167 model.selection('sel1').geom(2);
168 In=16;Out=2*In;
169 model.selection('sel1').set([In]);
170 model.selection('sel1').name('Inlet');
171 model.selection.create('sel2', 'Explicit');
172 model.selection('sel2').geom(2);
173 model.selection('sel2').set([Out]);
174 model.selection('sel2').name('Outlet');
175 %% Definitions: Explicit boundaries: Face for mesh_____
176 model.selection.create('sel3', 'Explicit');
177 model.selection('sel3').geom(2);
178 Face1=16;Face2=31;
179 model.selection('sel3').set([Face1 Face2]);
180 model.selection('sel3').name('Facemesh');
181 %% Definitions: Integration: 1-Inlet 2-Outlet_____
182 model.cpl.create('intop1', 'Integration', 'geom1');
183 model.cpl('intop1').selection.geom('geom1', 2);
184 model.cpl('intop1').selection.set([In]);
185 model.cpl.create('intop2', 'Integration', 'geom1');
186 model.cpl('intop2').selection.geom('geom1', 2);
187 model.cpl('intop2').selection.set([Out]);
188 %% Definitions_____
189 % Variables to calculate the Transmission Loss
190 % w_in-power the incoming wave
191 % w_out-power the outcoming wave
192 % TL: Transmission Loss
193 model.variable.create('var1');
194 model.variable('var1').model('comp1');
195 model.variable('var1').set('w_in',...
196 'intop1(p0^2/(2*acpr.rho*acpr.c))',...
197 'Potencia de entrada');
198 model.variable('var1').set('w_out',...

```

```

199 'intop2(abs(p)^2/(2*acpr.rho*acpr.c))',...
200 'Potencia de saida');
201 model.variable('var1').set('TL',...
202 'l0*log10(w_in/w_out)', 'Transmission Loss');
203 %% Define the material_____
204 model.material.create('mat1');
205 model.material('mat1').name('R134a 3');
206 model.material('mat1').set('family', 'plastic');
207 model.material('mat1'). ...
208 propertyGroup('def').set('dynamicviscosity', 'ViscDin');
209 model.material('mat1'). ...
210 propertyGroup('def').set('ratioofspecificeat', 'gamma');
211 model.material('mat1'). ...
212 propertyGroup('def'). ...
213 set('heatcapacity', 'Cp(T[1/K]) [J/(kg*K)]');
214 model.material('mat1'). ...
215 propertyGroup('def').set('density',...
216 'rho(pA[1/Pa],T[1/K]) [kg/m^3]');
217 model.material('mat1'). ...
218 propertyGroup('def').set('thermalconductivity',...
219 'k(T[1/K]) [W/(m*K)]');
220 model.material('mat1'). ...
221 propertyGroup('def').func.create('eta', 'Piecewise');
222 model.material('mat1'). ...
223 propertyGroup('def').func('eta'). ...
224 set('funcname', 'eta');
225 model.material('mat1'). ...
226 propertyGroup('def').func('eta').set('arg', 'T');
227 model.material('mat1'). ...
228 propertyGroup('def'). ...
229 func('eta').set('extrap', 'constant');
230 model.material('mat1'). ...
231 propertyGroup('def').func('eta').set('pieces', ...
232 {'273.0' '573.0' ...
233 '1E-12*T^6-9E-11*T^5+3E-09*T^4-4E-08*T^3+3E-07*T^2...
234 -8E-07*T+1E-05'});
235 model.material('mat1'). ...
236 propertyGroup('def'). ...
237 func.create('Cp', 'Piecewise');

```

```
238 model.material('mat1'). ...
239 propertyGroup('def'). ...
240 func('Cp').set('funcname', 'Cp');
241 model.material('mat1'). ...
242 propertyGroup('def').func('Cp').set('arg', 'T');
243 model.material('mat1'). ...
244 propertyGroup('def'). ...
245 func('Cp').set('extrap', 'constant');
246 model.material('mat1'). ...
247 propertyGroup('def').func('Cp').set('pieces', ...
248 {'240.0' '600.0' ...
249 '(3.064+25.420E-3*T^1+0.586E-5*T^2-3.339E-8*T^3+...
250 1.716E-11*T^4)*100'});
251 model.material('mat1'). ...
252 propertyGroup('def').func.create('rho', 'Analytic');
253 model.material('mat1'). ...
254 propertyGroup('def').func('rho').set('funcname', 'rho');
255 model.material('mat1'). ...
256 propertyGroup('def').func('rho').set('args', {'pA' 'T'});
257 model.material('mat1'). ...
258 propertyGroup('def'). ...
259 func('rho').set('expr', 'pA*0.10203/8.314/T');
260 model.material('mat1'). ...
261 propertyGroup('def'). ...
262 func('rho').set('dermethod', 'manual');
263 model.material('mat1'). ...
264 propertyGroup('def').func('rho').set('argders', ....
265 {'pA' 'd(pA*0.10203/8.314/T,pA)'; ...
266 'T' 'd(pA*0.10203/8.314/T,T)'});
267 model.material('mat1'). ...
268 propertyGroup('def').func.create('k', 'Piecewise');
269 model.material('mat1'). ...
270 propertyGroup('def'). ...
271 func('k').set('funcname', 'k');
272 model.material('mat1'). ...
273 propertyGroup('def').func('k').set('arg', 'T');
274 model.material('mat1'). ...
275 propertyGroup('def'). ...
276 func('k').set('extrap', 'constant');
```

```

277 model.material('mat1'). ...
278 propertyGroup('def').func('k').set('pieces', ...
279 {'273.0' '823.0'...
280 '7E-14*T^6-1E-10*T^5+9E-08*T^4-3E-05*T^3+0.007*T^2...
281 -0.7826*T+36.309'});
282 model.material('mat1'). ...
283 propertyGroup('def').addInput('temperature');
284 model.material('mat1'). ...
285 propertyGroup('def').addInput('pressure');
286 model.material('mat1').set('family', 'plastic');
287 model.material('mat1'). ...
288 propertyGroup('def').set('soundspeed', {'c_o'});
289 model.material('mat1'). ...
290 propertyGroup('def').set('ratioofspecificeat', {'gamma'});
291 %% Properties of the Acoustics Pressure_____
292 % Set the temperature of the fluid
293 model.physics('acpr').feature('fpam1'). ...
294 set('minput_temperature', 1, 'T_o');
295 % Plane Wave Radiation
296 model.physics('acpr').feature. ...
297 create('pwr1', 'PlaneWaveRadiation', 2);
298 % Boundaries: inlet and outlet
299 model.physics('acpr').feature('pwr1'). ...
300 selection.set([In Out]);
301 % Incident pressure
302 model.physics('acpr').feature('pwr1'). ...
303 feature.create('ipf1', 'IncidentPressureField', 2);
304 % Unity pressure p0
305 model.physics('acpr'). ...
306 feature('pwr1').feature('ipf1').set('pamp', 1, 'p0');
307 model.physics('acpr').feature('pwr1'). ...
308 feature('ipf1').selection.named('sell');
309 %% Poroacoustics material for the layers: JCA_____
310 for i=1:Ncam
311     %% Create the porous material_____
312     model.physics('acpr').feature. ...
313     create(['pom',num2str(i)], 'PoroacousticsModel', 3);
314     model.physics('acpr'). ...
315     feature(['pom',num2str(i)]). ...

```

```
316     set('minput_temperature', 1, 'T_o');
317     model.physics('acpr'). ...
318     feature(['pom', num2str(i)]). ...
319     set('FluidModel', 1, 'JohnsonChampouxAllard');
320     %% Properties fluid
321     model.physics('acpr'). ...
322     feature(['pom', num2str(i)]). ...
323     set('c_mat', 1, 'userdef');
324     model.physics('acpr'). ...
325     feature(['pom', num2str(i)]). ...
326     set('c', 1, 'c_o');
327     model.physics('acpr'). ...
328     feature(['pom', num2str(i)]). ...
329     set('rhof_mat', 1, 'userdef');
330     model.physics('acpr'). ...
331     feature(['pom', num2str(i)]). ...
332     set('rhof', 1, 'rho_o');
333     model.physics('acpr'). ...
334     feature(['pom', num2str(i)]). ...
335     set('Cp_mat', 1, 'userdef');
336     model.physics('acpr'). ...
337     feature(['pom', num2str(i)]). ...
338     set('Cp', 1, 'cp');
339     model.physics('acpr'). ...
340     feature(['pom', num2str(i)]). ...
341     set('gamma_mat', 1, 'userdef');
342     model.physics('acpr'). ...
343     feature(['pom', num2str(i)]). ...
344     set('gamma', 1, 'gamma');
345     model.physics('acpr'). ...
346     feature(['pom', num2str(i)]). ...
347     set('kcond_mat', 1, 'userdef');
348     model.physics('acpr'). ...
349     feature(['pom', num2str(i)]). ...
350     set('kcond', 1, 'kf');
351     model.physics('acpr'). ...
352     feature(['pom', num2str(i)]). ...
353     set('mu_mat', 1, 'userdef');
354     model.physics('acpr'). ...
```

```
355     feature(['pom',num2str(i)]).set('mu', 1, 'visc');
356     %% Optimization variables_____
357     % Flow Resistivity
358     model.physics('acpr'). ...
359     feature(['pom',num2str(i)]). ...
360     set('Rf_mat', 1, 'userdef');
361     model.physics('acpr'). ...
362     feature(['pom',num2str(i)]). ...
363     set('Rf', 1, ['X',num2str(i)]);
364     % Porosity
365     model.physics('acpr'). ...
366     feature(['pom',num2str(i)]). ...
367     set('epsilon_p_mat', 1, 'userdef');
368     model.physics('acpr'). ...
369     feature(['pom',num2str(i)]). ...
370     set('epsilon_p', 1, ['X',num2str(i+4)]);
371     % Tortuosity
372     model.physics('acpr'). ...
373     feature(['pom',num2str(i)]). ...
374     set('tau_mat', 1, 'userdef');
375     model.physics('acpr'). ...
376     feature(['pom',num2str(i)]). ...
377     set('tau', 1, ['X',num2str(i+8)]);
378     % Viscous characteristic length
379     model.physics('acpr'). ...
380     feature(['pom',num2str(i)]). ...
381     set('Lv_mat', 1, 'userdef');
382     model.physics('acpr'). ...
383     feature(['pom',num2str(i)]). ...
384     set('Lv', 1, ['CCv',num2str(i)]);
385     % Thermal characteristic length
386     model.physics('acpr'). ...
387     feature(['pom',num2str(i)]). ...
388     set('Lth_mat', 1, 'userdef');
389     model.physics('acpr'). ...
390     feature(['pom',num2str(i)]). ...
391     set('Lth', 1, ['CCT',num2str(i)]);
392     %% Select the layers_____
393     model.physics('acpr'). ...
```

```
394     feature(['pom', num2str(i)]).selection.set(i);
395 end
396 %% Mesh_____
397 % Free triangular mesh: face of the chamber
398 model.mesh('mesh1'). ...
399 feature.create('ftril', 'FreeTri');
400 model.mesh('mesh1'). ...
401 feature('ftril').selection.named('sel3');
402 model.mesh('mesh1'). ...
403 feature('size').set('custom', 'on');
404 % Define the maximum length of the elements
405 model.mesh('mesh1'). ...
406 feature('size').set('hmax', 'Disc');
407 % Extrude the mesh: swept function
408 model.mesh('mesh1'). ...
409 feature.create('swel', 'Sweep');
410 % Build All
411 model.mesh('mesh1').run;
412 %% Study_____
413 model.study.create('std1');
414 % Frequency domain
415 model.study('std1'). ...
416 feature.create('freq', 'Frequency');
417 model.study('std1'). ...
418 feature('freq').activate('acpr', true);
419 % Range frequency
420 model.study('std1'). ...
421 feature('freq').set('plist', freqlist);
422 %% Show the progress information_____
423 ModelUtil.showProgress(true);
424 %% Solve_____
425 model.sol.create('soll');
426 model.sol('soll').study('std1');
427 model.sol('soll').feature.create('st1', 'StudyStep');
428 model.sol('soll').feature('st1').set('study', 'std1');
429 model.sol('soll'). ...
430 feature('st1').set('studystep', 'freq');
431 model.sol('soll').feature.create('v1', 'Variables');
432 model.sol('soll').feature('v1').set('control', 'freq');
```

```
433 model.sol('sol1').feature.create('s1', 'Stationary');
434 model.sol('sol1').feature('s1').set('stol', 0.0010);
435 model.sol('sol1'). ...
436 feature('s1').feature.create('p1', 'Parametric');
437 model.sol('sol1').feature('s1').feature.remove('pDef');
438 model.sol('sol1'). ...
439 feature('s1').feature('p1').set('pname', {'freq'});
440 model.sol('sol1'). ...
441 feature('s1').feature('p1'). ...
442 set('plistarr', {'range(fmin_,deltaf,fmax)'});
443 model.sol('sol1'). ...
444 feature('s1').feature('p1'). ...
445 set('pcontinuationmode', 'no');
446 model.sol('sol1'). ...
447 feature('s1').feature('p1').set('preusesol', 'auto');
448 model.sol('sol1'). ...
449 feature('s1').feature('p1').set('plot', 'off');
450 model.sol('sol1'). ...
451 feature('s1').feature('p1').set('probesel', 'all');
452 model.sol('sol1'). ...
453 feature('s1').feature('p1').set('probes', {});
454 model.sol('sol1'). ...
455 feature('s1').feature('p1').set('control', 'freq');
456 model.sol('sol1'). ...
457 feature('s1').set('control', 'freq');
458 model.sol('sol1'). ...
459 feature('s1').feature('aDef').set('complexfun', true);
460 model.sol('sol1'). ...
461 feature('s1').feature('aDef').set('matherr', true);
462 model.sol('sol1'). ...
463 feature('s1').feature('aDef').set('blocksize', 1000);
464 model.sol('sol1'). ...
465 feature('s1'). ...
466 feature('aDef').set('blocksizeactive', false);
467 model.sol('sol1'). ...
468 feature('s1').feature.create('fcl', 'FullyCoupled');
469 model.sol('sol1'). ...
470 feature('s1').feature('fcl').set('linsolver', 'dDef');
471 model.sol('sol1'). ...
```

```

472 feature('sl').feature.remove('fcDef');
473 model.sol('sol1').attach('std1');
474 %% Run the Solution_____
475 model.sol('sol1').runAll;
476 %% Check the result: sum of TL (normalized)_____
477 TL_res=mpglocal(model,'TL');
478 out=-sum(abs(TL_res))/length(TL_res);
479 %% Results_____
480 figure(1)
481 set(figure(1),'PaperType', ...
482 '<custom>','PaperSize',PaperSize/2.54,...
483 'PaperPosition',PaperPosition/2.54);
484 set(figure(1),'Position',janela)
485 set(gca,'FontSize',16,'FontName', ...
486 'Times NewRoman');
487 % Geometry
488 subplot(2,2,1)
489 mphgeom(model)
490 title('geometry','FontName', ...
491 'Times New Roman','FontSize',16)
492 % Mesh
493 subplot(2,2,3)
494 title('mesh','FontName', ...
495 'Times New Roman','FontSize',16)
496 mphmesh(model)
497 % TL
498 subplot(2,2,[2 4])
499 plot(freqlist,TL_res,'-k','Linewidth',1.5)
500 xlabel('frequency [Hz]', ...
501 'FontName','Times New Roman','FontSize',16);
502 ylabel('TL [dB] ',...
503 'FontName','Times New Roman','FontSize',16);
504 set(gca,'XTick',0:500:max(freqlist),...
505 'FontName','Times New Roman','FontSize',16)
506 grid on
507 %% Save the analysis_____
508 mphsave(model,['model_muffler_porous_' date '.mph']);

```


G Publicações

- **Analysis of discharge muffler designs for gas pulsation attenuation in reciprocal compressors, Barbosa L. R., Lenzi, A., 2015.** COBEM 2015 - 23rd International Congress of Mechanical Engineering. Dezember, 6-11 2015 - Rio de Janeiro, RJ, Brazil.
- **Analysis of behavior of porous material used for discharge system of hermetic compressor, Barbosa L. R., Lenzi, A., 2017.** DINAME 2017 - XVII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics. March, 5-10 2017 - São Sebastião, SP, Brazil.
- **Parametric optimization and analysis of metallic porous material used for discharge system of hermetic compressor, Barbosa L. R., Lenzi, A., 2017.** Journal Applied Acoustics ISSN: 0003-682X (em processo de submissão).