

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

FERNANDO HENRIQUE NARDELLI

**APLICAÇÃO DE TUBOS MICROPERFURADOS EM FILTROS**  
**ACÚSTICOS TIPO CÂMARA DE EXPANSÃO**

Florianópolis

2016



Fernando Henrique Nardelli

**APLICAÇÃO DE TUBOS MICROPERFURADOS EM FILTROS  
ACÚSTICOS TIPO CÂMARA DE EXPANSÃO**

Dissertação submetida ao Programa de  
Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica da Universidade Federal de  
Santa Catarina para a obtenção do  
Grau de Mestre em Engenharia  
Mecânica.

Orientador: Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.

Florianópolis  
2016

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Nardelli, Fernando Henrique  
APLICAÇÃO DE TUBOS MICROPERFURADOS EM FILTROS ACÚSTICOS  
TIPO CÂMARA DE EXPANSÃO / Fernando Henrique Nardelli ;  
orientador, Arcanjo Lenzi - Florianópolis, SC, 2016.  
149p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Filtros acústicos. 3. Painéis  
perfurados. 4. Compressores herméticos. I. Lenzi, Arcanjo.  
II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós  
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Fernando Henrique Nardelli

**APLICAÇÃO DE TUBOS MICROPERFURADOS EM FILTROS  
ACÚSTICOS TIPO CÂMARA DE EXPANSÃO**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 10 de Março de 2016.

---

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr, Dr.  
Coordenador do Curso

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D. - Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Andrey Ricardo da Silva, Ph.D.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Erasmo Felipe Vergara Miranda, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Ricardo Mikio Doi, Dr.



Dedico este trabalho aos meus pais que sempre me apoiaram, e a Ana Paula que sempre me acompanhou nesta jornada.





## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar gostaria de agradecer a Deus por todas as coisas boas que me aconteceram.

Aos meus pais agradeço pelo apoio, dedicação e esforço em realizar meus sonhos e os da Gabi.

À Ana Paula agradeço pelo amor e companheirismo, a vida com certeza nos reserva um belo futuro. E também agradeço à Solange pela paciência e hospitalidade, e pelos deliciosos almoços nos fins de semana.

À Gabi pela parceria insubstituível de uma irmã. E ao Julian pelo futebol das sextas!

Gostaria de agradecer também aos meus padrinhos, Tio Tarcizio e Tia Neuza por me receberem de forma tão especial em sua casa durante o Mestrado. Vocês também fazem parte dessa conquista!

Ao Professor Arcanjo pela orientação, incentivos e por abrir tantas portas para meu desenvolvimento profissional e pessoal. Chefe, acima de tudo o senhor é um grande amigo!

Ao pessoal do LVA que da forma mais descontraída possível fez parte do meu dia a dia nos últimos dois anos. Especialmente ao guru do laboratório, Olavo, pelos conselhos, a Giordana, Rodrigo, Andrey, Giordano e PV que de várias formas me ajudaram neste trabalho, e aos demais: Carlos, Fernando Diaz, Fontanela, Jean, Leandro, Mannezinho, Zargos, Augusto, Cristiano, Aldren, Jacson, Diego e a todos que eu possa ter esquecido.

Aos amigos de infância pelos raros, porém sempre agradáveis encontros, e a galera de Joinville pela amizade desde os tempos de faculdade.

Gostaria também de agradecer a EMBRACO pelo apoio técnico e financeiro a este trabalho, na pessoa do Claudio Pellegrini.

Por fim gostaria de agradecer a CAPES pelo apoio financeiro durante o período do Mestrado.



“Tudo o que temos de decidir é o que fazer com o  
tempo que nos é dado”  
(JRR Tolkien)



## RESUMO

Em sistemas de refrigeração uma das principais fontes de energia vibroacústica é a pulsação de descarga do compressor. Para atenuar o nível de pressão sonora na linha de descarga é utilizado um filtro do tipo câmara de expansão, que é de fácil construção e apresenta desempenho satisfatório. Buscando reduzir o nível de pressão sonora transmitido para o refrigerador é proposto um modelo de filtro composto por um tubo perfurado e cavidades. Este filtro é baseado na teoria de painéis microperfurados desenvolvida por Dah-You Maa na década de 1970. Painéis microperfurados são compostos por uma placa microperfurada somada a uma cavidade acústica, sendo assim possível obter elevado nível de coeficiente de absorção para determinadas faixas de frequências. A validação de um painel perfurado é realizada com medições em um tubo de impedância. Este modelo é adaptado para uso em filtros acústicos com tubos perfurados, onde se observa que a impedância da placa perfurada pode ser utilizada para a superfície perfurada do tubo. Uma validação do modelo é realizada com o auxílio de modelos numéricos utilizando o método de elementos finitos. Observa-se, através da perda de transmissão, que este filtro possui grande potencial acústico. Efeitos de não linearidades e fluxo, presentes no sistema de descarga do compressor, também são estudados. Por fim, um protótipo para aplicação em compressores herméticos é projetado e avaliado através de medições do nível de pressão sonora do tubo de descarga do compressor em operação.

**Palavras-chave:** Filtros acústicos, painéis perfurados, compressores herméticos.



## ABSTRACT

One of the most important noise sources of refrigeration systems is the discharge pulsation of the hermetic compressor. An expansion chamber filter is used in order to reduce the sound pressure level in the discharge line. This kind of filter is simple, easy to build and has satisfactory performance. A new model of acoustic filter is proposed to reduce the energy transmitted to the refrigerator. This filter is based on the microperforated plate theory developed by Dah-You Maa in the 1970 decade. A microperforated panel is composed by a microperforated plate backed by an acoustic cavity, achieving high levels of absorption coefficients in some regions of the spectrum. A validation of a microperforated panel is performed using an impedance tube. The acoustic filter with microperforated tubes is analyzed, where the microperforated plate impedance can be used to the perforated surface of the tube. Numeric models are used to validate this new filter using the Finite elements method. From this analysis one can conclude that this filter has great potential for noise attenuation. Non-linearity and grazing flows effects are analyzed. These effects are present in the discharge system of hermetic compressors. In the last part of the paper a prototype for use in the compressor is built and evaluated by measuring the sound pressure level of the compressor discharge while in operation.

**Keywords:** Acoustic filter. Microperforated panel. Hermetic compressor.





## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema do ciclo de refrigeração (GOMES, 2006). .....	35
Figura 2 - Vista em corte de um compressor hermético (GOMES, 2014). .....	36
Figura 3 - Esquema do sistema de compressão (GOMES, 2006). .....	39
Figura 4 - Dinâmica da válvula de sucção. As linhas em cor verde e vermelha indicam respectivamente o fim de curso e o ponto morto inferior do pistão (MORAES, 2013). .....	41
Figura 5 - Dinâmica da válvula de descarga. As linhas em cor verde e vermelha apontam respectivamente o ponto morto inferior e o fim de curso do pistão (MORAES, 2013). .....	42
Figura 6 - Pressões medidas ao longo do sistema descarga de um compressor operando em 50 Hz (HENSE, 2015). .....	43
Figura 7 - Filtro acústico com 2 câmaras de expansão (MAREZE, 2009). .....	44
Figura 8 - Esquema de uma câmara de expansão. ....	44
Figura 9 - Perda de transmissão típica de uma câmara de expansão. ....	46
Figura 10 - Impedância de uma placa microperfurada. ....	49
Figura 11 - Ondas sonoras incidindo em um painel microperfurado. ...	50
Figura 12 - Coeficiente de Absorção de um painel microperfurado aliado a uma cavidade acústica. ....	51
Figura 13 – Reatância do conjunto placa + cavidade. ....	51
Figura 14 – Resultado analítico representado pela linha contínua e dados experimentais respresentados por pontos (MAA, 1998). .....	52
Figura 15 - Esquema de um <i>muffler</i> com uma câmara (XIANG <i>et. al.</i> , 2013). .....	53
Figura 16 - Modelo numérico do <i>muffler</i> com uma câmara (XIANG <i>et. al.</i> , 2013). .....	54
Figura 17 - Validação experimental do modelo numérico (XIANG <i>et.</i> <i>al.</i> , 2013). .....	55
Figura 18 - Variação da perda de transmissão alterando o comprimento do <i>muffler</i> (XIANG <i>et. al.</i> , 2013). .....	56
Figura 19 - Variação da frequência de pico alterando o comprimento do <i>muffler</i> (XIANG <i>et. al.</i> , 2013). .....	56
Figura 20 – Esquema do filtro multicâmara (KABRAL <i>et. al.</i> , 2014). .	57
Figura 21 – Filtro multicâmaras construído (KABRAL <i>et. al.</i> , 2014). .	57
Figura 22 – Campo de pressão no modelo numérico localmente reativo (KABRAL <i>et. al.</i> , 2014). .....	59
Figura 23 – Resultados para o modelo localmente reativo (KABRAL <i>et. al.</i> , 2014). .....	59

Figura 24 - Perda de Transmissão do <i>muffler</i> aplicando a impedância de Cremer (KABRAL <i>et. al.</i> , 2014).....	61
Figura 25 - Impedância real otimizada para 2000 Hz (KABRAL <i>et. al.</i> , 2014). .....	62
Figura 26 - Parte imaginária da impedância das placas e de Cremer (KABRAL <i>et. al.</i> , 2014). .....	62
Figura 27 - Dois possíveis tamanhos de cavidade para otimização em 2000 Hz (KABRAL <i>et. al.</i> , 2014). .....	63
Figura 28 - Resultados para perda de transmissão do modelo otimizado (KABRAL <i>et. al.</i> , 2014).....	64
Figura 29 - Esquema de medição do tubo de impedância (MAREZE, 2013). .....	66
Figura 30 - Tubo de impedância projetado. ....	66
Figura 31 - Coeficiente de absorção do tubo vazio. ....	68
Figura 32 - Placa perfurada. ....	69
Figura 33 - Coeficiente de absorção medido vs analítico. ....	69
Figura 34 – Malha do modelo localmente reativo.....	71
Figura 35 – Malha do modelo não localmente reativo. ....	72
Figura 36 - Esquema da bancada para medição de perda de transmissão (Norma ASTM E2611-09). .....	73
Figura 37 - Bancada construída para medição de perda de transmissão. ....	74
Figura 38 - Perda de Transmissão do modelo de Cremer. ....	76
Figura 39 - Análise da parte real da impedância. ....	76
Figura 40 - Comparação da parte imaginária da impedância. ....	77
Figura 41 - Protótipo de <i>muffler</i> para validação experimental. ....	77
Figura 42- Perda de transmissão experimental vs numérica. ....	78
Figura 43 – Malha do modelo com 30 cavidades.....	79
Figura 44 - Resultados de perda de transmissão dos modelos. ....	80
Figura 45 - Relação entre a frequência de pico e o comprimento das cavidades, em relação ao modelo localmente reativo. ....	80
Figura 46 - Relação entre a amplitude de pico e o comprimento das cavidades, em relação ao modelo localmente reativo. ....	81
Figura 47 - Comportamento do fluido nos orifícios para baixas amplitudes de pressão (TAYONG <i>et. al.</i> , 2010). .....	83
Figura 48 - Comportamento do fluido nos orifícios para altas amplitudes de pressão (TAYONG <i>et. al.</i> , 2010). .....	84
Figura 49 - Curvas de velocidade de partícula em função da pressão incidente (PARK, 2013).....	87
Figura 50 - Cálculo do expoente <i>m</i> (PARK, 2013). .....	88
Figura 51 - Cálculo do expoente <i>n</i> (PARK, 2013). .....	88

Figura 52 - Comparação entre resistências acústicas medidas experimentalmente e calculadas analiticamente pelo método proposto para diferentes configurações (PARK, 2013).....	89
Figura 53 - Comparação entre o coeficiente de absorção medido experimentalmente e calculado analiticamente para um painel perfurado, em diferentes níveis de pressão sonora (PARK, 2013). .....	89
Figura 54 - Modelo de Park (2013) para: amostra com porosidade de 0,59%, diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e cavidade de 6,4 mm, a 120 dB (a); porosidade de 5,03%, diâmetro de 1 mm, espessura de 1 mm e cavidade de 6,4 mm, a 130 dB (b); porosidade de 5,11%, diâmetro de 1,2 mm, espessura de 2 mm e cavidade de 6,4 mm, a 140 dB (c).....	90
Figura 55 – Amostras com 1,5 mm de diâmetro de furo.....	92
Figura 56 – Curvas de coeficiente de absorção para amostras com diâmetro de furo de 1,2 mm a 100 dB (sem efeitos de não linearidades). .....	92
Figura 57 – Modelo otimizado para: amostra com porosidade de 0,59%, diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e cavidade de 6,4 mm, a 120 dB (a); porosidade de 5,03%, diâmetro de 1 mm, espessura de 1 mm e cavidade de 6,4 mm, a 130 dB (b); porosidade de 5,11%, diâmetro de 1,2 mm, espessura de 2 mm e cavidade de 6,4 mm, a 140 dB (c).....	95
Figura 58 – Modelo otimizado corrigido com a variável $D$ para: amostra com porosidade de 0,59%, diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e cavidade de 6,4 mm, a 120 dB (a); porosidade de 5,03%, diâmetro de 1 mm, espessura de 1 mm e cavidade de 6,4 mm, a 130 dB (b); porosidade de 5,11%, diâmetro de 1,2 mm, espessura de 2 mm e cavidade de 6,4 mm, a 140 dB (c).....	96
Figura 59 – Perda de Transmissão do <i>muffler</i> em 125 dB.....	98
Figura 60 – Perda de Transmissão do <i>muffler</i> em 140 dB.....	98
Figura 61 – Perda de Transmissão do <i>muffler</i> em 145 dB.....	99
Figura 62 – Impedância medida e obtida analiticamente para diferentes níveis de fluxo (ALLAM <i>et. al.</i> , 2009). .....	100
Figura 63 – Esquema da medição de perda de transmissão em bancada com fluxo. ....	101
Figura 64 – Bancada adaptada para medição com fluxo.....	101
Figura 65 – Terminação Anecóica. ....	101
Figura 66 – Comparação entre as medições e análise numérica para o protótipo com fluxo de $M = 0,01$ . ....	102
Figura 67 – Modelo referência de filtro e suas dimensões externas....	106
Figura 68 – Posições de medição da pressão sonora ao longo do condensador (HENSE, 2015). .....	107

Figura 69 – Variação do nível de pressão sonora ao longo do condensador. A região de vapor superaquecido é de P1 a P2 (HENSE, 2015). .....	107
Figura 70 – Amortecimento analítico (LRF) e experimental para o segmento do condensador entre P1 e P2 (HENSE, 2015).....	108
Figura 71 – Transdutor de pressão posicionado no tubo de descarga, na saída do compressor.....	108
Figura 72 - Malha utilizada para análises localmente reativas.....	109
Figura 73 – Perda de transmissão aplicando a impedância de Cremer. ....	109
Figura 74 – Componente imaginária da impedância acústica para as configurações determinadas na Tabela 8. ....	110
Figura 75 – Perda de transmissão para o modelo localmente reativo. .	111
Figura 76 – Malha do modelo não localmente reativo.....	112
Figura 77 – Perda de transmissão para os modelos localmente e não localmente reativos. ....	112
Figura 78 - Malha da segunda versão do filtro. ....	113
Figura 79 – Perda de transmissão da câmara de expansão.....	113
Figura 80 - Perda de transmissão das duas versões de filtro projetadas. ....	114
Figura 81 – Componentes do filtro prontos para montagem.....	115
Figura 82 - Protótipo montado no conjunto mecânico interno.....	115
Figura 83 – Nível de pressão sonora do compressor com o filtro protótipo, medido na tampa do cabeçote e no tubo de descarga, na saída do compressor .....	116
Figura 84 - Nível de pressão sonora do compressor no tubo com o protótipo e o tubo simples (em bandas de 1/3 de oitava). ....	117
Figura 85 – Resultado da análise numérica para a pressão na descarga com excitação de aceleração no tubo e medição da pressão no tubo com o compressor montado com o protótipo.....	118
Figura 86 – Nível de pressão sonora do compressor com o protótipo comparada com o ruído de fundo do transdutor.....	119
Figura 87 - Nível de pressão sonora do compressor no tubo com o protótipo e o filtro referência (em bandas de 1/3 de oitava). ....	120
Figura 88 – Níveis de pressão sonora medidos no cabeçote com o protótipo, modelo referência e tubo simples. ....	120
Figura 89 – Curvas de coeficiente de absorção para amostras com diâmetro de furo de 1 mm e espessura de 1 mm, a 100 dB.....	129
Figura 90 – Curvas de coeficiente de absorção para amostras com diâmetro de furo de 1,2 mm e espessura de 2 mm, a 100 dB.....	130

Figura 91 – Curvas de coeficiente de absorção para amostras com diâmetro de furo de 1,5 mm e espessura de 2 mm, a 100 dB. ....	130
Figura 92 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 0,59%, a 120 dB. ....	131
Figura 93 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 0,59%, a 130 dB. ....	132
Figura 94 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 0,59%, a 140 dB. ....	132
Figura 95 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 1,01%, a 120 dB. ....	133
Figura 96 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 1,01%, a 130 dB. ....	133
Figura 97 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 1,01%, a 140 dB. ....	134
Figura 98 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 2,08%, a 120 dB. ....	134
Figura 99 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 2,08%, a 130 dB. ....	135
Figura 100 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 2,08%, a 140 dB. ....	135
Figura 101 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 5,03%, a 120 dB. ....	136
Figura 102 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 5,03%, a 130 dB. ....	136
Figura 103 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 5,03%, a 140 dB. ....	137
Figura 104 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 0,43%, a 120 dB. ....	137
Figura 105 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 0,43%, a 130 dB. ....	138
Figura 106 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 0,43%, a 140 dB. ....	138
Figura 107 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,07%, a 120 dB. ....	139
Figura 108 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,07%, a 130 dB. ....	139

Figura 109 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,07%, a 140 dB.	140
Figura 110 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,92%, a 120 dB.	140
Figura 111 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,92%, a 130 dB.	141
Figura 112 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,92%, a 140 dB.	141
Figura 113 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 5,11%, a 120 dB.	142
Figura 114 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 5,11%, a 130 dB.	142
Figura 115 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 5,11%, a 140 dB.	143
Figura 116 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 0,67%, a 120 dB.	143
Figura 117 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 0,67%, a 130 dB.	144
Figura 118 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 0,67%, a 140 dB.	144
Figura 119 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,00%, a 120 dB.	145
Figura 120 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,00%, a 130 dB.	145
Figura 121 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,00%, a 140 dB.	146

Figura 122 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 2,00%, a 120 dB. .....	146
Figura 123 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 2,00%, a 130 dB. .....	147
Figura 124 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 2,00%, a 140 dB. .....	147
Figura 125 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 4,99%, a 120 dB. .....	148
Figura 126 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 4,99%, a 130 dB. .....	148
Figura 127 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 4,99%, a 140 dB. .....	149





## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros do protótipo. ....	54
Tabela 2 - Parâmetros fixados para a avaliação da influência do compriemnto do <i>muffler</i> na sua perda de transmissão (XIANG <i>et. al.</i> , 2013). ....	55
Tabela 3 - Modelos analisados. ....	79
Tabela 4 – Propriedades das amostras fabricadas. ....	91
Tabela 5 – Soluções encontradas pelo algoritmo de otimização. ....	94
Tabela 6 - Valores encontrados para <i>D</i> . ....	96
Tabela 7 – Propriedades do fluido R134a na condição <i>checkpoint</i> . ....	106
Tabela 8 - Propriedades das perfurações e cavidades. ....	110
Tabela 9 – Diferenças percentuais entre o modelo localmente e não localmente reativo. ....	111



## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

MEF	Método de Elementos Finitos
MPP	<i>Microperforated Plate</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
ASTM	<i>American Society for Testing And Materials</i>
FRF	Função Resposta em Frequência



## LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto Latino:

$p_i$	Onda sonora incidente
$p_r$	Onda sonora refletida
$p_1$	Onda sonora propagando no sentido positivo
$p_2$	Onda sonora propagando no sentido negativo
$p_t$	Onda sonora transmitida
$k$	Número de onda
$f$	Frequência
$x$	Direção de propagação da onda
$j$	Imaginário
$e$	Exponencial
$L$	Comprimento da câmara de expansão
$W_t$	Potência transmitida
$W_i$	Potência incidente
$S_1$	Área da seção do tubo
$S_2$	Área da seção da câmara
$c_0$	Velocidade do som do fluido
$TL$	Perda de transmissão
$u$	Velocidade de partícula na direção axial
$r_1$	Vetor raio do tubo
$t$	Comprimento do tubo / espessura da placa
$r_0$	Raio do tubo
$J_0$	Função de Bessel do primeiro tipo e ordem zero
$J_1$	Função de Bessel do primeiro tipo e primeira ordem
$Z$	Impedância acústica específica de uma placa microperfurada
$R_s$	Correção adicionada à impedância da placa perfurada
$d$	Diâmetro do furo
$Z_c$	Impedância de uma cavidade para incidência normal
$D$	Profundidade da cavidade
$Z_t$	Impedância do conjunto placa e cavidade
$R$	Coefficiente de reflexão
$b$	Distância entre furos

$D_0$	Diâmetro do duto principal
$L_0$	Comprimento total do <i>muffler</i>
$v_{n1}$	Velocidade na face interna
$v_{n2}$	Velocidade na face externa
$p_1$	Pressão na face interna
$p_2$	Pressão na face externa
$A_p$	Admitância da placa perfurada
$Z_{total}$	Impedância do conjunto superfície perfurada do tubo e cavidade localmente reativa
$Z_{MPP}$	Impedância da superfície perfurada do tubo
$Z_{cav}$	Impedância da cavidade localmente reativa
$k_a$	Comprimento de onda axial
$H_m^{(n)}$	Função de <i>Hankel</i> do tipo n e ordem m
$Z_{c-r}$	Impedância de Cremer para duto com seção retangular
$Z_{c-c}$	Impedância de Cremer para duto com seção circular
$M_g$	Número de Mach do fluxo através do duto
$f_c$	Frequência de corte
$d_i$	Diâmetro interno do tubo
$f_{max}$	Frequência máxima
$f_{min}$	Frequência mínima
$s$	Distância entre microfones
$\tilde{k}$	Número de onda complexo
$x_1$	Distância da superfície da amostra ao microfone mais afastado
$k_0$	Número de onda em propagação livre
$H_{12}$	FRF entre os microfones
$H_{12}''$	FRF com microfones invertidos
$H_{12}^*$	FRF corrigida
$A$	Onda sonora incidente na amostra
$B$	Onda sonora refletida pela amostra
$C$	Onda sonora transmitida pela amostra
$D$	Onda sonora refletida pela terminação do tubo
$s_1$	Distância entre microfones 1 e 2
$s_2$	Distância entre microfones 3 e 4
$l_1$	Distância entre microfone 2 e amostra

$l_2$	Distância entre amostra e microfone 3
$H_{11}$	FRF do microfone 1 com ele mesmo
$H_{21}$	FRF do microfone 2 com o microfone 1
$H_{31}$	FRF do microfone 3 com o microfone 1
$H_{41}$	FRF do microfone 4 com o microfone 1
$p_0$	Pressão na face inicial da amostra
$u_0$	Velocidade de partícula na face inicial da amostra
$p_d$	Pressão na face final da amostra
$u_d$	Velocidade de partícula na face final da amostra
$T$	Matriz de transferência
$TL$	Perda de transmissão
$Re_{nl}$	Resistência acústica com efeitos de não linearidades
$Re_l$	Resistência acústica sem efeitos de não linearidades
$m$	Fator de correção para o termo de não linearidades
$n$	Fator de correção para o termo de não linearidades
$l$	Fator de correção para o termo de não linearidades
$C_0$	Fator de correção para o termo de não linearidades
$C$	Fator de correção para o termo de não linearidades
$D$	Fator de correção para o termo de não linearidades
$F_g$	Função para variação da reactância acústica

Alfabeto grego:

$\omega$	Frequência
$\alpha_T$	Coefficiente de transmissão
$\rho_0$	Densidade do fluido
$\eta$	Coefficiente de viscosidade
$\alpha$	Coefficiente de absorção
$\sigma$	Relação entre área perfurada e área total – porosidade
$\omega_0$	Frequência de máxima absorção
$\alpha_{max}$	Coefficiente de absorção máximo
$\nu$	Viscosidade cinemática
$\lambda$	Comprimento de onda
$\sigma$	Porosidade
$j\chi$	Reactância de massa

$\theta$	Resistividade acústica
$\tau$	Coefficiente de transmissão
$\Delta Re_{nl-Maa}$	Varição da parte real da impedância devido a efeitos de não linearidades (Modelo de Maa)
$\Delta Im_{nl-Maa}$	Varição da parte imaginária da impedância devido a efeitos de não linearidades (Modelo de Maa)
$\Delta R_{nl}$	Acréscimo na resistência acústica devido a efeitos de não linearidades
$\Delta R_{fluxo}$	Varição da resistência acústica devido a efeitos de fluxo
$\beta$	Constante para o termo dos efeitos de fluxo
$\Delta Im$	Varição da reatância acústica devido a efeitos de fluxo e não linearidades



## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>35</b>
1.1 OBJETIVOS .....	37
1.1.1 Objetivo Geral .....	37
1.1.2 Objetivos Específicos .....	37
1.2 CONTEÚDO DOS CAPÍTULOS .....	37
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>39</b>
2.1 ENERGIA VIBROACÚSTICA EM COMPRESSORES .....	39
2.2 PULSAÇÃO DE DESCARGA .....	40
2.3 FILTROS DO TIPO CÂMARA DE EXPANSÃO .....	43
2.4 PLACAS MICROPERFURADAS .....	46
2.4.1 Propriedades acústicas de um painel perfurado .....	47
2.4.3 Aplicações .....	52
2.5 MUFFLERS COM TUBOS PERFURADOS .....	53
2.5.1 Muffler com uma cavidade .....	53
2.5.2 Muffler multicâmaras .....	56
2.6 MÉTODO DE OTIMIZAÇÃO DE CREMER .....	60
<b>3 MODELOS E VALIDAÇÕES .....</b>	<b>65</b>
3.1 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM PAINEL PERFURADO ....	65
3.2 MODELOS NUMÉRICOS DE MUFFLERS .....	70
3.2.1 Modelo localmente reativo .....	70
3.2.2 Modelo não localmente reativo .....	71
3.3 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM MUFFLER .....	72
3.4 ANÁLISE DA REATIVIDADE LOCAL .....	78
<b>4 EFEITOS DE NÃO LINEARIDADES E FLUXO .....</b>	<b>83</b>
4.1 NÃO LINEARIDADES .....	83
4.2 AJUSTE DOS PARÂMETROS PARA O MODELO DE NÃO LINEARIDADES .....	91
4.2.1 Validação .....	97

4.3 EFEITOS DE FLUXO .....	99
<b>5 AVALIAÇÃO DE UM MUFFLER APLICADO EM UM COMPRESSOR HERMÉTICO .....</b>	<b>105</b>
5.1 FABRICAÇÃO DO PROTÓTIPO .....	105
5.2 CONSTRUÇÃO E MEDIÇÕES .....	114
<b>6 CONCLUSÕES .....</b>	<b>123</b>
<b>7 REFERÊNCIAS .....</b>	<b>125</b>
<b>APÊNDICES .....</b>	<b>129</b>
APÊNDICE A – CURVAS DE COEFICIENTE DE ABSORÇÃO SEM EFEITOS DE NÃO LINEARIDADES .....	129
APÊNDICE B – CURVAS DE COEFICIENTE DE ABSORÇÃO COM EFEITOS DE NÃO LINEARIDADES .....	131

## 1 INTRODUÇÃO

A necessidade de ambientes mais silenciosos em domicílios tem exigido esforço dos fabricantes de eletrodomésticos para maior controle de ruído destes equipamentos. Os principais eletrodomésticos responsáveis pelo ruído em residências são refrigeradores, *freezers* e condicionadores de ar, que de forma geral permanecem em operação na maior parte do tempo, reforçando a necessidade de projetos não só energeticamente eficientes, mas também com baixa emissão de ruído.

Em sistemas de refrigeração o compressor é uma das principais fontes de vibrações e ruído. Construir um refrigerador com baixa emissão sonora, portanto, implica em um projeto criterioso do compressor, em termos de ruído.

O compressor é responsável pela circulação do fluido ao longo do sistema de refrigeração, que aliado ao condensador, válvula de expansão e evaporador torna possível o ciclo de refrigeração. Um esquema desse ciclo é apresentado na Figura 1.

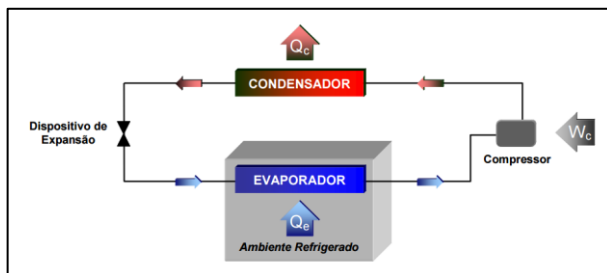


Figura 1 - Esquema do ciclo de refrigeração (GOMES, 2006).

Um compressor hermético é composto de um sistema manivela-biela pistão, que através do movimento gerado por um motor elétrico é responsável pelo bombeamento do fluido no sistema. Este conjunto mecânico interno, montado sobre um bloco e somado a filtros de sucção e descarga é conhecido como *kit*, que por sua vez é suspenso por molas e hermeticamente selado no interior da carcaça. Na Figura 2 é mostrada uma vista em corte de um compressor hermético.

As principais fontes de energia vibroacústica do compressor são: o conjunto mecânico interno, que vibra forçadamente em modos de corpo rígido em baixas frequências (abaixo de 15 Hz) e vibração forçada em banda larga devido às excitações provenientes dos esforços de compressão do gás, bem como dos desbalanceamentos do sistema

manivela-biela pistão, além da pulsação nas linhas de sucção e descarga devido aos movimentos das válvulas presentes no cabeçote.

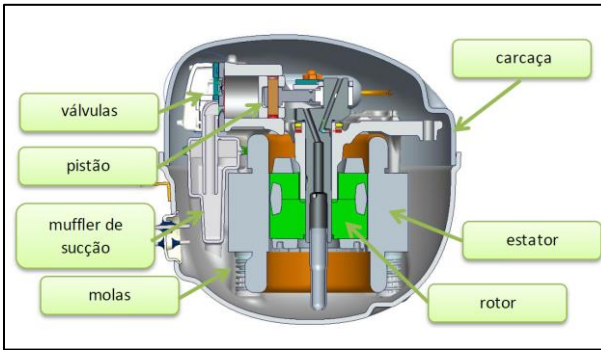


Figura 2 - Vista em corte de um compressor hermético (GOMES, 2014).

A energia vibratória presente no interior do compressor pode ser transmitida para a carcaça através de diferentes caminhos: as molas de suspensão, o tubo de descarga e a cavidade acústica interna. A carcaça, por sua vez, é um bom radiador, emitindo consideráveis níveis de ruído a partir da energia recebida.

O refrigerador também possui bons radiadores acústicos, como por exemplo o gabinete, que recebe as excitações provenientes da vibração da carcaça e dos pulsos de pressão do sistema de descarga através da tubulação do condensador (HENSE, 2015). A pulsação de descarga é uma fonte considerável de ruído para o refrigerador, sendo necessário o uso de um filtro acústico para sua atenuação. É comum a utilização de um filtro composto por câmaras de expansão e segmentos do tubo para redução dos níveis de pulsação de descarga e sucção. Outras fontes presentes no refrigerador são os ventiladores de circulação interna de ar e ventoinhas do sistema de arrefecimento do compressor, além do ruído de expansão do fluido refrigerante.

Na década de 1970, Dah-You Maa desenvolveu uma teoria referente a absorção sonora de painéis de placas microperfuradas, que em conjunto com uma cavidade acústica possuem potencial de grande atenuação sonora em determinadas faixas de frequência. Desde então, novas pesquisas foram realizadas e criou-se um modelo de filtro acústico com tubos perfurados e cavidades, com o objetivo de obter grande absorção sonora em uma faixa de frequências. Kabral *et. al.* (2014) mostrou que é possível projetar este tipo de filtro utilizando o

conceito de impedância de Cremer, ou seja, a impedância de máxima absorção em um duto infinito.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo geral avaliar o uso de filtros acústicos com tubos perfurados para atenuação sonora da pulsação de descarga de compressores herméticos.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

Como objetivos específicos, pode-se citar:

- Validação experimental de um painel microperfurado, utilizando o modelo analítico apresentado por Maa.
- Desenvolvimento de um modelo numérico de um filtro com tubos microperfurados, adaptado do modelo de painéis microperfurados.
- Estudo de efeitos de não linearidades (devido ao incremento da velocidade de partícula nas perfurações) e fluxo, presentes no sistema de descarga de compressores herméticos.
- Desenvolvimento de um filtro para uso no sistema de descarga de um compressor hermético, utilizando o conteúdo desenvolvido no decorrer deste trabalho. Realização de medições dos níveis de pressão sonora da linha de descarga de um compressor em operação.

## 1.2 CONTEÚDO DOS CAPÍTULOS

O Capítulo 2 apresenta uma revisão sobre o funcionamento de um compressor, suas fontes geradoras de ruído e o filtro de descarga utilizado. A teoria de painéis microperfurados de Maa é então apresentada e validada, assim como estudos sobre filtros acústicos utilizando tubos perfurados e um processo de otimização utilizando a impedância de Cremer.

No Capítulo 3, inicialmente, é realizada uma medição com um painel perfurado, para validação da equação da impedância da placa perfurada. São comparados dois modelos numéricos utilizando o Método de Elementos Finitos (MEF). O primeiro, apresentado por Kabral *et. al.* (2014), é um modelo localmente reativo de um *muffler*

com tubos microperfurados. O segundo é um modelo mais completo, não localmente reativo. Uma validação experimental de um protótipo é conduzida. Finalmente, uma análise da reatividade local deste tipo de filtro é apresentada.

No Capítulo 4 são tratados os efeitos de não linearidades na impedância de placas perfuradas. Para tal são apresentadas expressões analíticas para o cálculo da velocidade de partícula nas perfurações. Também são realizados experimentos com diferentes painéis perfurados em diferentes níveis de pressão sonora, utilizando um tubo de impedância. Efeitos de fluxo também são estudados neste capítulo.

O Capítulo 5 apresenta os resultados de testes em um protótipo de filtro para uso em um modelo de compressor hermético, visando à redução da pulsação de descarga.

Finalmente, no Capítulo 6 são apresentadas as conclusões deste trabalho, bem como propostas para trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão abordados os mecanismos de funcionamento de um compressor hermético, bem como o comportamento vibroacústico do mesmo e filtros acústicos utilizados. Também será introduzida a teoria de painéis microperfurados desenvolvida por Dah-You Maa.

### 2.1 ENERGIA VIBROACÚSTICA EM COMPRESSORES

Os compressores do tipo alternativo são os mais utilizados na indústria de refrigeração. O seu sistema de compressão consiste de válvulas que abrem e fecham por diferencial de pressão entre a câmara de compressão do cilindro e as câmaras de sucção e descarga. Um esquema deste mecanismo é apresentado na Figura 3.

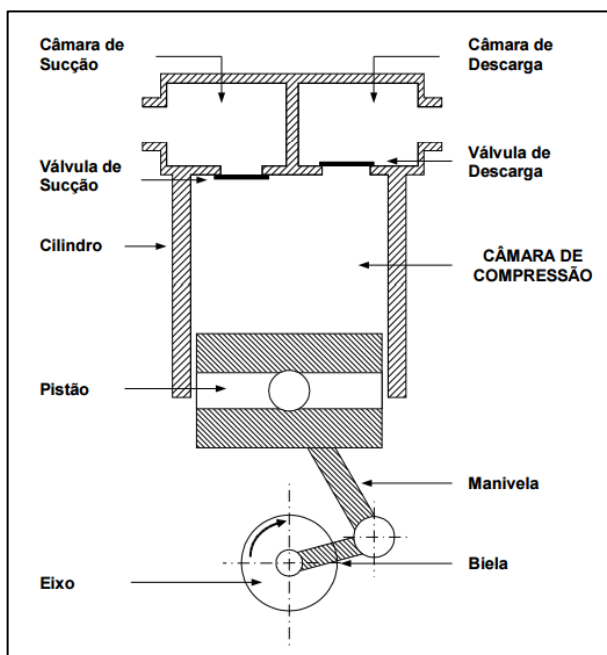


Figura 3 - Esquema do sistema de compressão (GOMES, 2006).

O movimento do pistão se dá através do conjunto manivela-biela, sob torque de um motor elétrico. O avanço do pistão comprime o gás na

câmara, provocando a abertura da válvula de descarga, através do diferencial de pressão existente entre a câmara de compressão e a câmara de descarga, transferindo fluido comprimido para o sistema de descarga. Com o retorno do pistão, a válvula de descarga retorna para a posição fechada e a válvula de sucção abre, também por variação de pressão, admitindo fluido na câmara de compressão, finalizando o ciclo.

Os esforços impulsivos resultantes da compressão do gás e as pulsações do gás resultantes da abertura e fechamento das válvulas são as principais fontes de energia vibratória do mecanismo de compressão, juntamente com as forças eletromagnéticas do motor elétrico (DOI, 2011). De forma geral, a pulsação de descarga excita a tubulação do condensador do refrigerador, que por sua vez transmite energia vibratória para o gabinete, que é considerado um bom radiador sonoro (HENSE, 2015). A pulsação de descarga será melhor apresentada na próxima sessão.

## 2.2 PULSAÇÃO DE DESCARGA

A pulsação de descarga tem origem no movimento de abertura e fechamento da válvula de descarga sendo, portanto uma excitação predominantemente harmônica, cuja frequência fundamental é a frequência de operação do compressor. Na Figura 4 é apresentado o comportamento da válvula de sucção de um compressor operando em 50 Hz. É possível observar que o movimento do pistão é harmônico (a), movido pela rotação do motor elétrico. O movimento da válvula de sucção (b), entretanto, ocorre com oscilações, provocando flutuações dos níveis de pressão sonora na câmara de sucção (c).



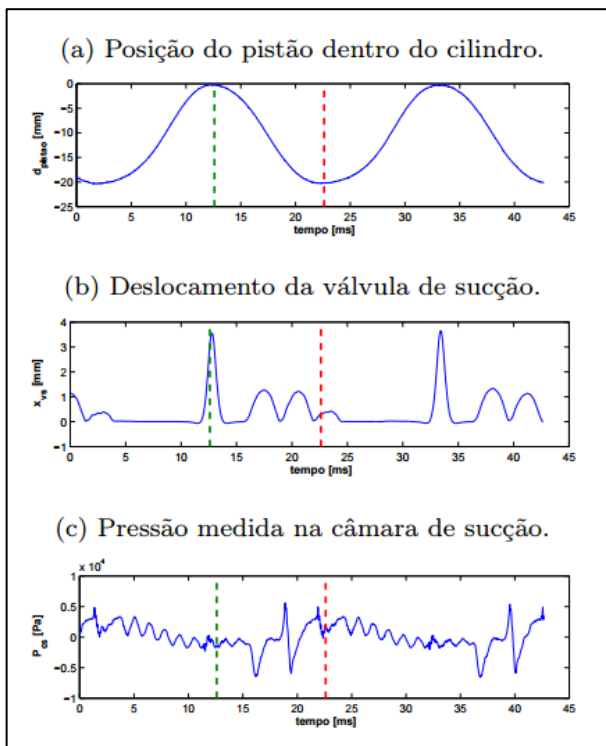


Figura 4 - Dinâmica da válvula de sucção. As linhas em cor verde e vermelha indicam respectivamente o fim de curso e o ponto morto inferior do pistão (MORAES, 2013).

Na Figura 5 está apresentado o movimento do pistão (a). A válvula de descarga possui comportamento impulsivo, com curto intervalo entre sua abertura e fechamento (b). Ao abrir a válvula, o gás flui rapidamente para a câmara de descarga, provocando grande incremento da pressão da mesma (c). Os níveis de pressão sonora medidos na câmara de descarga são muito maiores do que os presentes na sucção. Para atenuação da pulsação é comum o uso de um filtro acústico do tipo câmara de expansão no tubo de descarga.

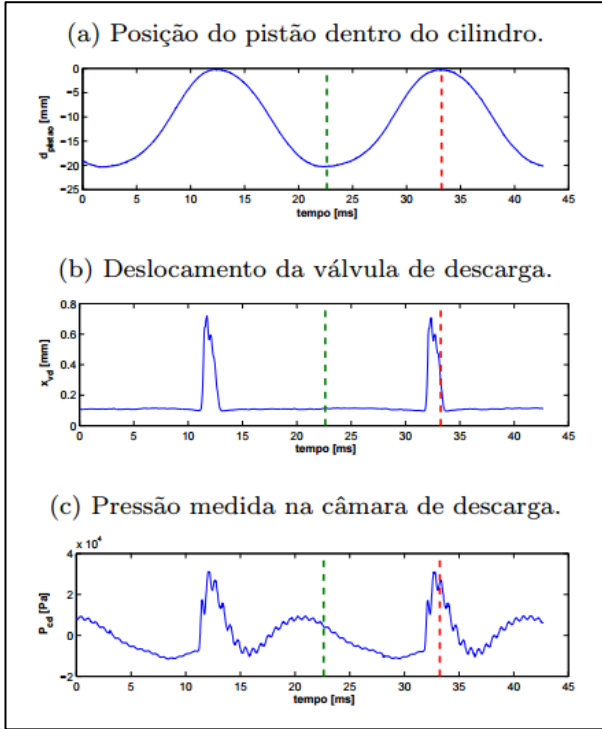


Figura 5 - Dinâmica da válvula de descarga. As linhas em cor verde e vermelha apontam respectivamente o ponto morto inferior e o fim de curso do pistão (MORAES, 2013).

Na Figura 6 é mostrada a propagação da pulsação ao longo do sistema de descarga do compressor. Observa-se que entre a câmara de compressão e a câmara de descarga há considerável atenuação da pulsação. Na descarga do compressor a pulsação já se reduziu para cerca de 0,25% da pressão na câmara de compressão, mas mantendo um nível total de pressão de mais de 150 dB (HENSE, 2015).

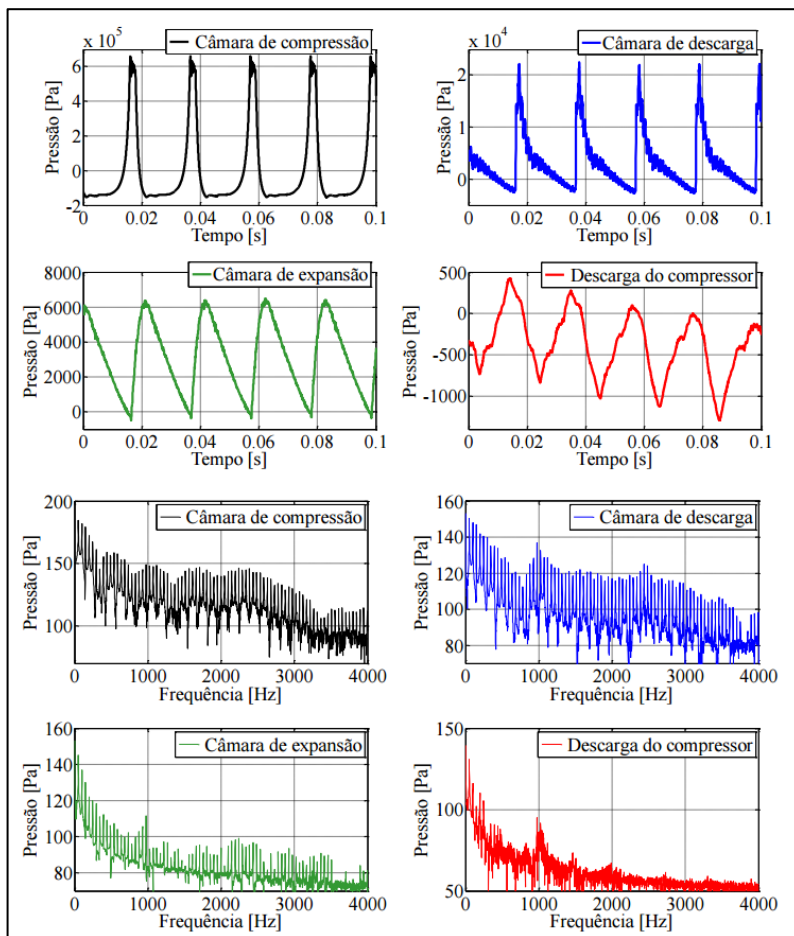


Figura 6 - Pressões medidas ao longo do sistema descarga de um compressor operando em 50 Hz (HENSE, 2015).

### 2.3 FILTROS DO TIPO CÂMARA DE EXPANSÃO

Para o controle da pulsação de descarga é comum o uso de filtros acústicos, também denominados *mufflers*. O *muffler* é composto de uma ou duas câmaras de expansão, e pode conter alguns segmentos de tubo internamente (MAREZE, 2009). Na Figura 7 está mostrado um *muffler* tipicamente utilizado, do tipo câmara de expansão.

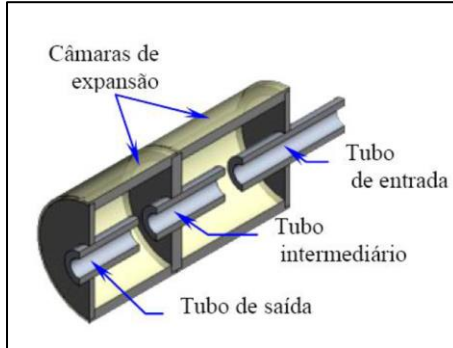


Figura 7 - Filtro acústico com 2 câmaras de expansão (MAREZE, 2009).

Filtros do tipo câmara de expansão possuem bom desempenho para atenuação sonora em amplas faixas de frequência. Existem regiões do espectro, porém, em que os volumes são conectados dinamicamente devido a ressonâncias internas, resultando em baixa atenuação sonora. Dessa forma, a curva de atenuação sonora deste tipo de *muffler* é marcada por regiões de boa perda de transmissão, mas com frequências específicas onde a atenuação é mínima (MAREZE, 2009).

Tomando um tubo com uma câmara de expansão, como o da Figura 8, com áreas de secção transversal  $S_1$  para o tubo e  $S_2$  para a câmara, com comprimento  $L$ . O campo sonoro possui como soluções da equação da onda unidimensional  $p_r$ ,  $p_i$ ,  $p_1$ ,  $p_2$  e  $p_T$ , que podem ser escritas como:

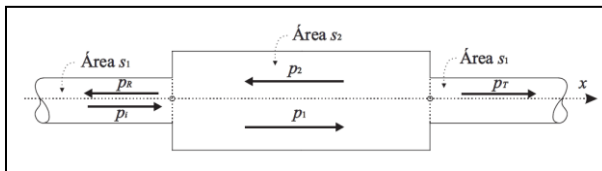


Figura 8 - Esquema de uma câmara de expansão.

$$p_i(x, t) = \tilde{P}_i e^{jkx} e^{-j\omega t}, \quad (1)$$

$$p_r(x, t) = \tilde{P}_r e^{-jkx} e^{-j\omega t}, \quad (2)$$

$$p_1(x, t) = \tilde{P}_1 e^{jkx} e^{-j\omega t}, \quad (3)$$

$$p_2(x, t) = \tilde{P}_2 e^{-jkx} e^{-j\omega t}, \quad (4)$$

$$p_t(x, t) = \tilde{P}_T e^{jkx} e^{-j\omega t}, \quad (5)$$

sendo  $\omega$  a frequência, em rad/s, e  $k = \frac{2\pi f}{c_0}$ , o número de onda.

Aplicando condições de contorno referentes à continuidade das pressões e equilíbrio de fluxo de massa no sistema, obtém-se o conjunto de equações abaixo:

$$\tilde{P}_1 + \tilde{P}_2 - \tilde{P}_r = \tilde{P}_i, \quad (6)$$

$$\tilde{P}_1 e^{jkl} + \tilde{P}_2 e^{-jkl} - \tilde{P}_t = 0, \quad (7)$$

$$\frac{S_2}{S_1} \tilde{P}_1 - \frac{S_2}{S_1} \tilde{P}_2 + \tilde{P}_r = \tilde{P}_i, \quad (8)$$

$$S_2 \tilde{P}_1 e^{jkl} - S_2 \tilde{P}_2 e^{-jkl} - S_1 \tilde{P}_t = 0. \quad (9)$$

Assumindo que a pressão de entrada é conhecida, passa-se a ter um sistema de 4 equações para 4 incógnitas. Assim pode-se definir o coeficiente de transmissão da câmara de expansão como sendo a razão entre a potência transmitida em função da potência incidente:

$$\alpha_T = \frac{W_t}{W_i} = \frac{S_1 \frac{\tilde{P}_t}{\rho_0 c_0}}{S_1 \frac{\tilde{P}_i}{\rho_0 c_0}} = \frac{\tilde{P}_t}{\tilde{P}_i} = \frac{4}{4 \cos^2(k.L) + \left(\frac{S_2}{S_1} + \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \text{sen}^2(k.L)}, \quad (10)$$

e a perda de transmissão é definida como:

$$TL = 10. \log\left(\frac{1}{\alpha_T}\right) = -10. \log(\alpha_T). \quad (11)$$

Na Figura 9 é apresentada uma curva de perda de transmissão típica de um filtro acústico composto por uma câmara de expansão, onde o tubo de entrada e saída possui diâmetro de 50 mm e a câmara possui diâmetro de 155 mm e 150 mm de comprimento.

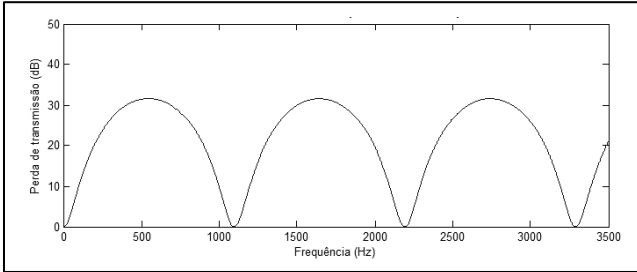


Figura 9 - Perda de transmissão típica de uma câmara de expansão.

Como pode ser observado, existem regiões do espectro onde a perda de transmissão é nula. Nessas frequências, para as quais o comprimento ( $L$ ) da câmara corresponde a um múltiplo de meio comprimento de onda, não ocorre atenuação na propagação das ondas. O uso de tubos microperfurados através da câmara de expansão permite elevar a perda de transmissão ao longo do espectro e evitar a ocorrência de perda de transmissão nula em faixas de frequência, além de permitir filtros com volumes menores. (WANG *et. al.*, 2012)

## 2.4 PLACAS MICROPERFURADAS

De acordo com Maa (1987), painéis perfurados são usados há anos como elementos acústicos, mas devido à sua baixa resistência acústica, não possuem como característica uma boa absorção sonora, requerendo a presença de materiais porosos para este fim. Neste caso, o painel perfurado atua como protetor do material poroso.

Com perfurações de nível submilimétrico e com taxa de perfuração da ordem de 1% é possível elevar consideravelmente a resistência acústica, bem como a taxa de resistência-reatância de massa, que são propriedades necessárias para boa absorção sonora em uma larga faixa de frequência, dispensando o uso de materiais porosos. A resistência deve tender a valores próximos da impedância característica do meio,  $\rho c$ .

Estes painéis podem ser fabricados utilizando qualquer material plano, como plástico, madeira ou metal. Dessa forma, dependendo do material de construção é possível que sejam submetidos às condições severas como altas temperaturas, vapor ou umidade.

Aliadas a uma cavidade acústica, as placas microperfuradas podem proporcionar um elevado coeficiente de absorção sonora em uma banda considerável do espectro. A seguir, o desenvolvimento das

equações que tornam possível determinar a impedância acústica específica de superfície de uma placa microperfurada e o seu respectivo coeficiente de absorção são apresentados resumidamente.

### 2.4.1 Propriedades acústicas de um painel perfurado

Inicialmente, considera-se um orifício como um tubo curto. Ao se aplicar um diferencial de pressão nas extremidades do tubo, a equação do movimento do fluido no interior do mesmo é dada por Maa (1987):

$$\rho \dot{u} - \frac{\eta}{r_1} \frac{\partial}{\partial r_1} \left( r_1 \frac{\partial u}{\partial r_1} \right) = \frac{\Delta p}{t}, \quad (12)$$

na qual  $\rho$  é a densidade do fluido;  $\eta$ , o coeficiente de viscosidade;  $u$ , a velocidade de partícula na direção axial;  $t$ , o comprimento do tubo e  $r_1$ , o vetor raio do tubo. Considerando uma função harmônica no tempo e velocidade de partícula igual a zero na parede do tubo, tem-se:

$$u(r_1) = \frac{\Delta p}{\eta k^2 t} \left[ 1 - \frac{J_0(kr_1)}{J_0(kr_0)} \right], \quad (13)$$

$$k = \sqrt{\frac{-j\omega\rho}{\eta}}, \quad (14)$$

nas quais  $r_0$  é o raio do tubo e  $J_0$  a função de Bessel do primeiro tipo e de ordem zero. A partir da Equação 13 obtém-se a impedância acústica específica:

$$Z_1 = \frac{\Delta p}{u} = j\omega\rho t \left[ 1 - \frac{2}{x\sqrt{-j}} \frac{J_1(x\sqrt{-j})}{J_0(x\sqrt{-j})} \right]^{-1}, \quad (15)$$

em que  $x = r_0 \sqrt{\frac{\omega\rho}{\eta}}$  e  $J_1$  é a função de Bessel de primeiro tipo e primeira ordem. Nota-se que  $x$  é proporcional à relação entre o raio do orifício e a espessura da camada limite viscosa, que é  $\sqrt{\frac{2\eta}{\omega\rho}}$ .

Placas microperfuradas (MPP) possuem níveis de porosidade da ordem de 1%, o que implica na hipótese de que um furo não exerce efeito sobre os demais. Desse modo, a impedância acústica específica de uma placa é a impedância de um furo dividida pela porosidade, que neste caso é igual a relação entre a área perfurada pela área total da

placa, somada a dois fatores de correção, aplicados nas partes real e imaginária da impedância (MAA, 1987), (ALLAN & ABOM, 2011), (HERRIN, 2014).

$$Z = \frac{j\omega\rho t}{\sigma} \left[ 1 - \frac{2}{x\sqrt{-j}} \frac{J_1(x\sqrt{-j})}{J_0(x\sqrt{-j})} \right]^{-1} + \frac{2\alpha R_s}{\sigma} + \frac{j0,85d\omega\rho}{\sigma}, \quad (16)$$

na qual  $\sigma$  é a porosidade da placa, que é a relação entre a área perfurada e a área total, e  $R_s = \frac{1}{2}\sqrt{2\eta\rho\omega}$  é a correção relacionada à parte resistiva da impedância, referente à potência dissipada por um movimento oscilatório em uma superfície plana. Para o caso de uma placa microperfurada, Ingard (1953) sugere  $\alpha$  igual a 4 para furos com arestas vivas e igual a 2 para arestas arredondadas. A parte imaginária da correção se justifica pelo fato do diâmetro do furo e a espessura da placa ser muito menor que o comprimento de onda sonora, fazendo com que o furo se comporte como um pistão. Este pistão empurra um volume de fluido nas extremidades dos furos, atuando como uma massa adicional. Allam & Abom (2011) sugere uma correção de 0,85d. Pode-se reescrever a equação acima, separando-a em parte real e imaginária:

$$Z = \Theta + j\chi, \quad (17)$$

sendo

$$\Theta = Re \left\{ \frac{j\omega\rho t}{\sigma} \left[ 1 - \frac{2}{x\sqrt{-j}} \frac{J_1(x\sqrt{-j})}{J_0(x\sqrt{-j})} \right]^{-1} \right\} + \frac{\alpha R_s}{\sigma} \quad (18)$$

$$\chi = Im \left\{ \frac{j\omega\rho t}{\sigma} \left[ 1 - \frac{2}{x\sqrt{-j}} \frac{J_1(x\sqrt{-j})}{J_0(x\sqrt{-j})} \right]^{-1} \right\} + \frac{0,85d\omega\rho}{\sigma} \quad (19)$$

Por conveniência a partir deste ponto a impedância acústica específica será chamada de impedância acústica ou simplesmente impedância. Na Figura 10 está apresentada a impedância de uma placa com espessura de 1 mm, furos com diâmetro de 0,5 mm e porosidade de 1%. De forma geral é necessário que a parte real da impedância de superfície da placa seja próxima da impedância do meio de forma que a onda sonora propague-se através da placa com o mínimo de reflexão. Para o ar a 20 °C e 1 Atm, a impedância do meio é de cerca de 405



kg/m<sup>2</sup>s, ou seja, para a placa da Figura 2, a região de maior absorção é de 500 Hz a 2000 Hz.

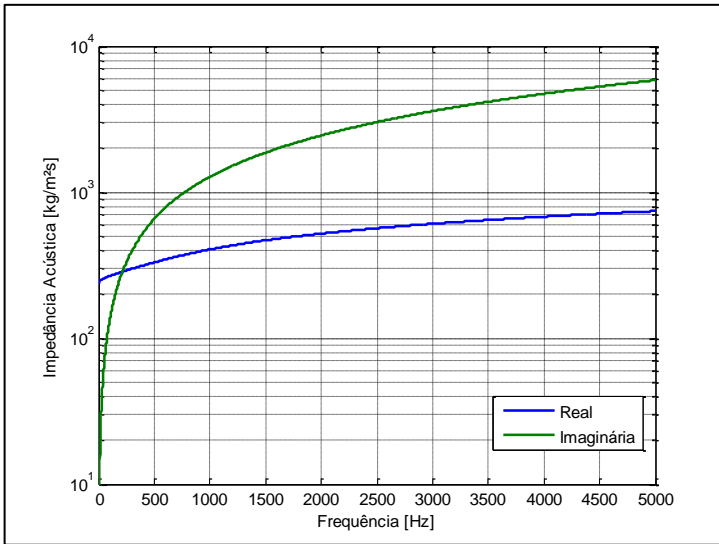


Figura 10 - Impedância de uma placa microperfurada.

Para um conjunto de uma placa microperfurada com uma cavidade acústica, como o representado na Figura 11, a impedância vista pelo fluido a frente da placa é a soma das impedâncias do painel e da camada de ar, dada por:

$$Z_c = -j \rho c \cot g \left( \frac{\omega D}{c} \right), \quad (20)$$

na qual  $D$  é o comprimento da camada de ar. Dessa forma, a impedância total do conjunto fica:

$$Z_T = \frac{j\omega\rho t}{\sigma} \left[ 1 - \frac{2}{x\sqrt{-j}} \frac{J_1(x\sqrt{-j})}{J_0(x\sqrt{-j})} \right]^{-1} + \frac{\alpha R_s}{\sigma} + \frac{j0,85d\omega\rho}{\sigma} - \rho c \cot g \left( \frac{\omega D}{c} \right) \quad (21)$$

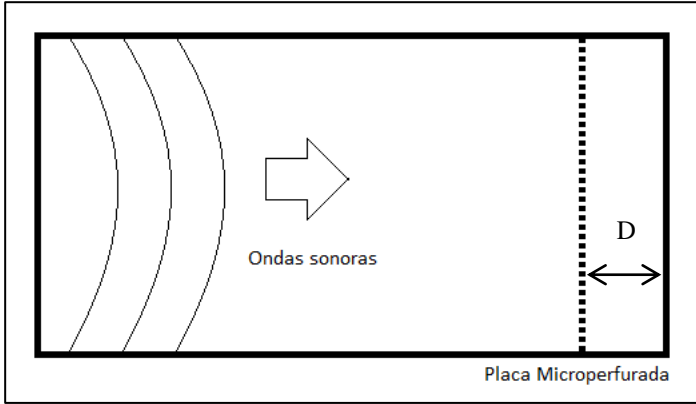


Figura 11 - Ondas sonoras incidindo em um painel microperfurado.

De acordo com Blackstock (2000), o coeficiente de absorção pode ser definido a partir do coeficiente de reflexão, dado por:

$$\alpha = 1 - |R^2|, \quad (22)$$

sendo  $R$  o coeficiente de reflexão, definido como:

$$R = \frac{\bar{Z} - \rho c}{\bar{Z} + \rho c} \quad (23)$$

Maa (1987) define as equações a seguir para estimar a frequência de máxima absorção sonora e o seu valor, bem como as frequências para as quais a absorção sonora é metade do valor máximo. A frequência máxima ocorre quando a Equação 24 é válida, ou seja, quando a soma da reatância da placa e cavidade se iguala a zero.

$$\chi(\omega_0) - \rho c \cot g\left(\frac{\omega_0 D}{c}\right) = 0 \quad (24)$$

A absorção máxima tem valor igual a:

$$\alpha_{max} = \frac{4\Theta(\omega_0)}{\rho c \left(1 + \frac{\Theta(\omega_0)}{\rho c}\right)^2} \quad (25)$$

ou seja, quando  $\Theta$  tende à impedância do meio, a absorção tende a 1. Tomando como exemplo o mesmo caso da Figura 10, com uma

cavidade de 0,05 m, o coeficiente de absorção é apresentado na Figura 12:

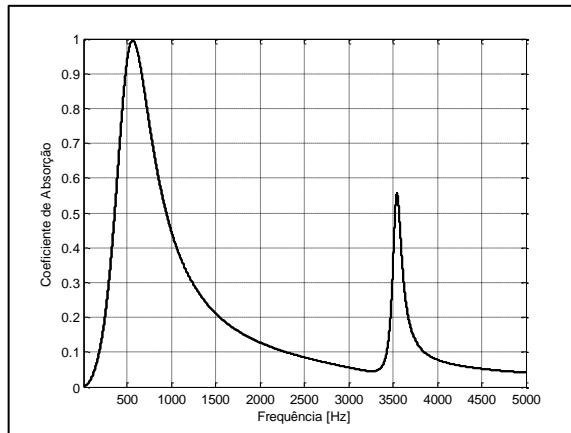


Figura 12 - Coeficiente de Absorção de um painel microperfurado aliado a uma cavidade acústica.

Nota-se que na frequência de máxima absorção (560 Hz), o coeficiente de absorção assume um valor de 0,9958. Na Figura 13 é apresentada a reatância do conjunto placa e cavidade onde é possível notar que para a frequência de máxima absorção este valor tende a zero, conforme calculado através da Equação 24.

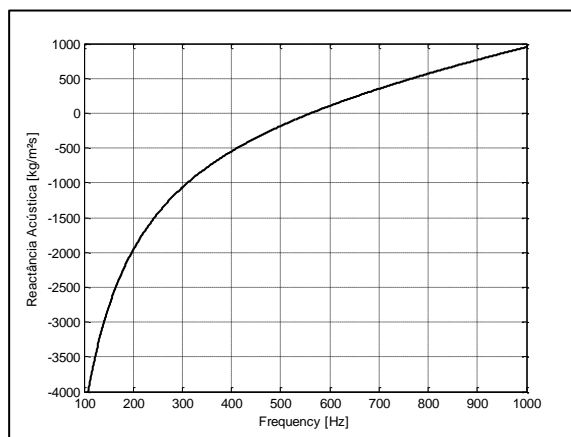


Figura 13 – Reatância do conjunto placa + cavidade.

Na Figura 14 é apresentada uma validação experimental de um painel microperfurado com uma cavidade acústica, em experimento realizado por Maa (1998), utilizando  $d = t = 0,2 \text{ mm}$ , espaçamento entre furos  $b = 2,5 \text{ mm}$  e comprimento de cavidade  $D = 0,06 \text{ m}$ . Nota-se a boa concordância entre a curva analítica e os pontos medidos.

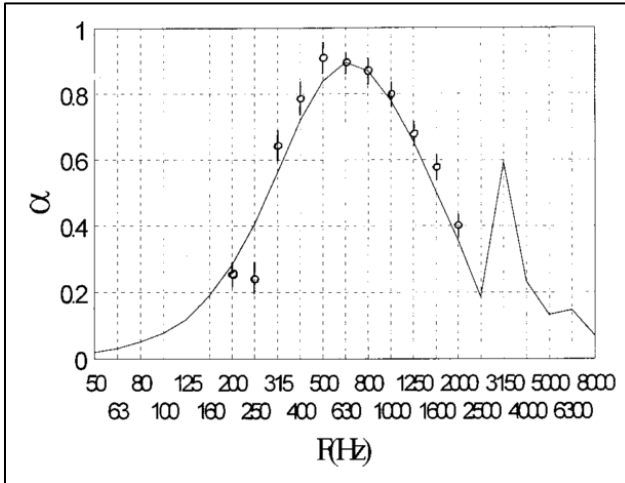


Figura 14 – Resultado analítico representado pela linha contínua e dados experimentais representados por pontos (MAA, 1998).

### 2.4.3 Aplicações

Após a primeira formulação analítica, desenvolvida por Maa, inúmeras aplicações foram encontradas para painéis microperfurados, mas destaca-se o uso como absorvedor de ondas sonoras em substituição a materiais porosos, os quais possuem algumas desvantagens, como por exemplo a baixa absorção em baixas frequências, a impossibilidade de exposição a altas temperaturas e a alteração de propriedades deste tipo de material quando exposto ao óleo. (HERRIN, 2014).

Com o advento do uso de microperfurações em *mufflers*, as principais aplicações dizem respeito a sistemas de exaustão, especialmente escapamentos automotivos, além de sistemas de ventilação, devido à grande capacidade de perda de transmissão obtida através do seu uso, e as dificuldades em se empregar outros métodos para absorção sonora, como o emprego de materiais porosos. (XIANG, 2013), (ALLAM & ABOM, 2011), (DICKEY, 1998), (TAN 2013),

(KABRAL *et. al.*, 2014). Na próxima seção são apresentados alguns estudos com *mufflers*.

## 2.5 MUFLERS COM TUBOS PERFURADOS

Dentre as pesquisas sobre filtros com tubos perfurados destacam-se os trabalhos de Xiang *et. al.* (2013) e Kabral *et. al.* (2014). Xiang *et. al.* conduziu experimentos com um filtro composto por um tubo perfurado e uma cavidade e estudou a variação da perda de transmissão do *muffler* ao alterar o comprimento da região perfurada e da cavidade. Para validação numérica do experimento criou um modelo utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF) que consiste nas malhas do tubo e da cavidade, utilizando uma matriz de transferência para representar a placa perfurada.

Kabral *et. al.* criou um modelo similar de filtro, porém com multicâmaras, considerando-as localmente reativas. Em seu modelo numérico, também modelado via MEF, ele definiu uma impedância que representa a placa perfurada e as cavidades, aplicando-a sobre o tubo principal. As próximas seções detalham estes dois modelos.

### 2.5.1 Muffler com uma cavidade

O modelo de filtro acústico desenvolvido por Xiang *et. al.* (2013) consiste em um tubo perfurado e uma câmara, conforme ilustrado na Figura 15. Os principais parâmetros do filtro são o diâmetro do tubo principal  $D_0$ , a profundidade da cavidade  $D$ , o comprimento total do *muffler*  $L_0$ , o comprimento da região perfurada  $L$ , o comprimento das extensões do tubo na entrada e saída  $l_1$  e  $l_2$ , o diâmetro dos furos  $d$ , a espessura de parede  $t$  e a porosidade  $p$ .

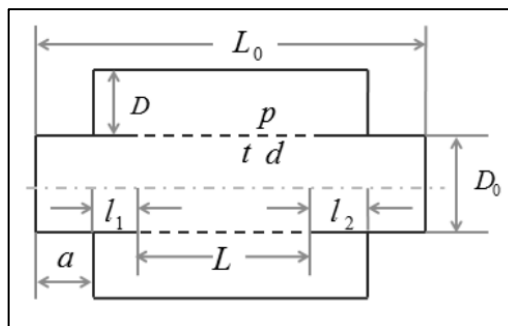


Figura 15 - Esquema de um *muffler* com uma câmara (XIANG *et. al.*, 2013).

O modelo numérico foi construído utilizando o MEF, como mostrado na Figura 16. O modelo é composto das malhas do tubo e da câmara, com elementos sólidos, e a interface tubo/câmara utilizando faces destes elementos, sendo que as perfurações são adicionadas como uma matriz de transferência, mostrada na Equação 26.

$$\begin{bmatrix} v_{n1} \\ v_{n2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_p & -A_p \\ -A_p & A_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{bmatrix}, \quad (26)$$

na qual  $v_{n1}$ ,  $v_{n2}$ ,  $p_1$  e  $p_2$  são a velocidade de partícula e pressão sonora na face interna e externa das perfurações, respectivamente e  $A_p$  é o inverso da impedância da placa.

Para validação do modelo numérico um protótipo foi construído e sua perda de transmissão medida em um tubo de impedância. Os parâmetros do protótipo são mostrados na Tabela 1.

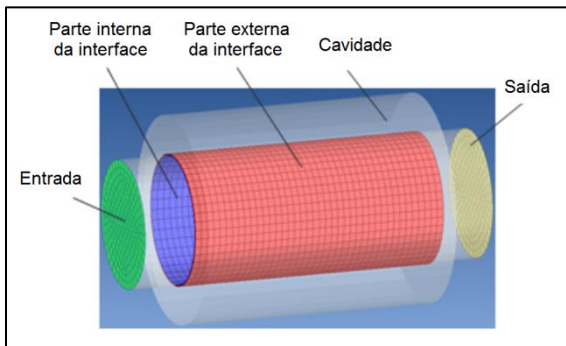


Figura 16 - Modelo numérico do *muffler* com uma câmara (XIANG *et. al.*, 2013).

Tabela 1 - Parâmetros do protótipo.

<b>Parâmetro</b>	$D_0$	$D$	$L$	$l_1$
<b>Valor</b>	60 mm	19 mm	200 mm	10 mm
<b>Parâmetro</b>	$l_2$	$d$	$t$	$p$
<b>Valor</b>	10 mm	0,8 mm	0,5 mm	2,01%

Os resultados do experimento e da análise numérica podem ser visualizados na Figura 17, podendo-se observar excelente concordância.

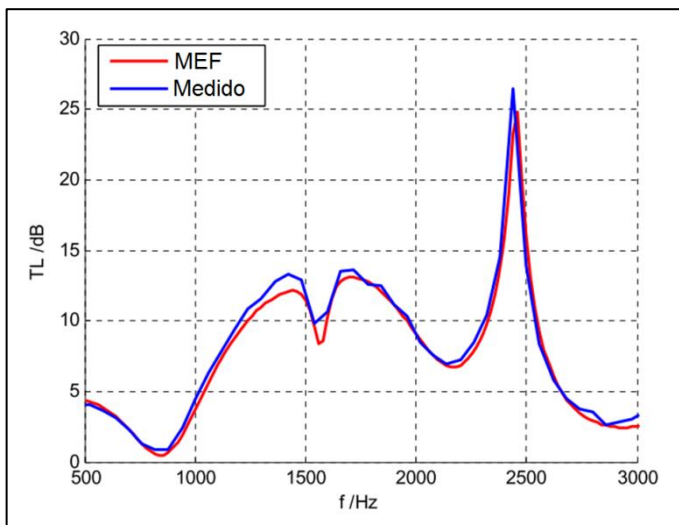


Figura 17 - Validação experimental do modelo numérico (XIANG *et. al.*, 2013).

Após a validação, Xiang *et. al.* (2013) realizou uma análise do modelo numérico alterando o comprimento total do filtro. Na Tabela 2 são apresentados os parâmetros fixados e na Figura 18 são ilustradas as curvas de perda de transmissão encontradas, indicando o comprimento da região perfurada de cada modelo. Nota-se que o pico de perda de transmissão ocorre próximo da frequência onde a cavidade do filtro aloja um comprimento de onda.

Tabela 2 - Parâmetros fixados para a avaliação da influência do comprimento do *muffler* na sua perda de transmissão (XIANG *et. al.*, 2013).

Parâmetro	$D_0$	$D$	$d$	$t$	$p$
Valor	50 mm	15 mm	0,5 mm	0,5 mm	2,5%

Na Figura 19 é possível observar a relação entre o comprimento da região perfurada e a frequência de pico na perda de transmissão. Nota-se que o comportamento pode ser descrito por uma reta, sugerindo que a frequência de pico é proporcional ao comprimento da região perfurada.

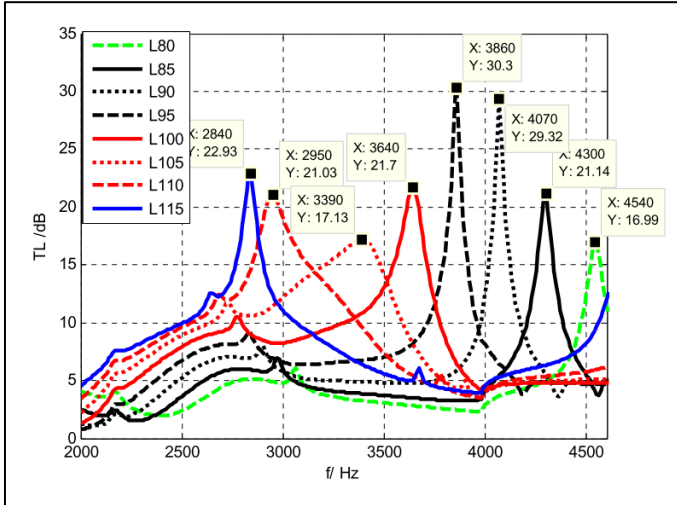


Figura 18 - Variação da perda de transmissão alterando o comprimento do mufler (XIANG *et. al.*, 2013).

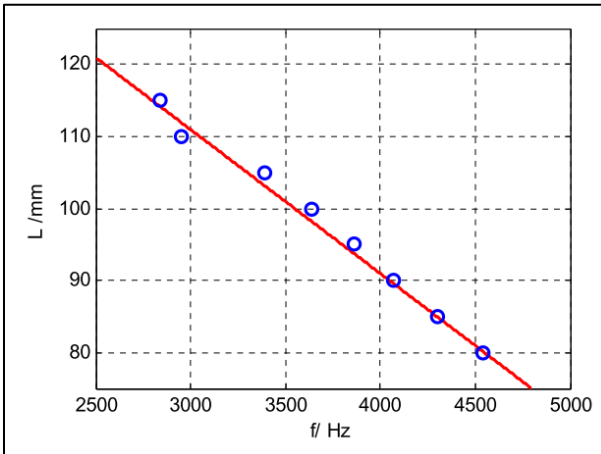


Figura 19 - Variação da frequência de pico alterando o comprimento do mufler (XIANG *et. al.*, 2013).

### 2.5.2 Muffler multicâmaras

Kabral *et. al.* (2014) propôs um modelo localmente reativo de mufler, composto de um tubo perfurado em conjunto com multicâmaras. Neste caso utilizaram-se perfurações em formato de



ranhuras, que possuem comportamento similar ao de perfurações cilíndricas sob o ponto de vista acústico. Na Figura 20 é apresentado um esquema deste filtro, enquanto na Figura 21 é apresentado um protótipo construído e ilustrado.

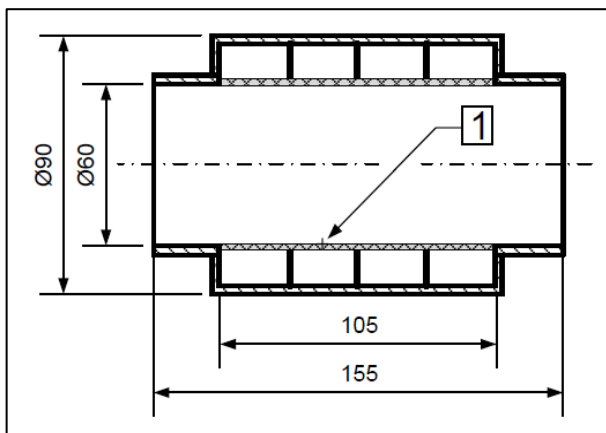


Figura 20 – Esquema do filtro multicâmara (KABRAL *et. al.*, 2014).

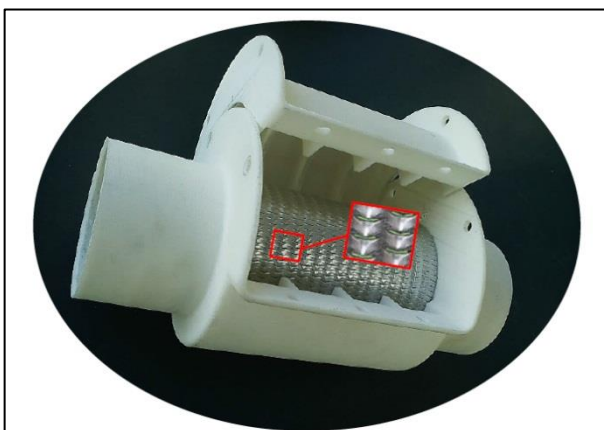


Figura 21 – Filtro multicâmaras construído (KABRAL *et. al.*, 2014).

O modelo numérico deste *muffler*, também em Elementos Finitos, é mais simples, considerando apenas a malha do tubo principal, com elementos sólidos. Na superfície da região perfurada é aplicada uma impedância que representa a placa e as cavidades, como mostrado a seguir.

$$Z_{total} = Z_{MPP} + Z_{cav}, \quad (27)$$

na qual  $Z_{MPP}$  é a impedância da placa perfurada e  $Z_{cav}$  é a impedância das cavidades.

A expressão da impedância da placa para perfurações do tipo ranhura, descrita a seguir, é similar a utilizada para placas com perfurações circulares.

$$Z_T = \frac{j\omega\rho t}{p} \left[ 1 - \frac{\tanh(k_s\sqrt{j})}{k_s\sqrt{j}} \right]^{-1} + \frac{\alpha R_s}{p}, \quad (28)$$

na qual  $k_s$  é dado por:

$$k_s = d \sqrt{\frac{\omega}{4\nu}}, \quad (29)$$

sendo  $d$  é a espessura da ranhura e  $\nu$ , a viscosidade cinemática do meio ( $\text{m}^2\text{s}^{-1}$ ). A impedância da cavidade é dada por:

$$Z_{cav} = \frac{i \left[ \frac{H_0^{(1)}(k_a r) - \frac{H_1^{(1)}(k_a R)}{H_1^{(2)}(k_a R)} H_0^{(2)}(k_a r)}{H_1^{(1)}(k_a r) - \frac{H_1^{(1)}(k_a R)}{H_1^{(2)}(k_a R)} H_1^{(2)}(k_a r)} \right]}{H_1^{(1)}(k_a r) - \frac{H_1^{(1)}(k_a R)}{H_1^{(2)}(k_a R)} H_1^{(2)}(k_a r)} \quad (30)$$

sendo  $k_a$  o número de onda ( $\text{m}^{-1}$ ),  $R$  o raio das cavidades (m),  $r$  o raio do duto principal (m) e  $H_m^{(n)}$  as funções de *Hankel* do tipo  $n$  e ordem  $m$  (ABOM & ALLAM, 2013).

Nas Figuras 22 e 23 são ilustrados o modelo numérico e os resultados das análises realizadas para a perda de transmissão do filtro. Novamente observa-se boa concordância entre as curvas experimental e analítica.

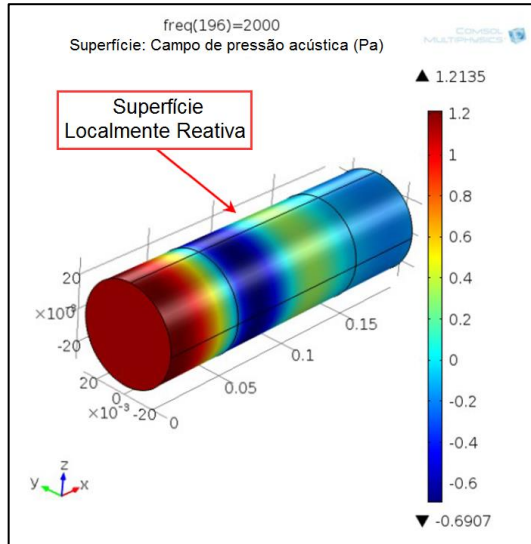


Figura 22 – Campo de pressão no modelo numérico localmente reativo (KABRAL *et. al.*, 2014).

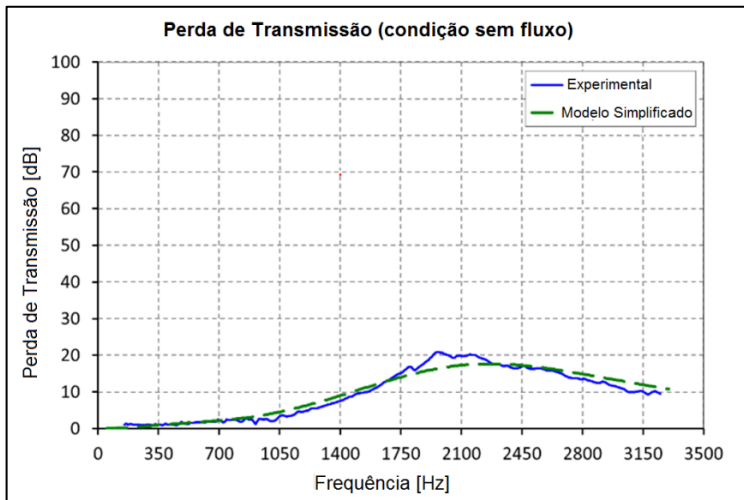


Figura 23 – Resultados para o modelo localmente reativo (KABRAL *et. al.*, 2014).

É importante notar que nos dois modelos descritos neste trabalho não foram obtidos valores significativos de perda de transmissão. Kabral

*et. al.* (2014) descreveu um método de otimização da impedância aplicada ao filtro com o objetivo de maximizar a perda de transmissão do mesmo. Este estudo é apresentado a seguir.

## 2.6 MÉTODO DE OTIMIZAÇÃO DE CREMER

O desempenho de *mufflers* multicâmaras está diretamente relacionado às dimensões das perfurações e das câmaras, representados pela sua impedância de superfície. Aumentar a performance do *muffler* implica, portanto, em uma otimização desta impedância, ou seja, das propriedades geométricas do filtro.

Cremer (1953) desenvolveu um modelo de impedância de superfície de máxima absorção sonora, assumindo superfície localmente reativa, aplicável em um duto infinito de seção retangular, apresentada abaixo.

$$Z_{C-r} = \frac{(0.91-0.76j)\rho cka}{\pi}, \quad (31)$$

na qual  $k$  é o número de onda ( $m^{-1}$ ) e  $a$  é o comprimento diagonal da seção retangular (m). Tesler (1973) sugeriu uma expressão adaptada para dutos com seção circular, adicionando um termo referente aos efeitos de fluxo.

$$Z_{C-c} = \frac{(0.88-0.76j)\rho ckr}{\pi(1+M_g)^2}, \quad (32)$$

sendo  $r$  o raio do duto (m) e  $M_g$  o número de Mach do fluxo através do duto.

Kabral *et. al.* (2014) aplicou este conceito para o projeto de *mufflers* multicâmaras. Inicialmente aplicou a impedância de Cremer no modelo descrito na sessão 2.5.2. O resultado para perda de transmissão está mostrado na Figura 24.

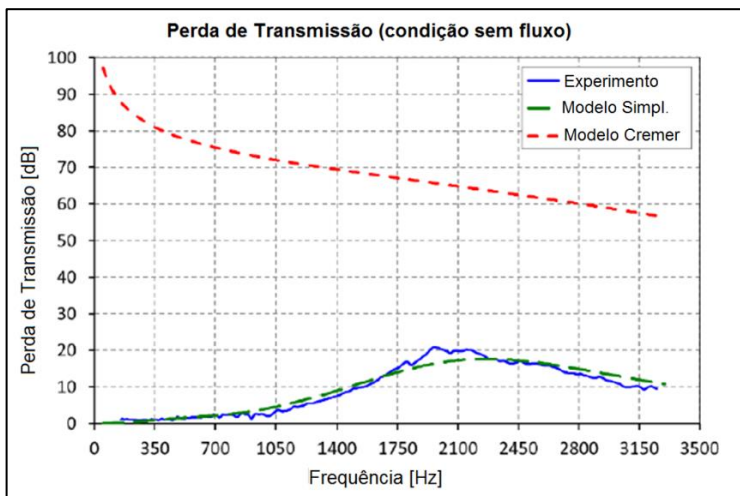


Figura 24 - Perda de Transmissão do *muffler* aplicando a impedância de Cremer (KABRAL *et. al.*, 2014).

Observa-se que ao se aplicar a impedância de Cremer há um incremento na perda de transmissão em todo o espectro. Com o uso de perfurações e câmaras, entretanto, somente é possível alcançar o valor da impedância de Cremer em uma única frequência, como mostrado a seguir. É importante notar que a parte real da impedância de superfície aplicada depende apenas da placa perfurada. Para maximizar a absorção em uma frequência de interesse, portanto, é necessário coincidir os valores da parte real da impedância de Cremer e da placa naquela frequência. Em um segundo momento a soma das partes imaginárias das impedâncias da placa e das câmaras deve coincidir com a impedância de Cremer para esta mesma frequência.

Kabral *et. al.* (2014) mostra este processo para o seu modelo, escolhendo inicialmente otimizar a perda de transmissão em 2000 Hz. Na Figura 25 é mostrada a impedância real do modelo validado experimentalmente, comparado com a impedância de Cremer e uma nova configuração proposta.

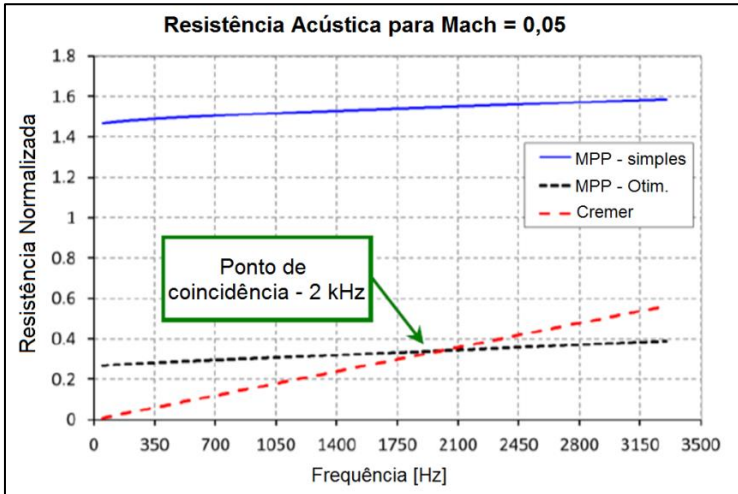


Figura 25 - Impedância real otimizada para 2000 Hz (KABRAL *et. al.*, 2014).

Nas Figuras 26 e 27 são mostradas, respectivamente, as curvas da parte imaginária da impedância da placa e a curva de Cremer, e duas possibilidades de diferentes tamanhos de câmaras, para as quais a soma dos valores coincide com a impedância de Cremer. Neste caso Kabral *et. al.* (2014) optou pela cavidade com raio de 49 mm.

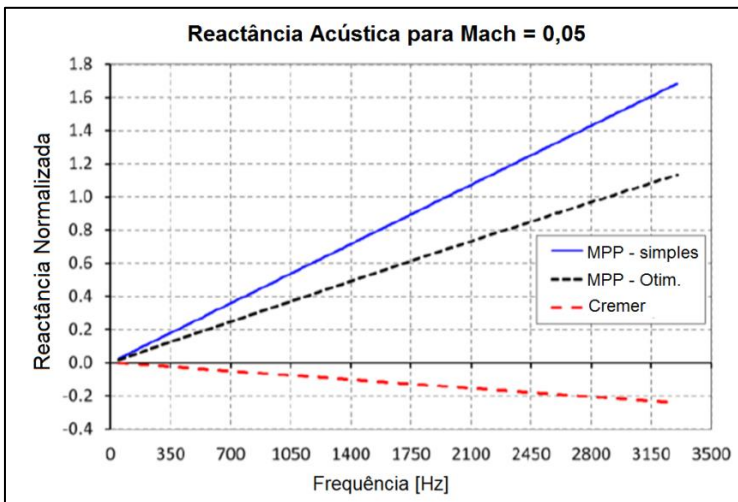


Figura 26 - Parte imaginária da impedância das placas e de Cremer (KABRAL *et. al.*, 2014).

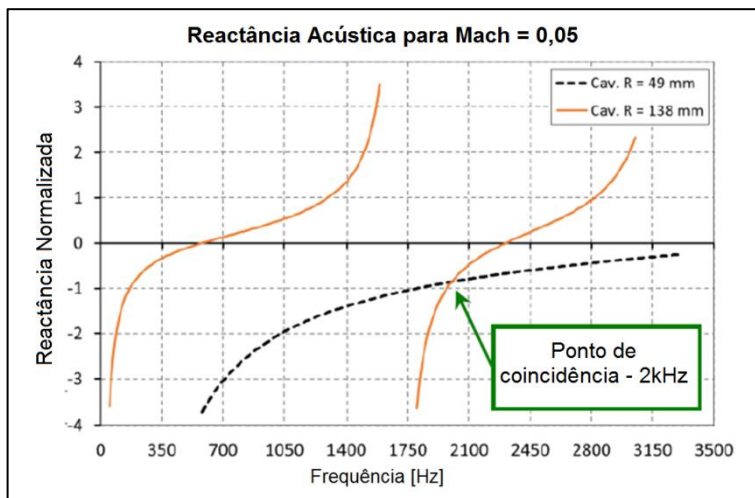


Figura 27 - Dois possíveis tamanhos de cavidade para otimização em 2000 Hz (KABRAL *et. al.*, 2014).

Na Figura 28 é ilustrada a curva de perda de transmissão obtida com o processo de otimização proposto. Nota-se que para a frequência de interesse, 2000 Hz, a perda de transmissão do modelo atinge o mesmo nível da curva de Cremer, como esperado. Este processo pode ser refeito, dividindo o filtro em regiões distintas, aplicando para cada uma o processo de otimização para diferentes frequências. O resultado para duas e três regiões está apresentado na Figura 28 em lilás e verde, respectivamente.

Com este procedimento é possível obter um incremento na perda de transmissão do *muffler* em banda larga, quando comparado com o modelo inicial. Esta proposta de otimização será utilizada posteriormente na fabricação de protótipos para validação experimental e aplicação final, no sistema de descarga de compressores herméticos.

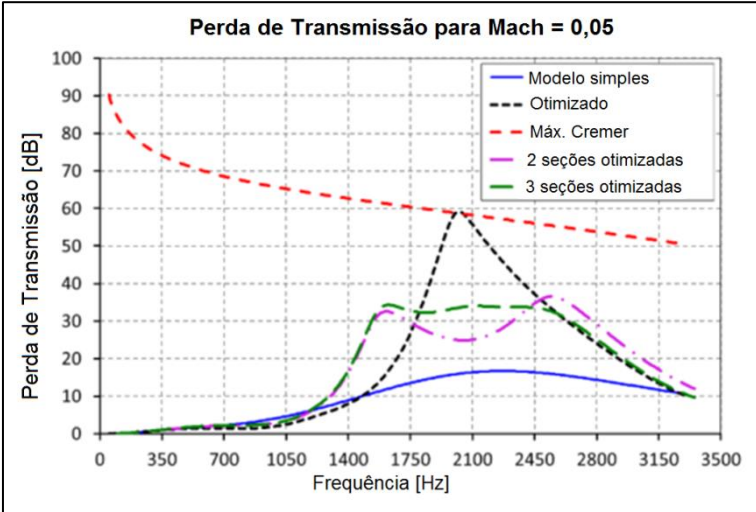


Figura 28 - Resultados para perda de transmissão do modelo otimizado (KABRAL *et. al.*, 2014).



### 3 MODELOS E VALIDAÇÕES

Neste capítulo serão abordados os modelos numéricos desenvolvidos nesta pesquisa, além de validações, procedimentos e equipamentos utilizados, bem como análises complementares.

Inicialmente, é apresentado o desenvolvimento e validação de um modelo de painel microperfurado plano. Em seguida, um modelo de *muffler* é desenvolvido baseado nos estudos encontrados na literatura e apresentados na revisão bibliográfica. Este *muffler*, do tipo multicâmaras, é representado numericamente em duas diferentes abordagens: localmente e não localmente reativo, motivando uma análise da reatividade local deste tipo de *muffler* ao fim do capítulo.

#### 3.1 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM PAINEL PERFURADO

Uma boa forma de analisar o desempenho de um painel microperfurado é através do seu coeficiente de absorção, que pode ser obtido com medições em um tubo de impedância. Essa medição é simples e requer uma amostra pequena, o que torna a confecção de amostras um processo simples e de baixo custo. Dessa forma, as análises de placas perfuradas deste trabalho foram realizadas através da determinação de seus coeficientes de absorção. Os experimentos foram realizados utilizando o método da função de transferência, normatizado pelas Normas ISO 10534-2 (1998) e ASTM-1050 (1990). O princípio da medição consiste na propagação de uma onda plana no tubo e na decomposição do campo acústico em ondas incidente e refletida, sendo necessária efetuar a medição da pressão sonora em dois pontos distintos do tubo. Na Figura 29 é apresentado um esquema da bancada de medição.

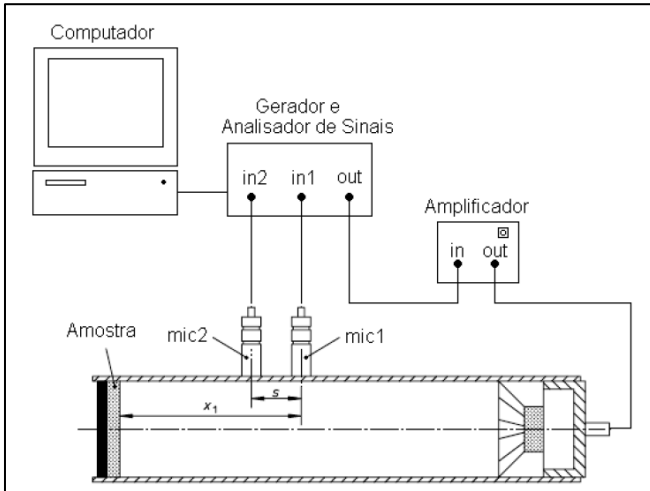


Figura 29 - Esquema de medição do tubo de impedância (MAREZE, 2013).

O tubo de impedância utilizado para as medições foi desenvolvido no Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA) da UFSC, e mostrado na Figura 30.



Figura 30 - Tubo de impedância projetado.

O tubo possui diâmetro interno de 26 mm, o que determina uma frequência de corte, conforme a equação abaixo.

$$f_c = \frac{1,84c_0}{\pi d_i}, \quad (33)$$

sendo que  $d_i$  é o diâmetro interno. A frequência de corte é, portanto, de 7726 Hz. A Norma ISO 10534-2 recomenda o uso da seguinte relação entre distância de microfones para a máxima frequência de trabalho:

$$f_{max} < \frac{0,45c_0}{s}, \quad (34)$$

na qual  $s$  é a distância entre os microfones. A norma também recomenda uma relação para a frequência mínima de medição, mostrada abaixo:

$$f_{min} > \frac{0,05c_0}{s}. \quad (35)$$

A distância entre microfones do tubo construído é de 0,024 m, portanto a faixa de medição de acordo com a norma é de 715 Hz a 6431 Hz. Sabe-se, porém, por experiências com outros tubos de impedância que o critério de frequência mínima de operação é conservador, de modo que se pode utilizar uma faixa de medição a partir de uma frequência menor. O tubo de impedância foi equipado com um *driver* da marca *JBL Selenium*, modelo D250 Trio, com potência de 200 W *RMS* e faixa de operação de 400 a 4400 Hz (espectro considerado plano, com decaimento máximo de 10 dB), portanto as medições foram realizadas na faixa de 400 a 4500 Hz.

O procedimento para medição consiste em posicionar a placa perfurada entre a extremidade do tubo e o porta amostra, que se comportará como a cavidade acústica do painel, gerar um sinal do tipo ruído branco com espectro de 400 Hz a 4,5 kHz no alto falante e medir a função transferência entre a pressão do microfone 2, mais próximo do painel, e o microfone 1, mais afastado. Com a FRF medida, calcula-se o coeficiente de reflexão, dado por:

$$R = \frac{H_{12} - e^{-j\tilde{k}s}}{H_{12} + e^{j\tilde{k}s}} e^{2j\tilde{k}x_1}, \quad (36)$$

na qual  $H_{12}$  é a FRF medida e  $x_1$  é a distância entre a superfície da amostra e o microfone mais afastado. As perdas viscotérmicas presentes no tubo são consideradas de acordo com a norma ISO 10534-2:

$$\tilde{k}(\omega) = k_0 - j \frac{0,0194\sqrt{f}}{c_0 d} \quad (37)$$

sendo  $k_0$  o número de onda em propagação livre e  $d$  é o diâmetro do tubo. A impedância de superfície da amostra é dada por:

$$Z_s = \rho_0 c_0 \frac{(1+R)}{(1-R)}, \quad (38)$$

e o coeficiente de absorção por incidência normal é:

$$\alpha = 1 - |R|^2. \quad (39)$$

Há uma diferença de fases nos microfones que deve ser corrigida. A norma ISO 10534-2 recomenda trocar as posições dos microfones e medir uma nova função de transferência,  $H''_{12}$ . A função de transferência corrigida,  $H^*_{12}$ , é definida como:

$$H^*_{12} = (H_{12} H''_{12})^{1/2}. \quad (40)$$

O coeficiente de absorção de uma medição com o porta amostra vazio é mostrado na Figura 31. Como esperado, o coeficiente de absorção é próximo a zero ao longo de todo o espectro, não assumindo valores maiores que 0,05.

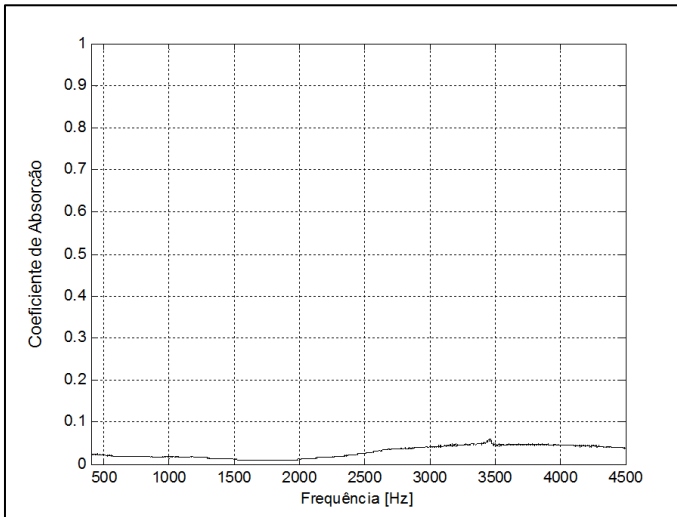


Figura 31 - Coeficiente de absorção do tubo vazio.

Uma amostra de painel perfurado foi fabricada para medição de coeficiente de absorção. A amostra tem espessura de 2 mm, furos com 1,5 mm de diâmetro e porosidade de 0,67 %, em conjunto com um porta amostra de profundidade de 6,4 mm. Nas Figuras 32 e 33 o painel perfurado e o resultado para o coeficiente de absorção medido comparado ao resultado analítico são apresentados.

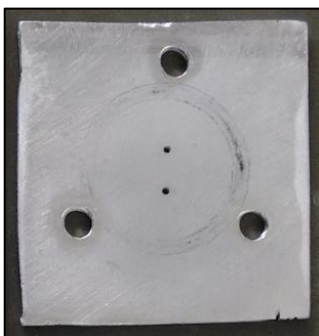


Figura 32 - Placa perfurada.

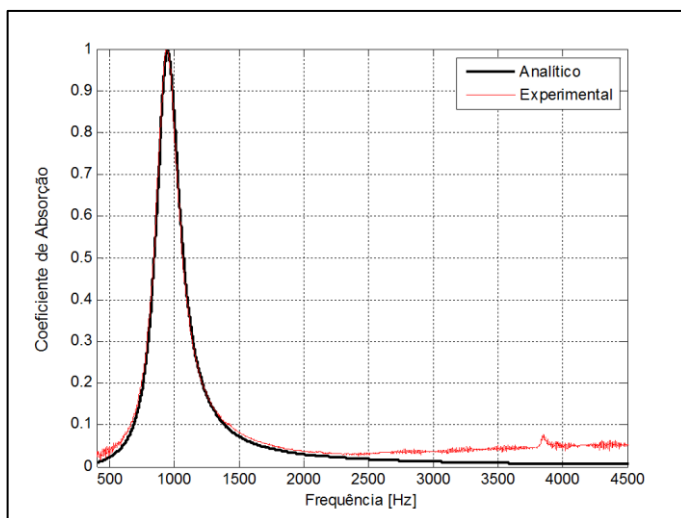


Figura 33 - Coeficiente de absorção medido vs analítico.

Observa-se excelente concordância entre os resultados analítico e experimental. Na próxima seção serão apresentados os modelos numéricos de *mufflers* desenvolvidos neste trabalho.

### 3.2 MODELOS NUMÉRICOS DE *MUFFLERS*

Nesta sessão serão apresentados os modelos de elementos finitos de *mufflers* propostos nesta pesquisa. Baseado nos trabalhos apresentados na revisão bibliográfica e nos resultados obtidos, inicialmente construiu-se um modelo de filtro do tipo multicâmaras com um tubo perfurado, considerando câmaras localmente reativas. Posteriormente, este *muffler* também foi analisado como não localmente reativo, considerando todos os efeitos presentes nas câmaras, através da sua malha. Os dois modelos foram criados utilizando o *software ANSYS ICEM 14.5* para geração das malhas e o *LMS VIRTUAL.LAB 11* para as análises numéricas. Os elementos utilizados nas malhas são dos tipos sólidos hexaédricos e cúbicos, lineares. O tamanho dos elementos foi definido seguindo o critério de no mínimo 16 elementos por comprimento de onda.

O critério de avaliação do desempenho de *mufflers* é a perda de transmissão. O *software VIRTUAL.LAB 11* possui um procedimento para a determinação desta propriedade que consiste em definir corretamente as condições de contorno na entrada e na saída do filtro e utilizar a ferramenta de análise acústica disponível no programa. Na entrada define-se uma condição de contorno denominada “*Annular/Circular Specific Duct Modes Boundary Condition*”. Com esta ferramenta é possível definir o tipo de excitação presente na entrada do filtro, de acordo com o tipo de modo acústico excitado. Para o caso da perda de transmissão utiliza-se a condição de onda plana (modo 0,1). Na saída do filtro é utilizada uma condição de contorno de terminação anecóica. Com estas duas condições de contorno o *software* determina de forma direta a perda de transmissão do filtro, utilizando a ferramenta “*Acoustic Response Analysis Case*”, realizando uma análise de 10 a 5000 Hz, com intervalos de 10 Hz. O tempo de simulação é baixo, de menos de 10 minutos para todas as análises, utilizando um computador com processador Intel i7 4790k, 8 Gb de memória ram DDR3 1333 MHz e um HD SATA III de 7200 rpm.

#### 3.2.1 Modelo localmente reativo

O modelo localmente reativo consiste em representar o tubo perfurado através de uma malha e inserir a impedância das perfurações e das cavidades na superfície. As condições de contorno são as mesmas definidas no início desta sessão. Na Figura 34 é ilustrado um modelo

deste *muffler*. Observa-se a região destacada em rosa, onde a impedância foi aplicada. As regiões de entrada e saída também estão em destaque.

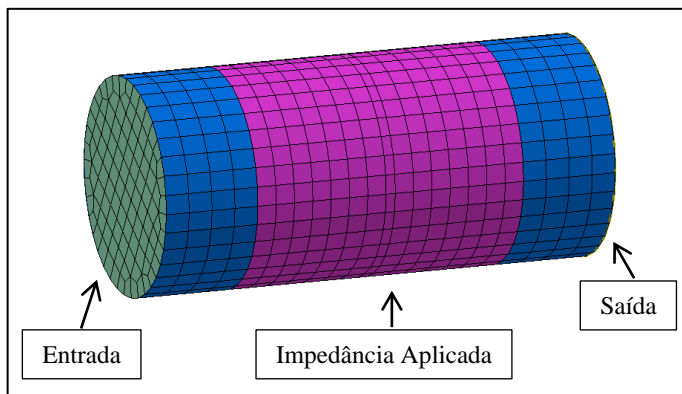


Figura 34 – Malha do modelo localmente reativo.

### 3.2.2 Modelo não localmente reativo

Neste modelo a única diferença em relação ao modelo localmente reativo é a presença da malha das cavidades. Neste caso as perfurações são representadas através de uma matriz de admitância de transferência. Na Figura 35 está apresentado um modelo com estas propriedades aplicadas. As regiões de entrada e saída do modelo estão destacadas, bem como a interface duto/cavidades, onde é aplicada a matriz de transferência.

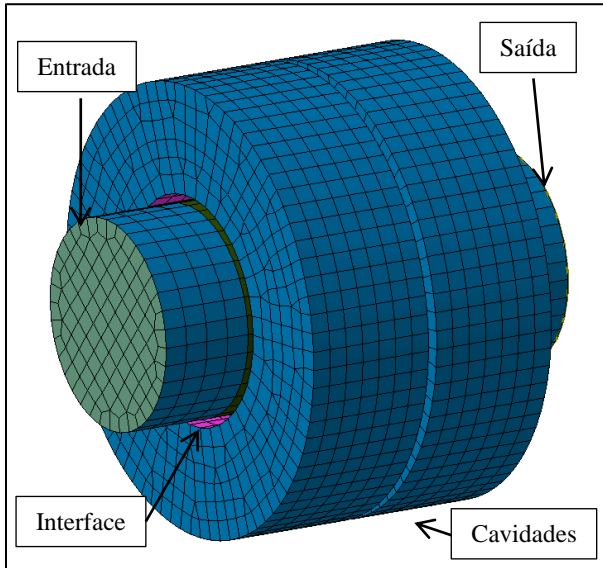


Figura 35 – Malha do modelo não localmente reativo.

### 3.3 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM *MUFFLER*

Para melhor avaliação do comportamento das perfurações e cavidades em um filtro acústico, realizou-se uma validação experimental, construindo para tal uma nova bancada de experimentos baseada na norma ASTM E2611-09.

Na Figura 36 é apresentado um esquema desta bancada, similar a um tubo de impedância, mas com quatro posições de microfones, duas antes da amostra e duas após. São necessárias quatro posições de microfones porque o campo acústico deve ser decomposto em ondas incidente e refletida nos dois lados da amostra. A pressão é gerada por um alto falante e a norma recomenda realizar medições com duas terminações, sendo uma preferencialmente anecóica.



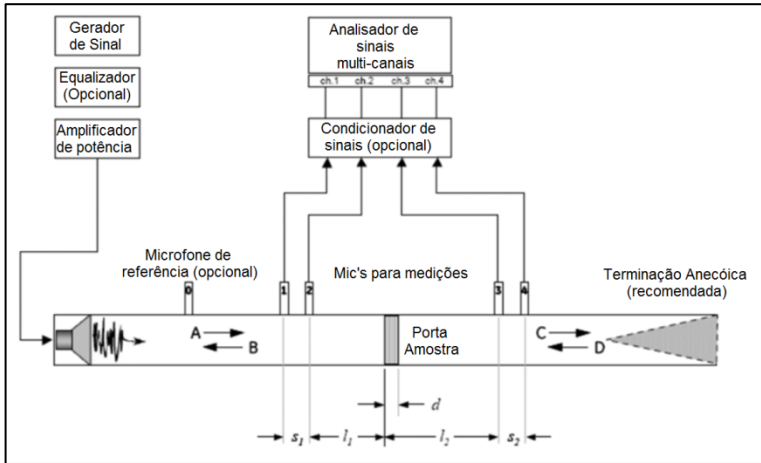


Figura 36 - Esquema da bancada para medição de perda de transmissão (Norma ASTM E2611-09).

A distância entre microfones foram definidas de acordo com a norma, para as frequências mínima e máxima de trabalho. Inicialmente calcula-se a frequência de corte do tubo, cujo diâmetro é de 47 mm. Utilizando a Equação 33 resulta em 4274 Hz. As equações 41 e 42 definem as frequências mínima e máxima de trabalho, dependente do espaçamento entre microfones:

$$s < \frac{0,8c_0}{2f_{max}} \quad (41)$$

$$s > \frac{0,01c_0}{f_{min}} \quad (42)$$

Para  $f_{max} = 4274 \text{ Hz}$  obtém-se  $s = 0,0321 \text{ m}$ . Depois de construído o tubo, observou-se um espaçamento de 31 mm, resultando em  $f_{min} = 110 \text{ Hz}$  e  $f_{max} = 4425 \text{ Hz}$ . Na Figura 37 a bancada concluída é mostrada (a), com detalhes para a região do porta amostra (b), alojadores de microfones (c), flanges (d), terminação anecóica (e) e microfones posicionados tangentes a parede interna do tubo (f)

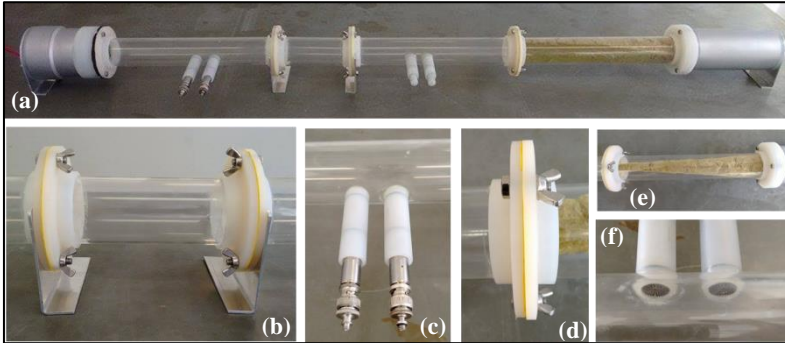


Figura 37 - Bancada construída para medição de perda de transmissão.

A medição da perda de transmissão é baseada no método da matriz de transferência, conforme descrito na Norma ASTM E2611-09. O procedimento consiste em medir as FRFs dos microfones das posições 2, 3 e 4 em relação à posição 1,  $H_{21}$ ,  $H_{31}$  e  $H_{41}$ , para cada uma das duas terminações. Podem-se utilizar quatro microfones simultaneamente, o que exige uma troca de posições para correções de fase, ou realizar as medições com apenas dois microfones, mantendo o microfone da posição 1 fixo e variando a posição do segundo microfone. A decomposição das ondas do campo acústico é dada por:

$$A = j \frac{H_{11} e^{-jkl_1} - H_{21} e^{-jk(l_1+s_1)}}{2\text{sen}(ks_1)}, \quad (43)$$

$$B = j \frac{H_{21} e^{jk(l_1+s_1)} - H_{11} e^{jkl_1}}{2\text{sen}(ks_1)}, \quad (44)$$

$$C = j \frac{H_{31} e^{jk(l_2+s_2)} - H_{41} e^{jkl_2}}{2\text{sen}(ks_2)}, \quad (45)$$

$$D = j \frac{H_{41} e^{-jkl_2} - H_{31} e^{-jk(l_2+s_2)}}{2\text{sen}(ks_2)}, \quad (46)$$

sendo  $H_{11} = 1$ .

Para cada terminação devem ser medidas a pressão e velocidade de partícula em cada face da amostra ( $x = 0$  e  $x = d$ ):

$$p_0 = A + B, \quad (47)$$

$$u_0 = \frac{A-B}{\rho c}, \quad (48)$$

$$p_d = C e^{-jkd} + D e^{jkd}, \quad (49)$$

$$u_d = \frac{C e^{-jkd} - D e^{jkd}}{\rho c}. \quad (50)$$

De posse destes dados é possível calcular a matriz de transferência da amostra:

$$T = \begin{bmatrix} \frac{p_0^a u_d^b - p_0^b u_d^a}{p_d^a u_d^b - p_d^b u_d^a} & \frac{p_0^b p_d^a - p_0^a p_d^b}{p_d^a u_d^b - p_d^b u_d^a} \\ \frac{u_0^a u_d^b - u_0^b u_d^a}{p_d^a u_d^b - p_d^b u_d^a} & \frac{p_d^a u_0^b - p_d^b u_0^a}{p_d^a u_d^b - p_d^b u_d^a} \end{bmatrix}, \quad (51)$$

na qual os índices  $a$  e  $b$  indicam as duas terminações utilizadas.

O coeficiente de transmissão é definido como:

$$\tau = \frac{2e^{jkd}}{T_{11} + \frac{T_{12}}{\rho c} + \rho c T_{21} + T_{22}}. \quad (52)$$

E a perda de transmissão:

$$TL = 20 \log_{10} \left| \frac{1}{\tau} \right|. \quad (53)$$

Para a validação experimental projetou-se um *muffler* com duas câmaras, com comprimento total de 60 mm. As propriedades geométricas das perfurações e das cavidades (diâmetro das perfurações, espessura da placa, porosidade e profundidade da camada de ar) foram definidas utilizando o método de otimização de Cremer, apresentado na sessão 2.6.

Inicialmente calcula-se a impedância de Cremer para um duto de 47 mm de diâmetro, que será o diâmetro do tubo principal do *muffler*, utilizando a Equação 32. Aplica-se então esta impedância no modelo localmente reativo da Seção 3.2.1. O resultado da perda de transmissão desta análise é mostrado na Figura 38.

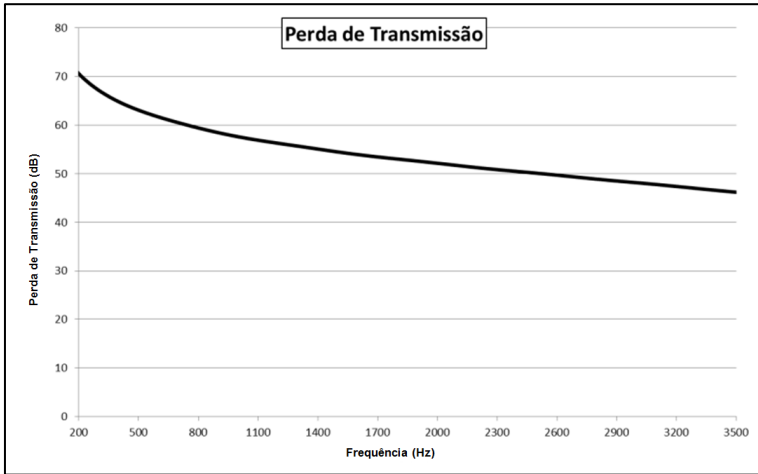


Figura 38 - Perda de Transmissão do modelo de Cremer.

A frequência escolhida para otimização é de 1100 Hz. Os parâmetros geométricos da placa perfurada foram definidos como: diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de parede de 1,8 mm e porosidade de 6,67%. Na Figura 39 é apresentada a resistência acústica da placa em comparação com a de Cremer, calculada a partir da Equação 27. Observa-se que os valores coincidem para aproximadamente 1100 Hz.

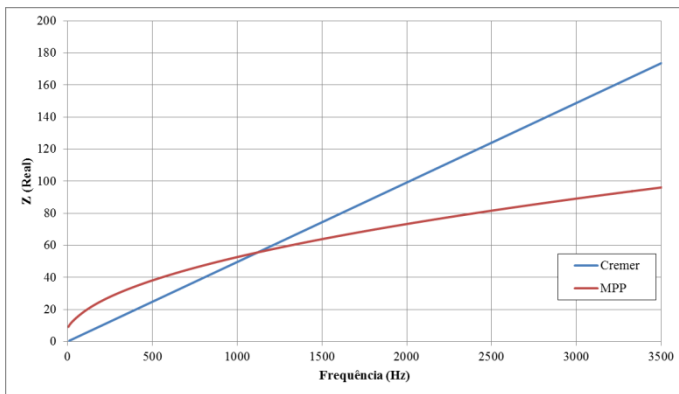


Figura 39 - Análise da parte real da impedância.

Definindo agora o diâmetro das cavidades para ajustar a parte imaginária da impedância, utilizando a Equação 27, obtém-se um

diâmetro de 100 mm. Na Figura 40 está apresentada a comparação entre as curvas. Observa-se novamente que os valores coincidem para a frequência de 1100 Hz.

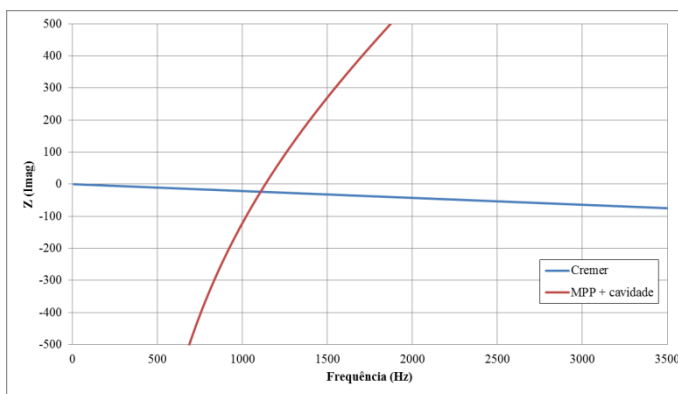


Figura 40 - Comparação da parte imaginária da impedância.

Com as propriedades definidas o protótipo é construído e sua perda de transmissão é medida, e os dois modelos numéricos são analisados. Nas Figuras 41 e 42 são mostrados o protótipo construído e os resultados das medições e análises numéricas. Nota-se que o modelo não localmente reativo está em concordância com o experimental, mas ambos estão divergindo do modelo localmente reativo, que por sua vez, coincide com a curva de perda de transmissão de Cremer na frequência otimizada. Conclui-se, portanto, que as cavidades não são localmente reativas, o que resulta em uma queda na amplitude do pico da perda de transmissão e em um deslocamento na frequência, proporcionando, porém, níveis elevados de perda de transmissão, considerando as dimensões do filtro.

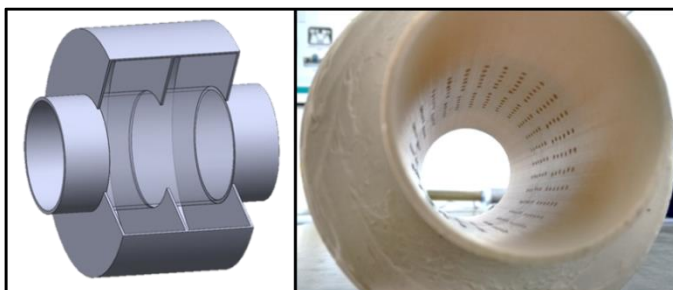


Figura 41 - Protótipo de *muffler* para validação experimental.

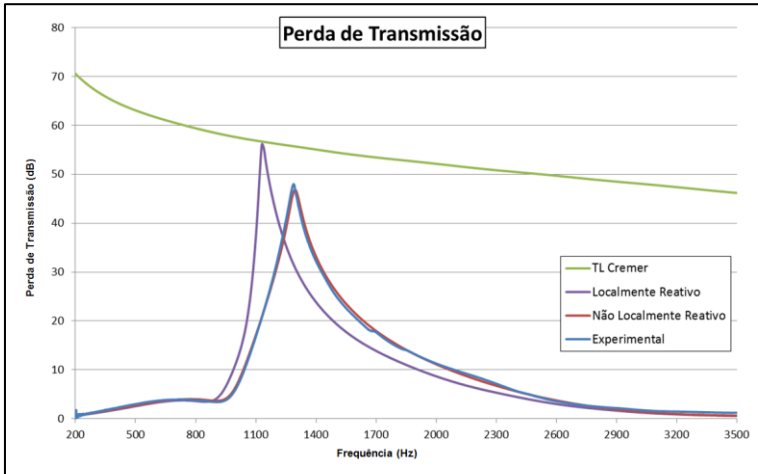


Figura 42- Perda de transmissão experimental vs numérica.

Para maior compreensão do comportamento das cavidades a próxima seção apresenta um estudo acerca da reatividade local de um *muffler*.

### 3.4 ANÁLISE DA REATIVIDADE LOCAL

Como observado na seção anterior, o modelo experimentado apresentou comportamento não localmente reativo, devido à propagação de ondas sonoras na direção axial dentro das cavidades. Para analisar o comportamento das cavidades acústicas realizou-se uma análise alterando o comprimento e, conseqüentemente, o número de cavidades do *muffler*. O modelo foi baseado no protótipo validado na seção anterior, alterando-se apenas o comprimento total do filtro para 300 mm. Usou-se como parâmetro para determinação do tamanho das cavidades o comprimento de onda da frequência de pico da perda de transmissão, neste caso 1100 Hz. Observa-se que o comprimento de onda para esta frequência é de aproximadamente 309 mm. Arredondando para 300 mm, tem-se que o comprimento total do filtro é igual a um comprimento de onda da frequência de pico. Na Tabela 3 são apresentadas as configurações geométricas de cavidades analisadas.

Tabela 3 - Modelos analisados.

Número de Cavidades	Comprimento de cada cavidade (mm)
01	300
02	150
04	75
06	50
12	25
20	15
30	10

O modelo numérico com 30 cavidades é ilustrado na Figura 43.

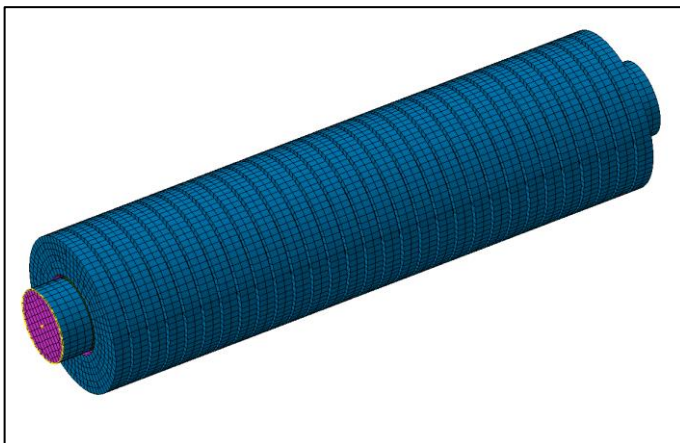


Figura 43 – Malha do modelo com 30 cavidades.

O resultado desta análise está apresentado na Figura 44, onde é possível observar que com a redução do tamanho das cavidades o comportamento do *muffler* apresenta tendência localmente reativa, porém mesmo com cavidades com dimensão de  $\lambda/30$  ainda há uma diferença de aproximadamente 6,19% na frequência de pico. Nas Figuras 45 e 46 são ilustradas a variação da frequência e da amplitude de pico da perda de transmissão com a dimensão das cavidades.

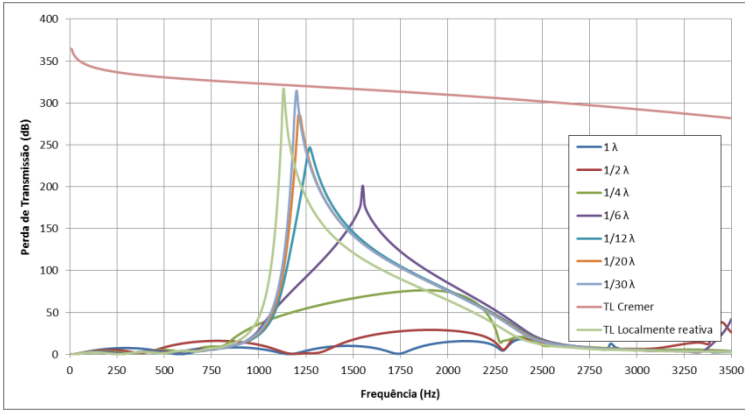


Figura 44 - Resultados de perda de transmissão dos modelos.

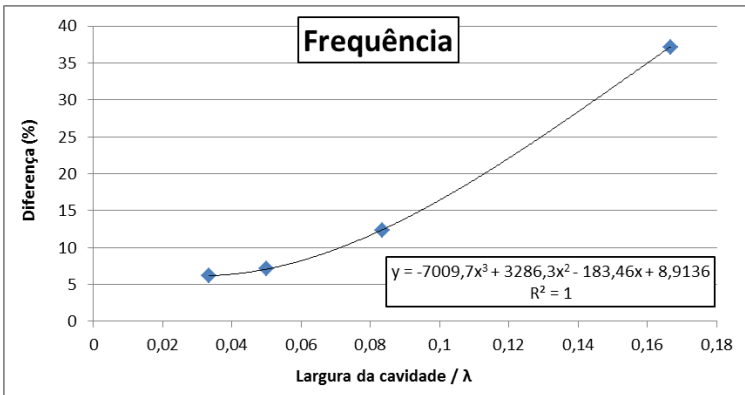


Figura 45 - Relação entre a frequência de pico e o comprimento das cavidades, em relação ao modelo localmente reativo.



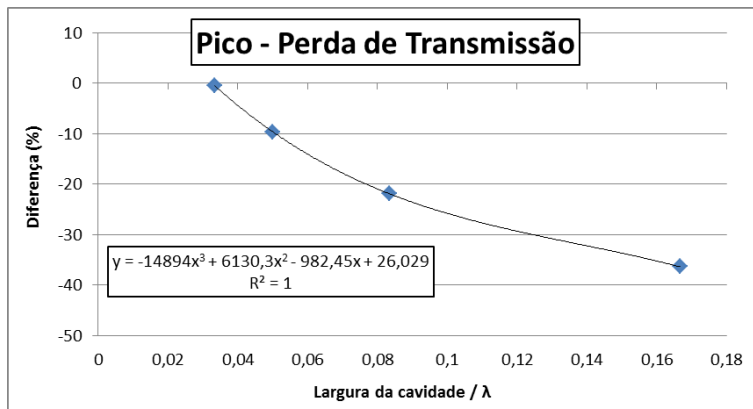


Figura 46 - Relação entre a amplitude de pico e o comprimento das cavidades, em relação ao modelo localmente reativo.

Com estes dados é possível projetar um filtro multicâmaras com foco em diferentes frequências a partir do procedimento de otimização de Cremer. Para tal, estimam-se as propriedades geométricas do *muffler* utilizando o procedimento apresentado, considerando a diferença entre o modelo localmente reativo e o modelo real. Dessa forma o procedimento se torna simples e direto, sem a necessidade da implementação de algum algoritmo ao processo iterativo, por exemplo.

No sistema de descarga de compressores herméticos existem fenômenos que influenciam a impedância de placas microperfuradas e que ainda não foram considerados neste trabalho. Destacam-se efeitos de não linearidades e fluxo, que serão abordados no próximo capítulo.



## 4 EFEITOS DE NÃO LINEARIDADES E FLUXO

Neste capítulo são apresentados os estudos realizados para análise dos efeitos de não linearidades em placas microperfuradas que consiste em uma revisão sobre o tema seguido de um ajuste de modelo realizado com o auxílio de um método de otimização por algoritmos genéticos. Em seguida, será apresentado um estudo dos efeitos de fluxo em *mufflers* com tubos microperfurados.

### 4.1 NÃO LINEARIDADES

Os primeiros estudos sobre a influência de não linearidades devido a altas amplitudes de pressão em orifícios remetem a Sivian (1935), seguido por Bolt *et. al.* (1949), Ingante e Labatte (1950), Ingard (1950), Ingard (1953), Wood (1954) e Bies e Wilson (1957).

O principal mecanismo de absorção sonora em placas perfuradas para baixas amplitudes de pressão sonora consiste na conversão de energia sonora em calor devido à dominância de efeitos viscosos e térmicos (TAYONG *et. al.*, 2010). Em medições experimentais com o uso de um fio quente, Ingard e Ising (1967) mostraram que com altas amplitudes de pressão sonora ocorre formação de vórtices nos entornos da borda do orifício. Como o movimento do fluido é harmônico, consequentemente oscilante, a formação dos vórtices ocorre ora de um lado da placa, ora de outro, de acordo com a direção do fluxo. O comportamento do fluido nos dois casos é mostrado nas Figuras 47 e 48.

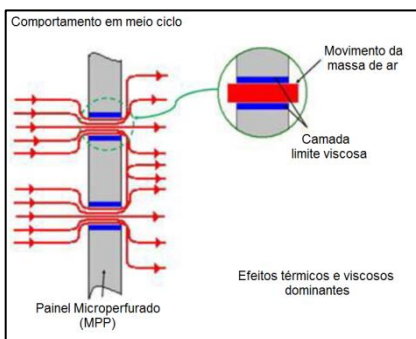


Figura 47 - Comportamento do fluido nos orifícios para baixas amplitudes de pressão (TAYONG *et. al.*, 2010).

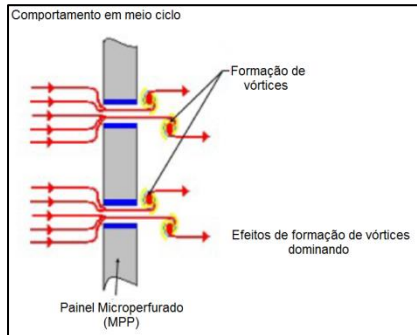


Figura 48 - Comportamento do fluido nos orifícios para altas amplitudes de pressão (TAYONG *et. al.*, 2010).

É importante salientar que o fenômeno de não linearidades em placas perfuradas não está relacionado com acústica não-linear, mas sim com o fato de que a partir de certo nível de pressão sonora incidente na placa, sua impedância apresenta variação em função da velocidade de partícula no interior das perfurações. Altos níveis de pressão sonora tendem a elevar a resistência acústica, ao passo que a reatância tende a decrescer, mas não de forma significativa (PARK, 2013).

Maa (1994) propôs correções para a impedância de uma placa microperfurada, considerando efeitos de não linearidade em função do módulo da velocidade de partícula nas perfurações, desenvolvidas a partir da Lei de Bernoulli. Estes termos são descritos nas equações 54 e 55. Nota-se que o fenômeno de não linearidades afeta o efeito de pistão de fluido, alterando o termo de correção deste efeito, apresentado na Equação 21.

$$\Delta Re_{nl-Maa} = \frac{\rho_0 u_0}{\sigma}, \quad (54)$$

$$\Delta Im_{nl-Maa} = \frac{j0,85d\omega\rho}{\sigma} \left(1 + \frac{\sqrt{2}u_0}{\sigma c_0}\right)^{-1}. \quad (55)$$

Park (2013) propôs um estudo detalhado dos efeitos de não linearidades, desenvolvendo um novo termo de correção para este efeito, utilizando o Teorema dos Pis de Buckingham. O estudo de Park compreende apenas a parte real da impedância, que é mais influenciada, tendo adotado o termo proposto por Maa para a parte imaginária.

Inicialmente, Park definiu a resistência acústica da placa perfurada como:

$$Re_{nl} = Re_l + \Delta R_{nl}. \quad (56)$$

sendo  $Re_{nl}$  a resistência total,  $Re_l$  a resistência em baixos níveis de pressão e  $\Delta R_{nl}$  a parte não linear. Um detalhe importante é que para Park o termo  $\frac{2\alpha R_s}{p}$  não é considerado na equação final da impedância linear. Assume-se que a parte não linear depende da densidade do fluido ( $\rho_0$ ), diâmetro do furo ( $d$ ), espessura da placa ( $t$ ), distância entre furos ( $b$ ), a velocidade quadrática média (RMS) de partícula nas perfurações ( $\bar{u}_0$ ) e a velocidade do som ( $c_0$ ), podendo ser expressa como:

$$\Delta R_{nl} = f(\rho_0, d, t, b, \bar{u}_0, c_0). \quad (57)$$

Considera-se que este termo é invariável na frequência. A análise dimensional é realizada para encontrar os grupos adimensionais. Utilizando o Teorema dos Pis de Buckingham obtêm-se quatro grupos, que podem ser assim representados:

$$\frac{\Delta R_{nl}}{\rho_0 c_0} = f\left(\frac{t}{d}, \frac{b}{d}, \frac{\bar{u}_0}{c_0}\right), \quad (58)$$

ou, na forma explícita:

$$\Delta R_{nl} = \rho_0 c_0 C_0 \left(\frac{d}{t}\right)^m \sigma^n \left(\frac{\bar{u}_0}{c_0}\right)^l, \quad (59)$$

sendo que a constante  $C_0$  e os expoentes  $m$ ,  $n$  devem ser encontrados empiricamente e  $l = 1$ . Observa-se que para  $C_0=1$ ,  $m=0$  e  $n=-1$  tem-se o termo proposto por Maa.

Deseja-se calcular os efeitos de não linearidades em função do nível de pressão sonora incidente na placa perfurada. Parker (2013) apresentou o desenvolvimento de um equação para o cálculo da velocidade de partícula em função da pressão.

O campo sonoro em um tubo de impedância pode ser representado pelo seu circuito acústico equivalente, onde a tensão de circuito aberto é  $2p_i$ , a resistência é  $\rho_0 c_0$ , e a impedância é  $Z_0$ , tal que a seguinte relação é obtida:

$$\frac{2p_i}{A_1 u_1} = \frac{\rho_0 c_0}{A_1} + \frac{Z_0}{A_1}, \quad (60)$$

sendo  $u_1$  a velocidade de partícula (e a corrente no circuito equivalente),  $A_1$  a área da seção do tubo. Assumindo que uma placa perfurada é posicionada na extremidade do tubo de impedância e representada por  $Z_0$ , da equação da continuidade pode-se definir a velocidade de partícula no orifício, como:

$$u_0 = \frac{u_1}{\sigma}, \quad (61)$$

sendo  $\sigma = \frac{A_0}{A_1}$  ( $A_0$  é a área de seção dos furos). Agora assumindo que o fluxo através do orifício é incompressível e laminar, pode-se aplicar a equação de momento na forma da Lei de Bernoulli, e a impedância do orifício é definida como:

$$Z_0 = \frac{\rho_0 u_0 (1 - \sigma^2)}{\sigma}, \quad (62)$$

sendo que a reatância de massa do orifício é desconsiderada. Das equações 60, 61 e 62 obtém-se:

$$2p_i = \rho_0 c_0 \sigma u_0 + \rho_0 u_0^2 (1 - \sigma^2). \quad (63)$$

Observa-se que os valores de  $p_i$  e  $u_0$  são amplitudes. Utilizando os valores em RMS, a Equação 63 pode ser reescrita como:

$$2\bar{p}_i = \rho_0 c_0 \sigma \bar{u}_0 + \rho_0 \sqrt{2} (\bar{u}_0)^2 (1 - \sigma^2).$$

Resolvendo a equação para  $\bar{u}_0$  obtém-se:

$$\frac{\bar{u}_0}{c_0} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{\sigma}{1 - \sigma^2} \left( \sqrt{0,25 + \frac{2\sqrt{2}\bar{p}_i}{\rho_0 c_0^2} \frac{1 - \sigma^2}{\sigma}} - 0,5 \right). \quad (64)$$

Na Figura 49 está mostrada a relação entre o nível de pressão sonora e a velocidade de partícula para diferentes porosidades, e a curva apresentada por Ingard e Ising (1967), que fez medições com fio quente em placas com porosidade da ordem de 0,5%.

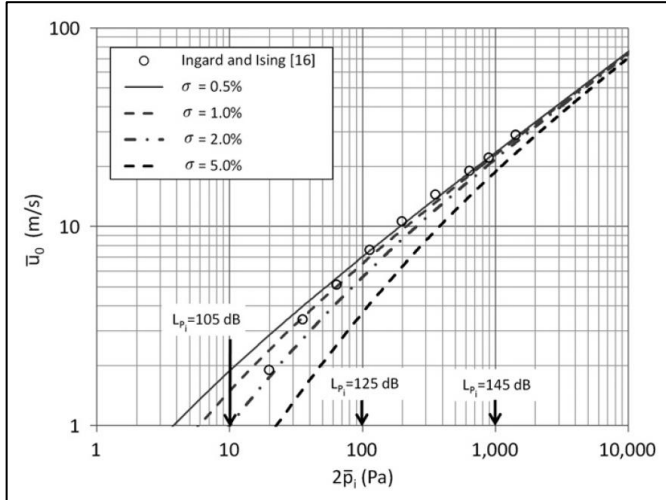


Figura 49 - Curvas de velocidade de partícula em função da pressão incidente (PARK, 2013).

A curva calculada para porosidade de 0,5% apresenta boa concordância com a medida por Ingard e Ising para  $u_0 > 5 \text{ m/s}$ . Com a equação da velocidade em função da pressão definida, pode-se reescrever a Equação 59 como:

$$\Delta R_{nl} = \rho_0 c_0 C \left(\frac{d}{t}\right)^m \sigma^n \left[ \frac{\sigma}{1-\sigma^2} \left( \sqrt{0,25 + \frac{2\sqrt{2}\bar{p}_i}{\rho_0 c_0^2} \frac{1-\sigma^2}{\sigma}} - 0,5 \right) \right], \quad (65)$$

na qual  $C = C_0/\sqrt{2}$ . Para placas perfuradas com baixa porosidade a Equação 65 é reduzida para:

$$\Delta R_{nl} = \rho_0 c_0 C \left(\frac{d}{t}\right)^m \sigma^n \left[ \sigma \left( \sqrt{0,25 + \frac{2\sqrt{2}\bar{p}_i}{\rho_0 c_0^2 \sigma^2}} - 0,5 \right) \right]. \quad (66)$$

Para o cálculo da constante  $C$  e dos expoentes  $m$  e  $n$  Park utilizou a média normalizada da resistência acústica específica medida em seis bandas de 1/3 de oitava (de 200 Hz a 630 Hz). Para a determinação dos expoentes dividiu  $\Delta R_{nl}$  medido pela parte dependente apenas do nível de pressão,  $\left( \sqrt{0,25 + \frac{2\sqrt{2}\bar{p}_i}{\rho_0 c_0^2 \sigma^2}} - 0,5 \right)$ . Estes valores foram plotados em função dos grupos adimensionais  $d/t$  e  $\sigma$ , para diversas

amostras medidas em diversos níveis de pressão sonora. Os valores dos expoentes são obtidos pelo coeficiente da reta de tendência dos pontos plotados em gráfico com escalas logarítmicas, como mostrado nas Figuras 50 e 51. Obteve-se  $m = 0,06$  e  $n = -0,845$  e  $C = 1,59$ .

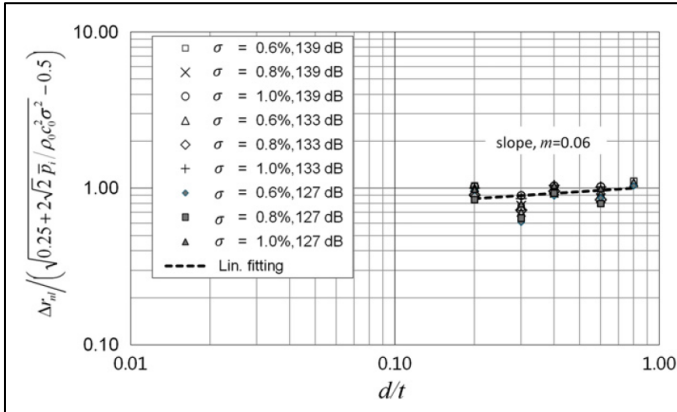


Figura 50 - Cálculo do expoente  $m$  (PARK, 2013).

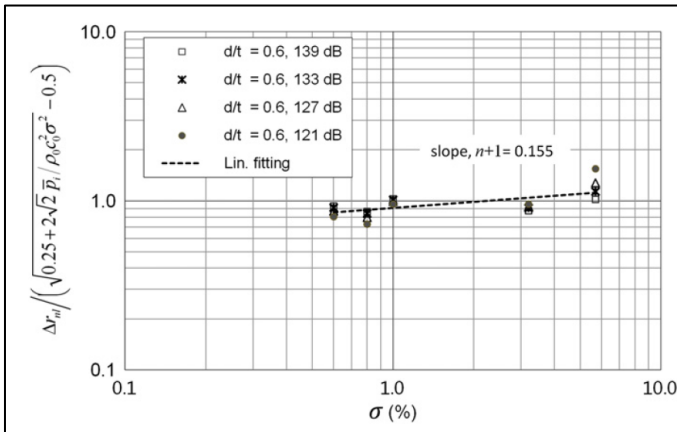


Figura 51 - Cálculo do expoente  $n$  (PARK, 2013).

Na Figura 52 são apresentadas comparações entre resistências acústicas específicas medidas e calculadas analiticamente, para diferentes níveis de pressão sonora. Observa-se que o método proposto resultou em valores subestimados da amplitude da resistência para



placas com porosidade inferior a 1,2%, mas apresentou boa relação, com erros inferiores a 10%, nas demais porosidades testadas.

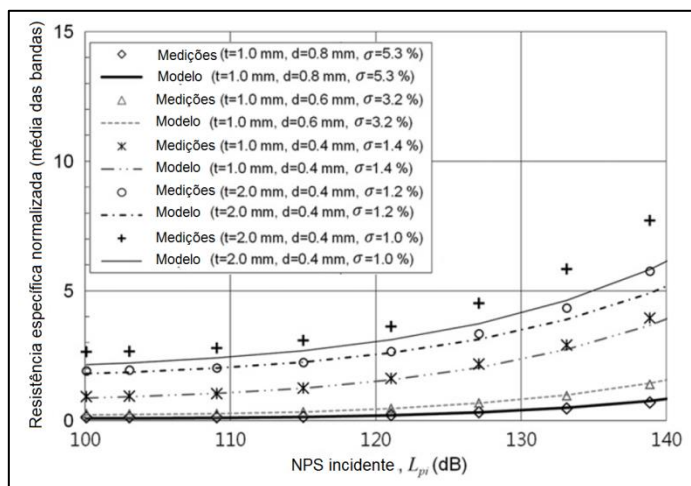


Figura 52 - Comparação entre resistências acústicas medidas experimentalmente e calculadas analiticamente pelo método proposto para diferentes configurações (PARK, 2013).

Na Figura 53 é apresentada a comparação entre as medições experimentais e o método proposto para uma placa perfurada em dois níveis de pressão sonora. A placa testada possui  $t = 1 \text{ mm}$ ,  $d = 1 \text{ mm}$ ,  $\sigma = 5,14\%$  e a cavidade acústica possui profundidade de  $100 \text{ mm}$ .

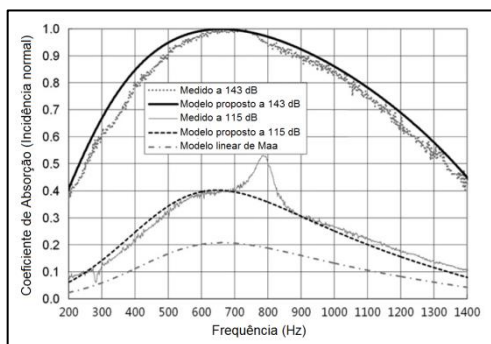


Figura 53 - Comparação entre o coeficiente de absorção medido experimentalmente e calculado analiticamente para um painel perfurado, em diferentes níveis de pressão sonora (PARK, 2013).

Observa-se que o método proposto apresenta boa relação para o coeficiente de absorção calculado a partir das medições da placa. Nota-se também que o coeficiente de absorção do painel perfurado sofre grande influência dos níveis de pressão sonora incidentes.

Em testes realizados com o tubo de impedância observou-se que as constantes encontradas por Park (2013) não ajustam corretamente todas as amostras testadas, como pode ser observado na Figura 54.

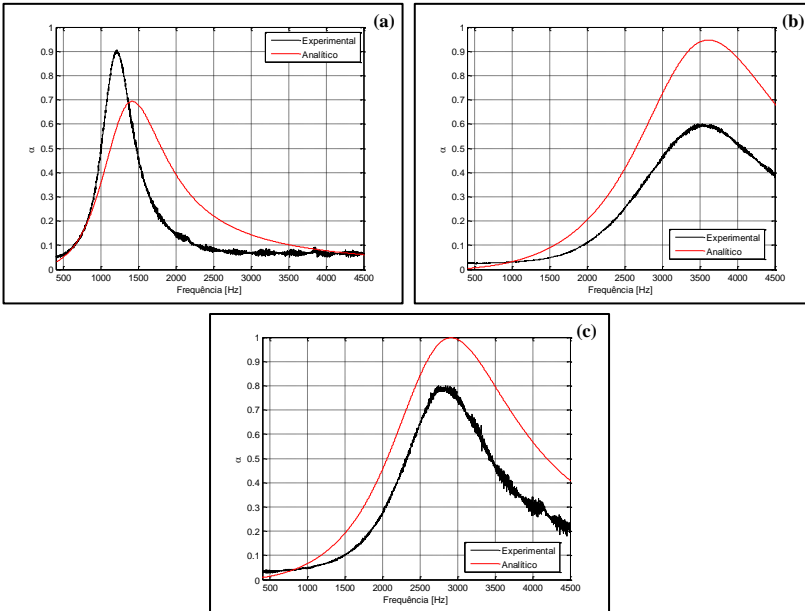


Figura 54 - Modelo de Park (2013) para: amostra com porosidade de 0,59%, diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e cavidade de 6,4 mm, a 120 dB (a); porosidade de 5,03%, diâmetro de 1 mm, espessura de 1 mm e cavidade de 6,4 mm, a 130 dB (b); porosidade de 5,11%, diâmetro de 1,2 mm, espessura de 2 mm e cavidade de 6,4 mm, a 140 dB (c).

Propôs-se, então, uma análise do termo referente a não linearidades encontrado por Park, através de um ajuste das curvas do coeficiente de absorção de diversas amostras, variando o nível de pressão sonora incidente e, com o auxílio de um algoritmo de otimização, realizar um processo de minimização do erro relativo entre as curvas experimentais e analíticas, tendo como variáveis de otimização as constantes  $C$ ,  $m$  e  $n$ , conforme apresentado na próxima seção.

## 4.2 AJUSTE DOS PARÂMETROS PARA O MODELO DE NÃO LINEARIDADES

Inicialmente, definiram-se as propriedades geométricas das amostras a serem fabricadas. Baseado nos recursos disponíveis no laboratório e buscando diversificar os valores de  $\frac{d}{t}$  e  $\sigma$  as amostras fabricadas estão especificadas na Tabela 4. O coeficiente de absorção foi medido para cada amostra em quatro níveis diferentes de pressão sonora: 100 dB, 120 dB, 130 dB e 140 dB. Considerando que em 100 dB o comportamento da placa é linear, a análise de não linearidades é composta de 36 curvas, para 12 amostras. Na Figura 55 são ilustradas as amostra com 1,5 mm de diâmetro de furo, sendo que são de alumínio e foram perfuradas usando furadeira de bancada.

Tabela 4 – Propriedades das amostras fabricadas.

<b>Amostra</b>	<b><math>\sigma</math> (%)</b>	<b>d (mm)</b>	<b>t (mm)</b>
M1A	0,59	1,0	1,0
M1B	1,04	1,0	1,0
M1C	2,08	1,0	1,0
M1D	5,03	1,0	1,0
M12A	0,43	1,2	2,0
M12B	1,07	1,2	2,0
M12C	1,92	1,2	2,0
M12D	5,11	1,2	2,0
M15A	0,67	1,5	2,0
M15B	1,00	1,5	2,0
M15C	2,00	1,5	2,0
M15D	4,99	1,5	2,0

As curvas medidas em 100 dB foram confrontadas com o modelo linear sendo constatado que os melhores resultados foram obtidos utilizando  $\alpha = 3$  para a correção do modelo linear, ou seja, as bordas das perfurações estão em uma situação intermediária entre canto vivo e arredondadas. Na Figura 56 são apresentados os resultados da comparação analítico e experimental para as amostras com diâmetro de furo de 1,2 mm. As curvas das outras amostras podem ser observadas nos Apêndices A, ao fim deste trabalho.

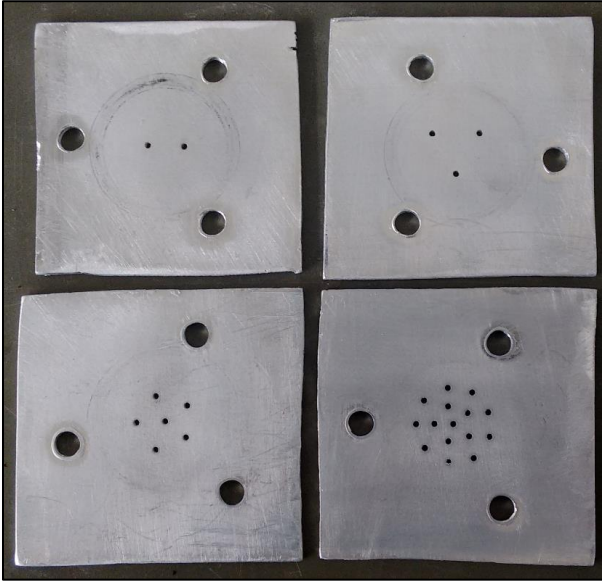


Figura 55 – Amostras com 1,5 mm de diâmetro de furo.

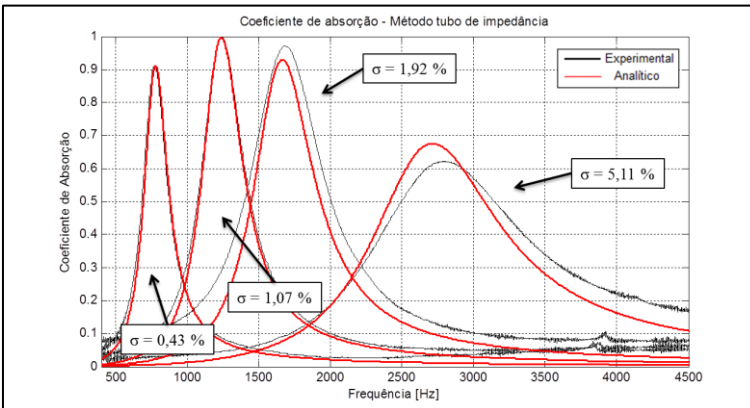


Figura 56 – Curvas de coeficiente de absorção para amostras com diâmetro de furo de 1,2 mm a 100 dB (sem efeitos de não linearidades).

Observa-se que para níveis de porosidade de até 1% o modelo linear de Maa possui excelente correlação com o modelo físico, como esperado. Para porosidades maiores, nota-se uma redução nesta correlação, provavelmente devido à interação entre as perfurações, o que altera a

impedância da placa desenvolvida. Para porosidade de 5,11%, porém, ainda existe boa correlação e o modelo pode ser utilizado.

Para o ajuste de modelo optou-se por utilizar o método de otimização por algoritmos genéticos. O algoritmo genético faz parte dos chamados algoritmos evolutivos, onde novas configurações, ou indivíduos, são gerados a partir de configurações pré existentes, em um sistema que privilegia configurações com melhores resultados. Estes métodos são empregados em problemas com muitas combinações possíveis, onde o uso de um método mais rudimentar, como por exemplo por parametrização, torna-se inviável (GOLDBERG, 2006).

O método dos algoritmos genéticos é baseado na teoria da evolução de Darwin. Os indivíduos, chamados de cromossomos, são conjuntos de variáveis, ou *strings* armazenadas em bits. Os cromossomos são avaliados em relação à função objetivo. As melhores soluções são reproduzidas, gerando uma nova população, em que se espera que os novos cromossomos apresentem soluções melhores, mostrando a adaptação à função objetivo. O algoritmo possui três operações básicas para melhorar a qualidade da geração de novos indivíduos: seleção, cruzamento e mutação. Na seleção o algoritmo tende a escolher os melhores cromossomos de uma geração para a geração posterior. Na etapa do cruzamento os indivíduos sofrem uma troca de informações, gerando novos indivíduos. Na mutação, por fim, um cromossomo é escolhido aleatoriamente escolhido e um de seus bits tem o valor invertido. A mutação visa proporcionar maior aleatoriedade de soluções, buscando evitar uma convergência prematura do processo (GOLDBERG, 2006).

Sabendo que a resistência acústica influencia na amplitude do pico do coeficiente de absorção, sendo a reatância responsável por definir a frequência onde ocorre a máxima absorção, optou-se por definir uma função objetivo em função do erro percentual entre os picos dos coeficientes de absorção experimental e analítico para cada amostra analisada. A função objetivo foi definida como a soma de cada erro elevado a quarta potência, dividido pelo número total de amostras, no caso 36, ou seja, a média dos erros na quarta potência. Utilizou-se o erro percentual elevado a quarta potência pois dessa forma o algoritmo tende a encontrar uma solução mais equilibrada, na qual nenhuma curva possui um erro muito elevado, o que é desejado, ao contrário de encontrar uma solução em que muitas curvas apresentam um erro muito pequeno, porém uma ou mais não convergem. Observa-se também que para esta otimização utilizou-se a equação da impedância da placa completa, considerando todos os termos adicionais encontrados.

Diversos casos de otimização foram processados alterando os limites dos valores das variáveis e as curvas a serem ajustadas. Observou-se que não é possível encontrar apenas um conjunto de valores que ajuste todas as curvas. Para todas as amostras medidas em 120 dB obteve-se uma solução. Quando medidas em 130 dB, entretanto, são necessárias duas soluções, uma para as amostras com 0,5%, 1% e 2% de porosidade e outra para as amostras com 5%. Finalmente, para 140 dB também se encontraram duas soluções: para 0,5% e 1% de porosidade e para 2% e 5%. Nota-se que com o aumento dos níveis de pressão sonora torna-se necessário uma segunda solução para as amostras com maior porosidade, ou seja, os parâmetros variam com o NPS e o nível de porosidade. Na Tabela 5 são apresentadas as soluções encontradas para cada grupo de amostras.

Tabela 5 – Soluções encontradas pelo algoritmo de otimização.

<b>NPS</b> <b><math>\sigma</math></b>	<b>120 dB</b>	<b>130 dB</b>	<b>140 dB</b>
<b>0,5%</b>	C= 0,3737 m= 0,0000 n= -0,9832	C= 0,6128 m= 0,0002 n= -1,0000	C= 0,8234 m= 0,0000 n= -0,9933
<b>1,0%</b>	C= 0,3737 m= 0,0000 n= -0,9832	C= 0,6128 m= 0,0002 n= -1,0000	C= 0,8234 m= 0,0000 n= -0,9933
<b>2,0%</b>	C= 0,3737 m= 0,0000 n= -0,9832	C= 0,6128 m= 0,0002 n= -1,0000	C= 1,0877 m= 0,0999 n= -0,5000
<b>5,0%</b>	C= 0,3737 m= 0,0000 n= -0,9832	C= 0,1017 m= 0,0000 n= -0,6871	C= 1,0877 m= 0,0999 n= -0,5000

Calculou-se o erro percentual absoluto médio de todos os casos, obtendo-se o valor de 4,64%, contra 12,09% ao se utilizar o modelo de Park. Na Figura 57 são apresentadas as curvas obtidas após este processo de otimização para os três casos apresentados na Figura 54, onde é possível notar uma melhor concordância do modelo.

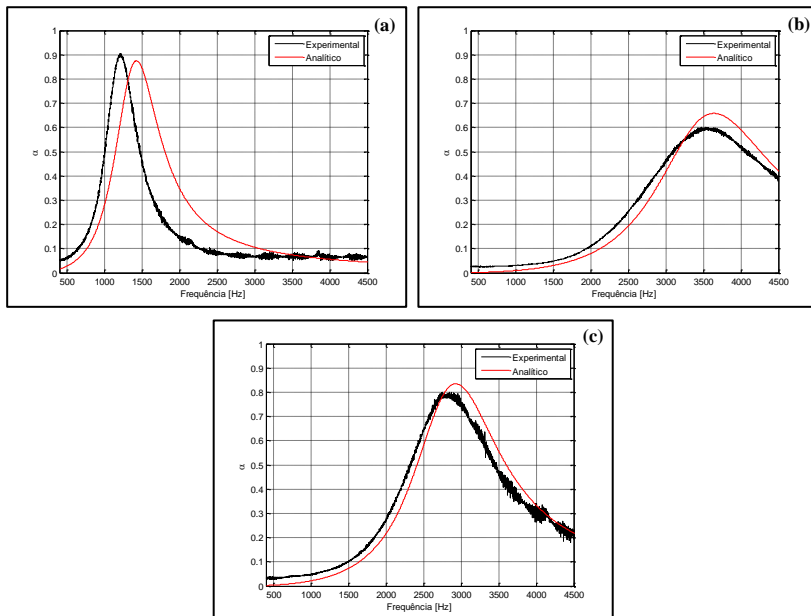


Figura 57 – Modelo otimizado para: amostra com porosidade de 0,59%, diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e cavidade de 6,4 mm, a 120 dB (a); porosidade de 5,03%, diâmetro de 1 mm, espessura de 1 mm e cavidade de 6,4 mm, a 130 dB (b); porosidade de 5,11%, diâmetro de 1,2 mm, espessura de 2 mm e cavidade de 6,4 mm, a 140 dB (c).

Observa-se, porém, que em vários casos a frequência de máxima absorção analítica diferencia da experimental, sugerindo que  $\Delta Im_{nl-Maa}$  não representa adequadamente todos os casos. Constatou-se que ao multiplicar  $\Delta Im_{nl-Maa}$  por um fator  $D$  o modelo é ajustado. Este fator, porém, não é constante para todos os casos, variando da seguinte forma: Um valor para todas as amostras com 0,5% de porosidade e outro valor para as amostras com 1%. Para amostras com 2% de porosidade, porém, são necessários três valores, um para cada NPS (120, 130 e 140 dB). O mesmo ocorre para as amostras com 5% de porosidade. Na Tabela 6 são apresentados os valores encontrados.

Tabela 6 - Valores encontrados para  $D$ .

$\sigma$ \ NPS	120 dB	130 dB	140 dB
<b>0,5%</b>	D= 3,6	D= 3,6	D= 3,6
<b>1,0%</b>	D= 2,4	D= 2,4	D= 2,4
<b>2,0%</b>	D= 1,5	D= 1,9	D= 2,3
<b>5,0%</b>	D= 1,0	D= 1,2	D= 1,5

Na Figura 58 estão apresentadas as curvas de coeficiente de absorção das mesmas amostras mostradas na Figura 54, agora com  $\Delta Im_{nl-Maa}$  já corrigida. Nota-se que em todos os casos houve minimização da diferença da frequência de máxima absorção. As curvas para cada um dos 36 casos podem ser visualizadas nos Apêndices B, ao fim deste trabalho.

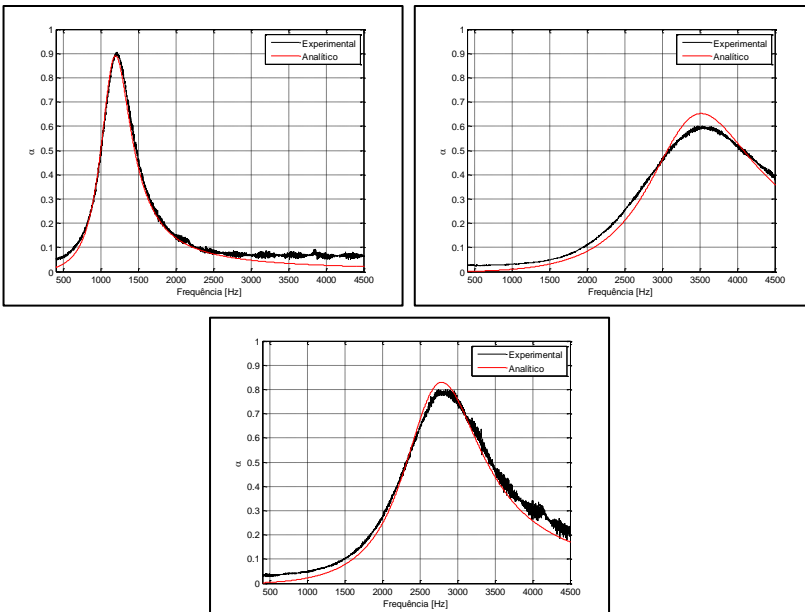


Figura 58 – Modelo otimizado corrigido com a variável  $D$  para: amostra com porosidade de 0,59%, diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e cavidade de 6,4 mm, a 120 dB (a); porosidade de 5,03%, diâmetro de 1 mm, espessura de 1 mm e cavidade de 6,4 mm, a 130 dB (b); porosidade de 5,11%, diâmetro de 1,2 mm, espessura de 2 mm e cavidade de 6,4 mm, a 140 dB (c).



O ajuste de modelo realizado considerou amostras com níveis de pressão sonora de até 140 dB, um nível alcançado com facilidade no tubo de impedância ao se utilizar o *driver*. Em aplicações futuras, porém, far-se-á necessário o uso deste modelo em níveis de pressão mais elevados. Outra necessidade do modelo desenvolvido é fornecer valores de  $C$ ,  $m$ ,  $n$  e  $D$  para qualquer configuração de placa perfurada com propriedades intermediárias entre as utilizadas no ajuste de modelo. Criaram-se então superfícies de interpolação para cada parâmetro, dependentes da porosidade e do nível de pressão sonora, baseadas nos valores obtidos nas soluções do processo de otimização. Neste procedimento os valores destes parâmetros foram extrapolados até um NPS de 166 dB e uma porosidade de 10%. Com isso tornou-se possível obter os parâmetros de ajuste de modelo para quaisquer valores de porosidade entre 0,5% e 10% e níveis de pressão sonora entre 120 dB e 166 dB.

A seguir é relatada a validação deste modelo de não linearidades em placas perfuradas realizada utilizando o *muffler* com tubo perfurado inicialmente apresentado na Seção 3.3.

#### 4.2.1 Validação

Realizaram-se medições com o *muffler* nos níveis de pressão sonora de 125 dB, 140 dB e 145 dB para a validação do procedimento de ajuste das curvas de coeficiente de absorção para painéis perfurados com efeitos de não linearidades. Nota-se que o filtro possui um tubo perfurado com porosidade de 6,667%, ou seja, os parâmetros foram obtidos utilizando a parte das superfícies onde houve extrapolação dos níveis de porosidade e do nível de pressão sonora (para a medição em 145 dB). Nas Figuras 59 a 61 são apresentadas as comparações entre as curvas numéricas e experimentais para a perda de transmissão.

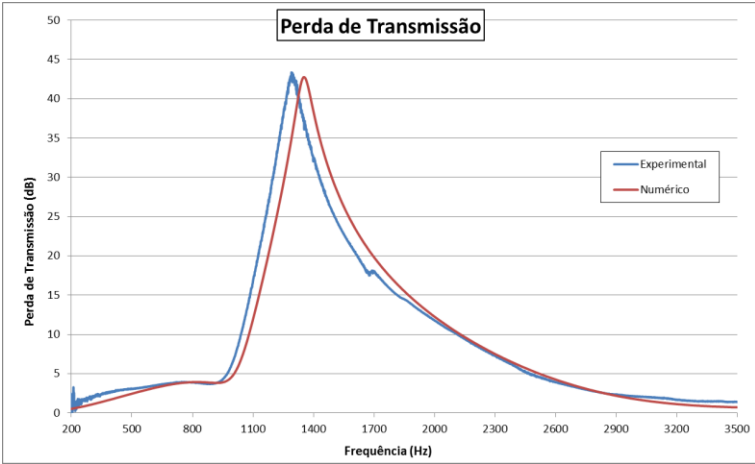


Figura 59 – Perda de Transmissão do *muffler* em 125 dB.

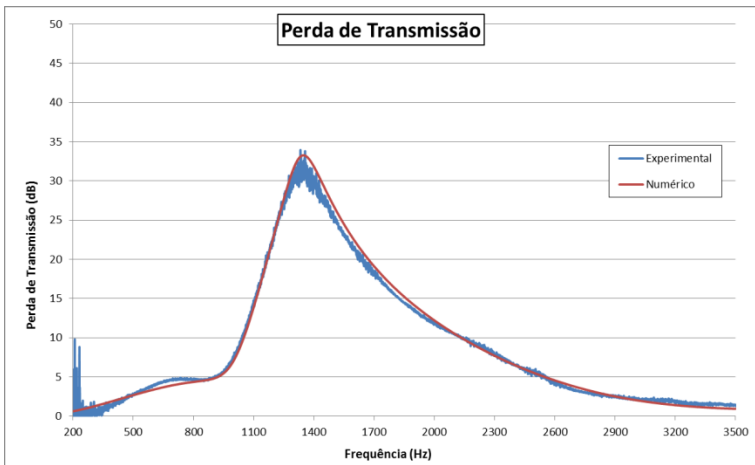


Figura 60 – Perda de Transmissão do *muffler* em 140 dB.

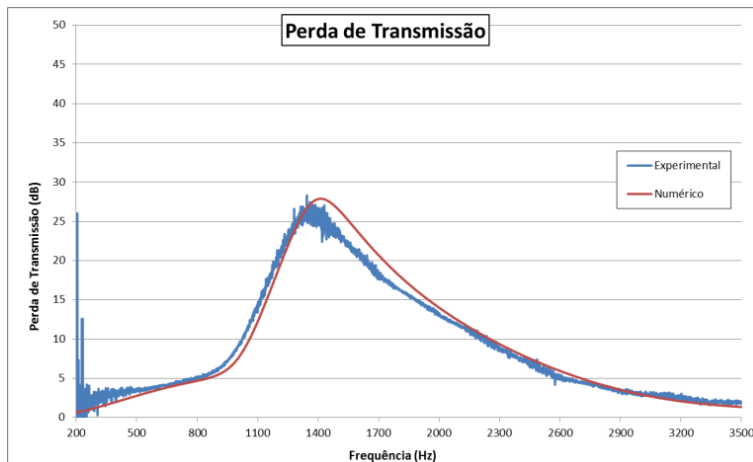


Figura 61 – Perda de Transmissão do *muffler* em 145 dB.

Observa-se que para 125 dB há uma pequena variação na frequência de pico da perda de transmissão, enquanto que para 140 dB há excelente concordância entre as curvas. Para 145 dB, nota-se também boa concordância entre as curvas. Conclui-se, assim, que este procedimento de ajuste das curvas de coeficiente de absorção torna possível o cálculo não só do coeficiente de absorção de painéis perfurados, mas também da perda de transmissão de *mufflers* com tubos perfurados.

A próxima seção apresenta as análises realizadas com a adição de um fluxo contínuo ao teste de perda de transmissão do *muffler*.

#### 4.3 EFEITOS DE FLUXO

O modelo proposto por Maa não prevê efeitos relacionados ao “*grazing flow*”, ou seja, o fluxo tangente às perfurações, visto que este modelo foi desenvolvido para painéis perfurados. Com o uso desta teoria em filtros com tubos perfurados, porém, surgiu a necessidade de adaptar este modelo aos casos com fluxo. Kabral *et. al.* (2014) apresentou um modelo numérico para o cálculo da perda de transmissão de *mufflers*, como visto na Seção 2.5.2, assim como um método de otimização baseado na impedância de *Cremer*, apresentado na Seção 2.6.

Baseados em estudos anteriores de Guo *et. al.* (2008), Allam *et. al.* (2011) utilizou em seus trabalhos termos de correção para a impedância da placa perfurada, da seguinte forma:

$$\Delta R_{fluxo} = \rho_0 c_0 \frac{\beta M}{\sigma}, \quad (67)$$

para a parte real, onde  $\beta$  é uma constante determinada empiricamente, cujo valor é 0,15 e  $M$  é o número de Mach do fluxo. Para a parte imaginária, a correção fica:

$$\Delta Im = F_g \Delta Im_{nl-Maa}, \quad (68)$$

sendo que  $F_g$  é descrita como:

$$F_g = \frac{1}{1+2 \times 10^3 M^3}. \quad (69)$$

Na Figura 62 são apresentados resultados obtidos por Allam *et. al.* (2009) comparando a impedância medida com a prevista analiticamente para uma amostra com diferentes níveis de fluxo.

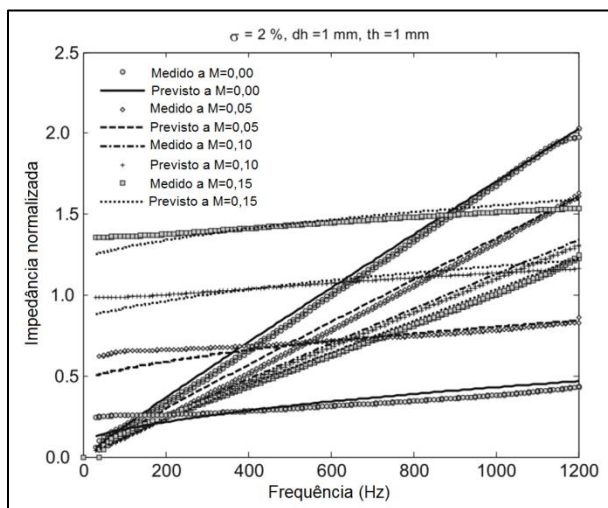


Figura 62 – Impedância medida e obtida analiticamente para diferentes níveis de fluxo (ALLAM *et. al.*, 2009).

Foram realizados testes em tubo de impedância com o protótipo de *muffler* apresentado na Seção 3.3. Para tal foram necessárias algumas modificações no tubo de impedância, adicionando uma entrada lateral para o fluxo, próximo da fonte, e um Tubo de Pitot na entrada do *muffler*, como mostrado nas Figuras 63 e 64.

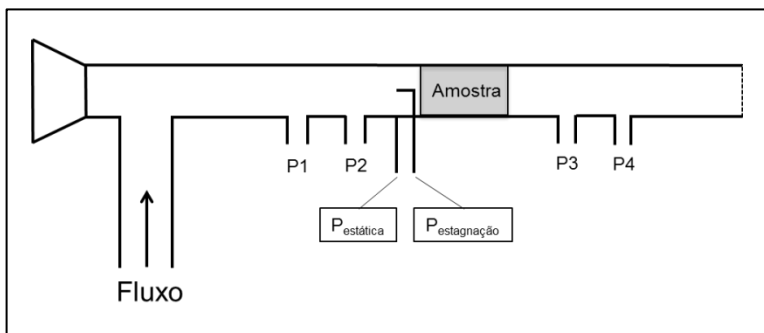


Figura 63 – Esquema da medição de perda de transmissão em bancada com fluxo.

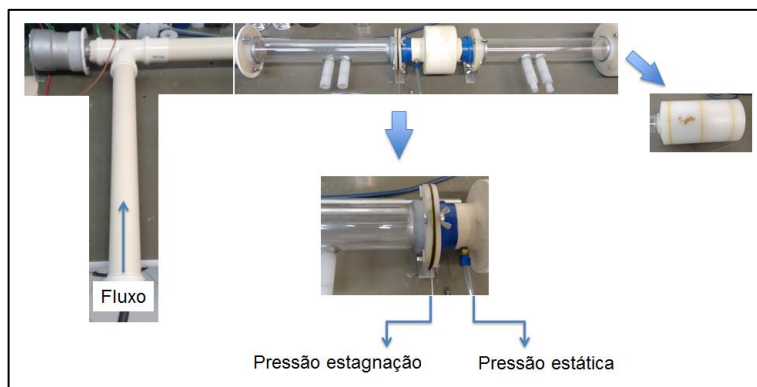


Figura 64 – Bancada adaptada para medição com fluxo.

Como visto anteriormente são necessárias duas terminações para as medições. Optou-se por utilizar uma terminação de tubo aberto e uma terminação semi-anecóica, conforme mostrado na Figura 65.

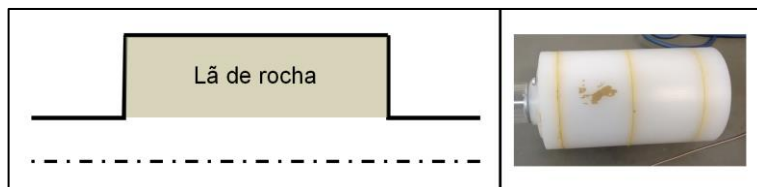


Figura 65 – Terminação Anecóica.

Gerou-se um fluxo com Mach de 0,01 a partir da linha de ar comprimido. Este fluxo gerou um ruído de banda larga com NPS de aproximadamente 105 dB, devido às variações de seção presentes na linha. Desta forma o *driver* foi ajustado para um nível de pressão sonora de 115 dB. Sabendo que em 115 dB já ocorrem efeitos de não linearidades, embora pequenos, fez-se necessário o cálculo numérico da perda de transmissão considerando também estes efeitos. Na Figura 66 são apresentados os resultados para a medição com e sem fluxo, bem como as análises numéricas.

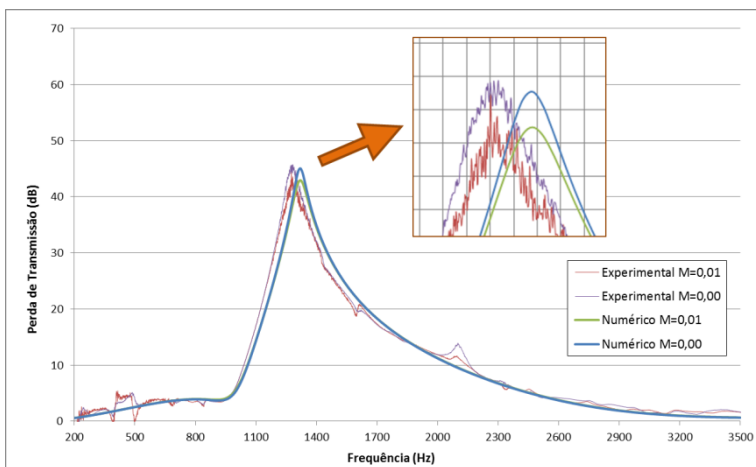


Figura 66 – Comparação entre as medições e análise numérica para o protótipo com fluxo de  $M = 0,01$ .

Observa-se que existe uma diferença de cerca de 50 Hz na frequência de pico da perda de transmissão, que ocorre tanto para o caso sem fluxo quanto para o caso com fluxo, de onde se conclui que este erro é devido aos efeitos de não linearidade, como observado na Figura 59, quando o filtro foi medido em 125 dB. Analisando a variação das curvas sem fluxo para as com fluxo, observa-se boa concordância entre as medições e o modelo baseado em Guo *et. al.* (2008), não havendo a necessidade de ajustes. Na pesquisa realizada por Allam *et. al.* (2009), os níveis de fluxo testados chegaram a Mach igual a 0,15, como pode ser observado na Figura 62. Conclui-se, portanto, que é possível utilizar esta teoria para filtros projetados para a descarga de compressores herméticos, onde a vazão de gás refrigerante possui Mach de cerca de 0,05.

Com estas análises o modelo de filtros acústicos com tubos microperfurados é considerado suficientemente preciso para aplicações práticas de níveis de pressão sonora até aproximadamente 166 dB e baixas velocidades de fluxo (Mach inferior a 0,15). No próximo capítulo serão descritas a fabricação e testes em um protótipo de *muffler* para o sistema de descarga de um compressor hermético.





## **5 AVALIAÇÃO DE UM *MUFFLER* APLICADO EM UM COMPRESSOR HERMÉTICO**

Conforme discutido anteriormente no Capítulo 1, a pulsação de descarga representa uma parcela considerável da energia vibroacústica que flui do compressor para o gabinete, em sistemas de refrigeração. Dessa forma, neste capítulo será abordada a construção de um protótipo de um filtro de descarga para um compressor hermético, utilizando a teoria de filtros com tubos perfurados. O protótipo será testado em um compressor conectado a um painel de operação que simula as condições de um sistema de refrigeração. A pressão sonora será medida no sistema de descarga do compressor, no cabeçote de frente à válvula de descarga e no tubo passador, em três configurações: com o filtro prototipado, com um tubo simples (sem filtro) e com o tubo de descarga referência. Dessa forma é possível visualizar os sinais da pressão no passador de descarga para cada configuração, bem como compará-los com a pressão adquirida no início do sistema de descarga. A seguir são apresentados os critérios e o processo adotados para a fabricação do protótipo.

### **5.1 FABRICAÇÃO DO PROTÓTIPO**

O modelo de compressor escolhido para o desenvolvimento do filtro é o EM2U60HLP, que opera em 220 V/60 Hz. Inicialmente definiram-se a faixa de frequência de interesse e as dimensões limites para a montagem do filtro junto ao conjunto mecânico interno do compressor. Baseado em informações fornecidas pela empresa fabricante de compressores optou-se por projetar um filtro com foco na faixa de frequências de 500 Hz a 2000 Hz, por se tratar de uma região do espectro onde o gabinete possui grande eficiência de radiação, proveniente das suas inúmeras frequências naturais, que podem ser excitados pela linha de descarga. Na Figura 67 está apresentado um modelo de filtro de descarga utilizado no modelo de compressor em questão, bem como suas dimensões típicas.

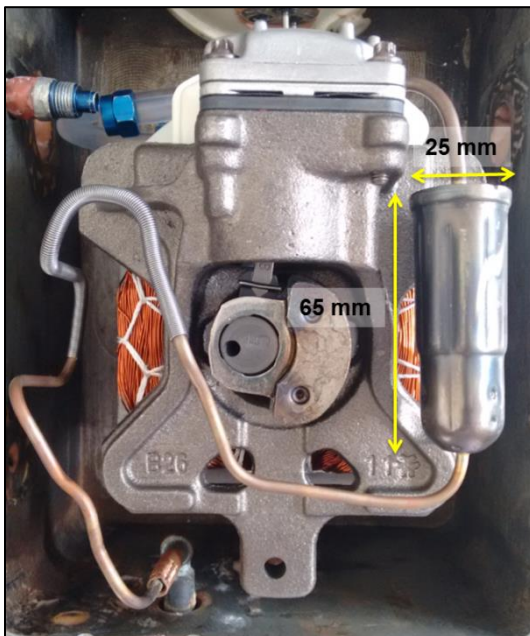


Figura 67 – Modelo referência de filtro e suas dimensões externas.

Nota-se que o filtro projetado possui algumas restrições, pois o diâmetro do tubo não pode ser alterado e as dimensões do filtro atual estão próximas do limite de espaço disponível no interior da carcaça, sem que ocorra colisão entre componentes do conjunto mecânico interno e a carcaça durante o seu funcionamento. Assim, definiram-se como dimensões máximas para o filtro comprimento total de 70 mm e diâmetro máximo de 25 mm.

Na condição de operação conhecida por “*checkpoint*” as linhas de sucção e descarga possuem pressão igual a 1,15 bar e 14,70 bar, respectivamente. A temperatura da linha de descarga é de aproximadamente 100 °C. Nestas condições o fluido refrigerante encontra-se na condição de vapor superaquecido, conforme pode ser visto na Tabela 7.

Tabela 7 – Propriedades do fluido R134a na condição *checkpoint*.

$P_{\text{sat}}$ (Mpa)	T (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	c (m/s)	$\mu$ (μPa/s)
1,47	100,00	56,36	161,32	15,05

HENSE (2015) mostrou que na região do condensador em que o fluido encontra-se no estado de vapor superaquecido a variação da pressão sonora é desprezível, realizando medições nos pontos indicados na Figura 68 (a) utilizando transdutores de pressão (b). O resultado das medições é mostrado na Figura 69, sendo que na Figura 70 é apresentado o gráfico do amortecimento calculado experimentalmente e analiticamente para o fluido, onde se observa que o amortecimento é baixo.

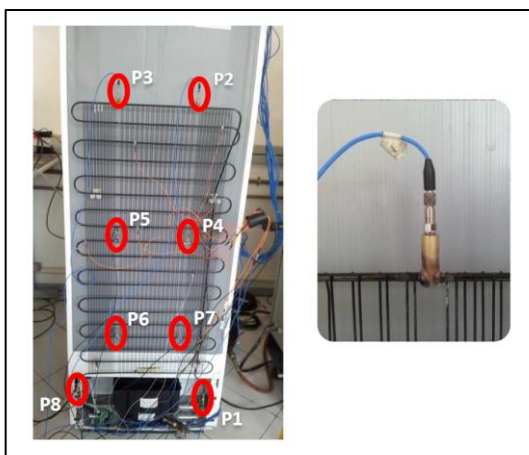


Figura 68 – Posições de medição da pressão sonora ao longo do condensador (HENSE, 2015).

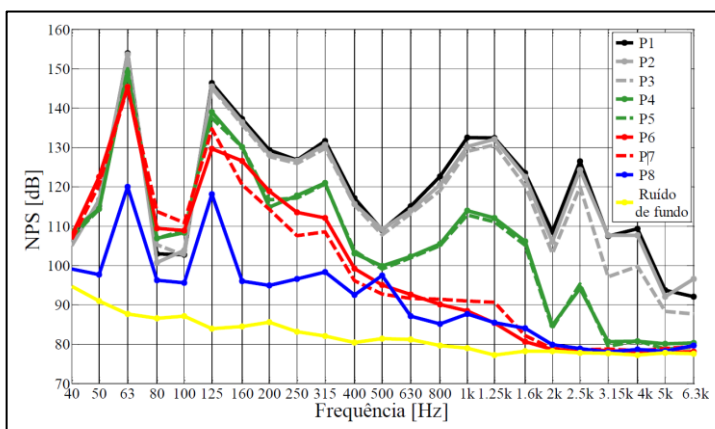


Figura 69 – Variação do nível de pressão sonora ao longo do condensador. A região de vapor superaquecido é de P1 a P2 (HENSE, 2015).

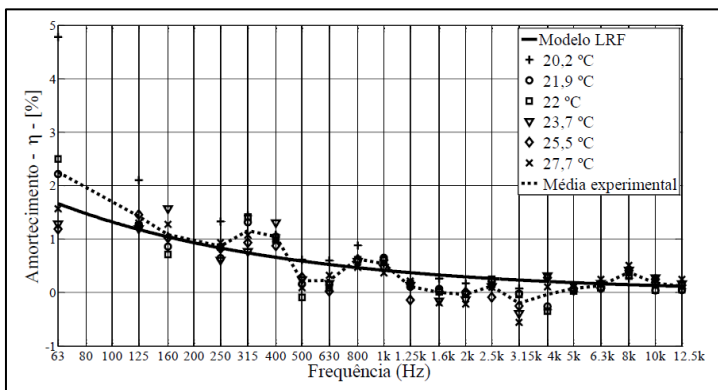


Figura 70 – Amortecimento analítico (LRF) e experimental para o segmento do condensador entre P1 e P2 (HENSE, 2015).

Assim como o condensador, o tubo de descarga do compressor não apresenta atenuação sonora significativa, sendo que os principais responsáveis pela atenuação são: a câmara presente entre o pistão e o início do tubo de descarga e o filtro presente no tubo. Para determinar a pressão sonora ao longo do tubo de descarga, portanto, mediu-se a pressão sonora na descarga de um compressor equipado com um tubo de descarga sem o filtro. A medição foi realizada com um transdutor de pressão da *Kistler*, modelo 601A. O transdutor foi alojado no passador de descarga do compressor, como ilustrado na Figura 71.

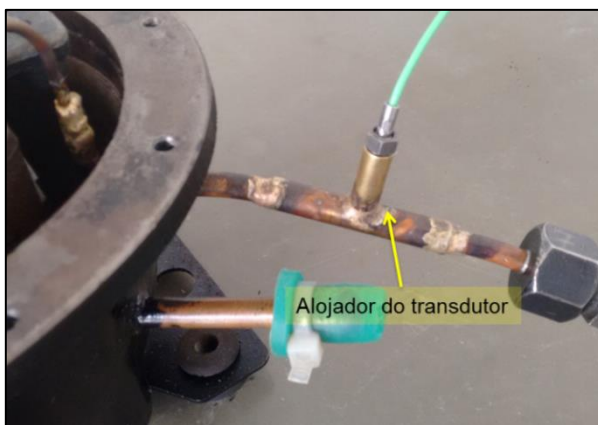


Figura 71 – Transdutor de pressão posicionado no tubo de descarga, na saída do compressor.

O conjunto mecânico interno foi montado dentro de uma carcaça flangeada, possibilitando a passagem do cabo do transdutor, bem como a fácil abertura para montagem de diferentes configurações. Obteve-se um nível de pressão sonora total de cerca de 166 dB, valor que será utilizado para o cálculo dos efeitos de não linearidade nas perfurações.

O projeto do filtro de descarga inicia com o cálculo da impedância de Cremer para um tubo com diâmetro de 3 mm, utilizando as propriedades da Tabela 7. Aplica-se então esta impedância em uma análise com a malha da Figura 72. Na Figura 73 é apresentada o resultado da perda de transmissão calculada.



Figura 72 - Malha utilizada para análises localmente reativas.

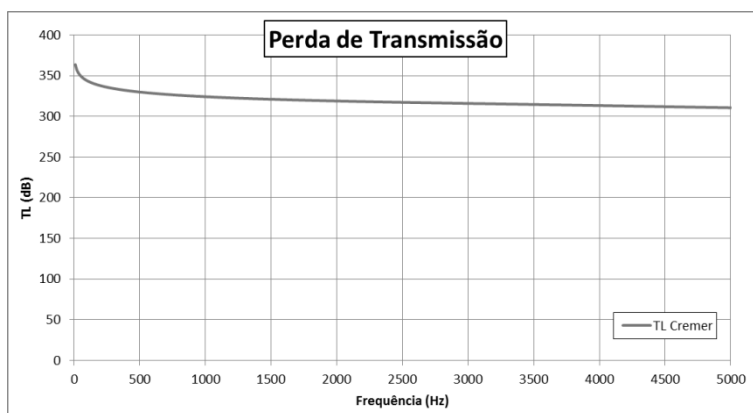


Figura 73 – Perda de transmissão aplicando a impedância de Cremer.

Observa-se que, a princípio, há grande potencial de absorção sonora para este filtro. A próxima etapa consiste em dividir o filtro em regiões e encontrar diferentes configurações para cada uma. Dividiu-se, então, o filtro em quatro partes, buscando otimizá-las para 500 Hz, 1000 Hz,

1500 Hz e 2000 Hz. Ao se determinar os valores da Impedância de Cremer nestas frequências, porém, notou-se que a componente real da impedância possui valores inatingíveis por qualquer configuração de placa perfurada, por estarem muito próximo a zero. Definiram-se, então, as propriedades apresentadas na Tabela 8, de forma a minimizar a componente real da impedância e coincidir a componente imaginária para cada parte do filtro, resultando em uma configuração para as perfurações e quatro cavidades diferentes. Nota-se que é necessária uma câmara com 37,4 mm de diâmetro para a região otimizada para 500 Hz, que é inviável devido à limitação física. Alterou-se, então, esta região, otimizando-a para 750 Hz.

Tabela 8 - Propriedades das perfurações e cavidades.

Região Propr.	500 Hz	750 Hz	1000 Hz	1500 Hz	2000 Hz
D (mm)	37,4	25,4	19,2	13,2	10,2
d (mm)	1,00				
t (mm)	0,50				
$\sigma$ (%)	5,47				

Na Figura 74 está apresentada a componente imaginária da impedância para cada região otimizada, comparada com a impedância de Cremer para o tubo.

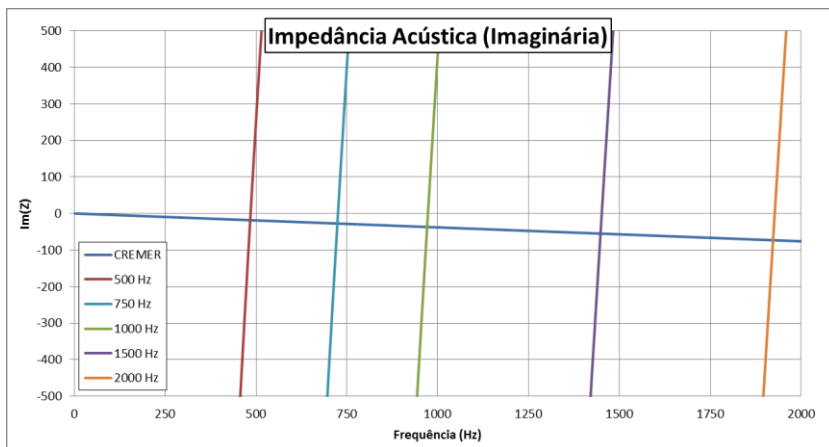


Figura 74 – Componente imaginária da impedância acústica para as configurações determinadas na Tabela 8.

Definiu-se a composição do filtro como 7 câmaras com 9 mm de largura, sendo divididas da seguinte forma: duas câmaras otimizadas para 750 Hz, duas para 1000 Hz, duas para 1500 Hz e uma para 2000 Hz. Na Figura 75 é apresentada a perda de transmissão calculada no modelo localmente reativo.

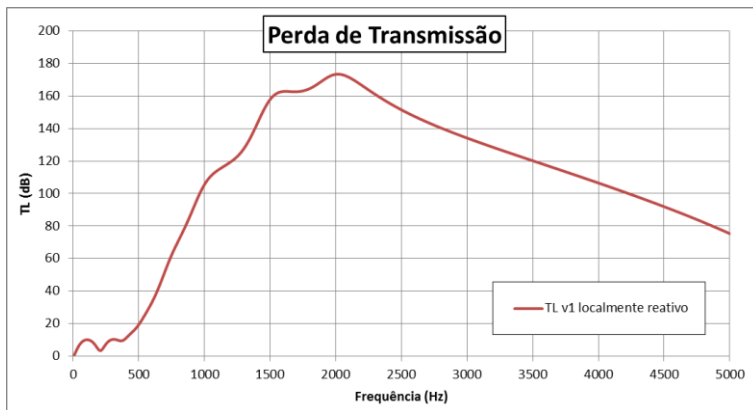


Figura 75 – Perda de transmissão para o modelo localmente reativo.

Nota-se que a curva apresenta picos de perda de transmissão nas frequências previamente determinadas, como esperado. Na Tabela 9 são apresentadas as diferenças entre os modelos localmente e não localmente reativo, calculadas a partir das fórmulas determinadas na Seção 3.4, enquanto que nas Figuras 75 e 76 a malha criada para a análise do modelo não localmente reativo e o resultado da perda de transmissão calculada são mostrados.

Tabela 9 – Diferenças percentuais entre o modelo localmente e não localmente reativo.

Região Propr.	750 Hz	1000 Hz	1500 Hz	2000 Hz
$\lambda$ (m)	0,215	0,161	0,107	0,081
$L/\lambda$	0,042	0,056	0,084	0,111
$\Delta f$ (%)	6,48	7,67	12,55	19,64
$\Delta TL$ (%)	-5,41	-12,20	-22,10	-27,97

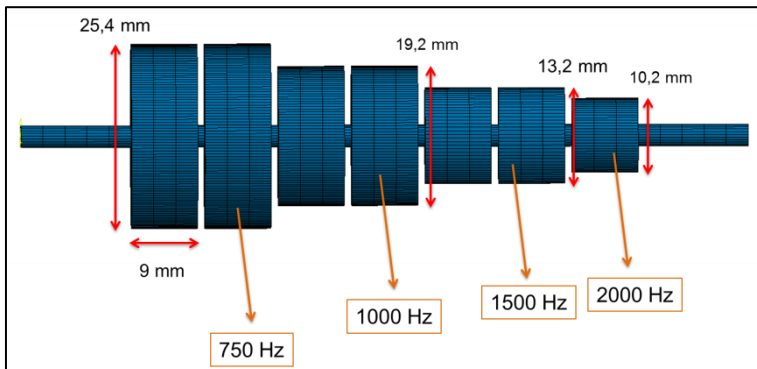


Figura 76 – Malha do modelo não localmente reativo.

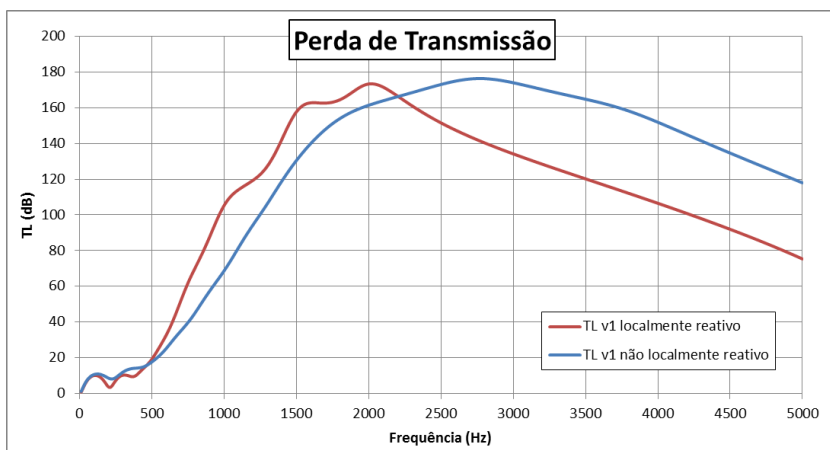


Figura 77 – Perda de transmissão para os modelos localmente e não localmente reativos.

Observa-se que no modelo não localmente reativo não são destacados os picos nas frequências otimizadas, mas todo o espectro é afetado pela absorção sonora do conjunto formado por tubos perfurados e câmaras, que são escalonadas ao longo do filtro. Nota-se também que na região de 500 Hz a absorção é de cerca de apenas 20 dB, valor muito baixo para a aplicação em compressores. Optou-se então por desenvolver uma segunda versão do filtro, adicionando uma câmara de expansão dupla e alterando o número de cavidades. Na Figura 78 é apresentada a malha da nova versão desenvolvida.



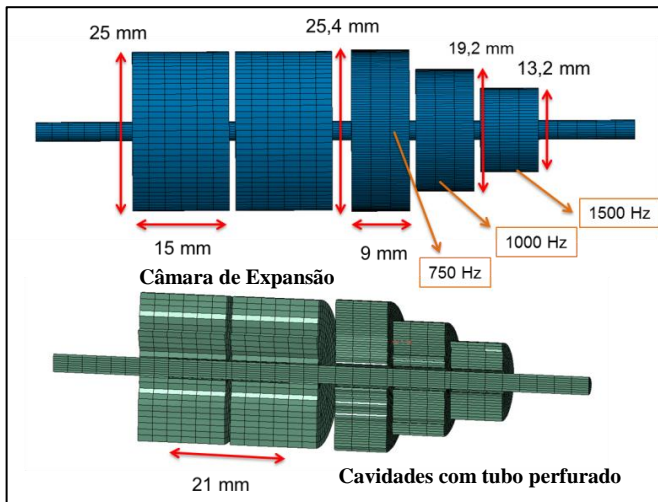


Figura 78 - Malha da segunda versão do filtro.

Na Figura 79 é mostrada a perda de transmissão apenas da câmara de expansão, calculada analiticamente.

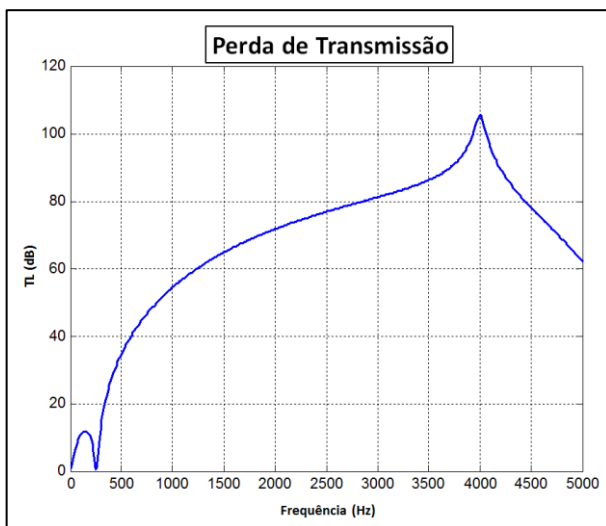


Figura 79 – Perda de transmissão da câmara de expansão.

Observa-se que na região de 500 Hz a perda de transmissão é de cerca de 35 dB. Na Figura 80 é apresentada a perda de transmissão do novo filtro.

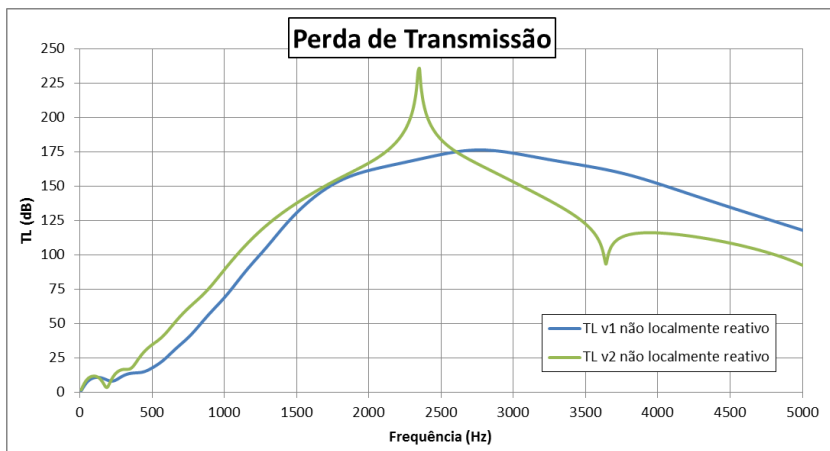


Figura 80 - Perda de transmissão das duas versões de filtro projetadas.

Houve um aumento na perda de transmissão a partir de 500 Hz em relação à primeira versão do filtro, devido aos efeitos da câmara de expansão. A partir de 2500 Hz, porém, há uma redução na perda de transmissão, mas para níveis ainda consideráveis. A interação entre a câmara de expansão e o filtro com tubos perfurados deslocou o pico de perda de transmissão da câmara de expansão de 4000 Hz para aproximadamente 2400 Hz. Este filtro foi construído para testes no compressor hermético. A próxima seção apresenta os testes realizados.

## 5.2 CONSTRUÇÃO E MEDIÇÕES

A segunda versão do filtro projetado, apresentada na Seção 5.1, foi dividido em componentes e construído. As câmaras foram fabricadas por usinagem em tarugos de aço e o tubo foi perfurado pelo processo de furação em bancada. Na Figura 81 estão ilustrados os componentes prontos para montagem.



Figura 81 – Componentes do filtro prontos para montagem.

Alguns componentes foram unidos pelo processo de brasagem, outros foram colados com cola estrutural. Na Figura 82 está mostrado o filtro acoplado ao tubo de descarga do compressor, montado no conjunto mecânico interno.

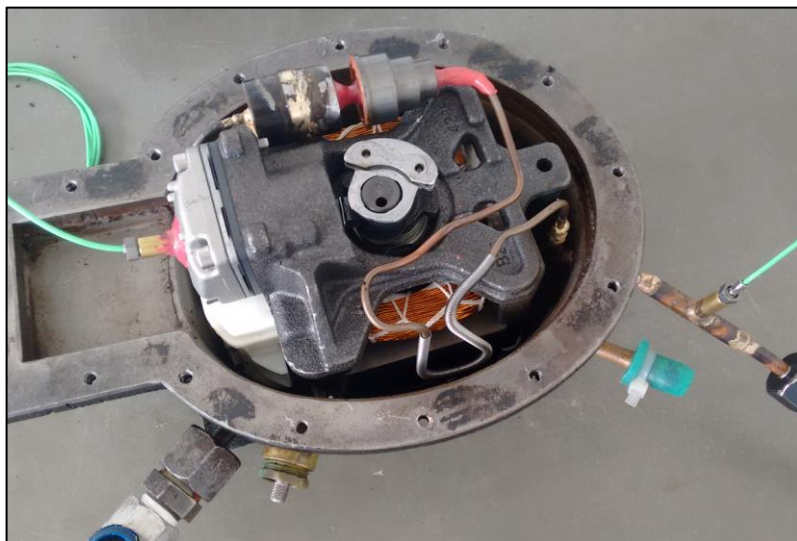


Figura 82 - Protótipo montado no conjunto mecânico interno.

Para a avaliação do desempenho do filtro realizaram-se algumas medições:

- Compressor montado com o modelo referência do tubo de descarga;
- Compressor montado com o protótipo fabricado;
- Compressor montado com um tubo simples, sem filtro.

Em todas as medições foram posicionados transdutores de pressão na tampa do cabeçote e no tubo de descarga, na saída do compressor, como mostrado na Figura 82. As medições foram realizadas na condição “*checkpoint*”. Com estas medições é possível realizar algumas análises. Ao se comparar os níveis de pressão sonora medidos no tubo de descarga para cada caso é possível avaliar a melhor configuração. Analisando o nível de pressão sonora no tubo de descarga em comparação com o nível na tampa do cabeçote é possível avaliar a atenuação sonora de todo o sistema de descarga para cada caso. As medições foram realizadas com um analisador de sinais da marca *LMS*, modelo *Scadas Mobile*. Nas Figuras 83 e 84 estão apresentados os resultados das medições realizadas com o protótipo e o tubo simples. Cada divisão da ordenada representa uma diferença de 5 dB.

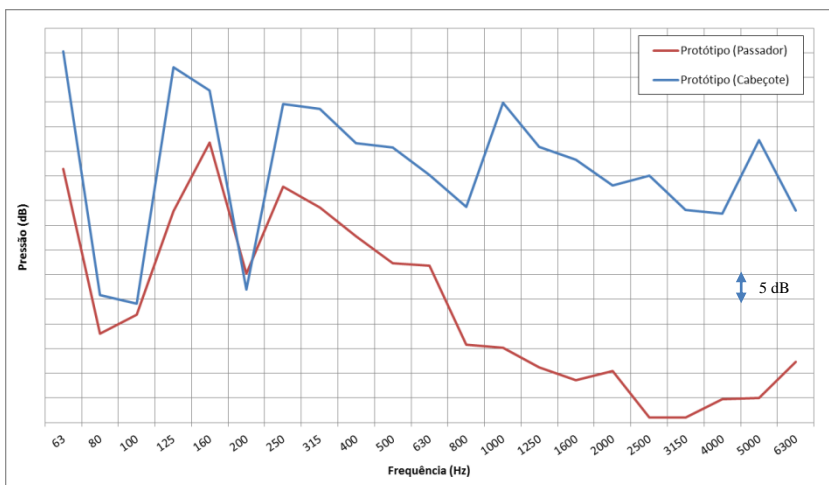


Figura 83 – Nível de pressão sonora do compressor com o filtro protótipo, medido na tampa do cabeçote e no tubo de descarga, na saída do compressor (em bandas de 1/3 de oitava).

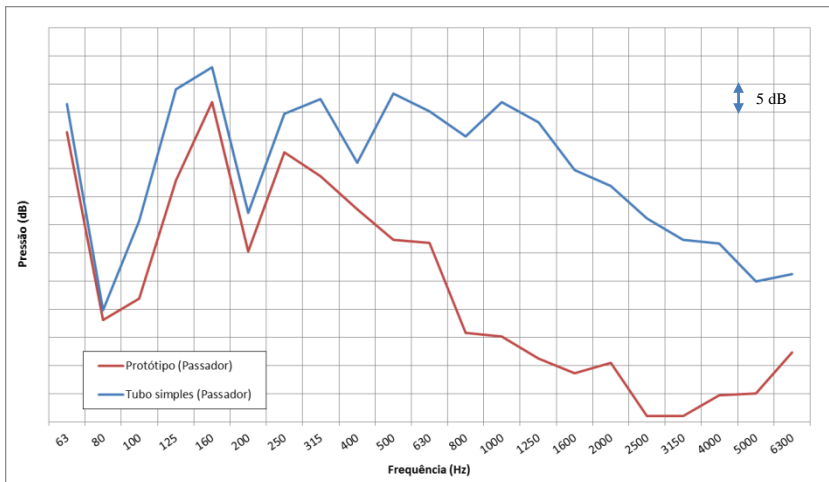


Figura 84 - Nível de pressão sonora do compressor no tubo com o protótipo e o tubo simples (em bandas de 1/3 de oitava).

Conclui-se que embora ocorra uma redução significativa entre os níveis de pressão do cabeçote para o tubo de descarga, assim como na comparação entre a pressão no tubo com o protótipo e com o tubo simples, a atenuação prevista na análise numérica é significativamente maior.

Alguns fatos, apresentados a seguir, podem explicar esses resultados. Existem duas fontes de energia vibroacústica que podem contribuir para a pressão na linha de descarga do compressor: os pulsos de pressão provenientes do movimento do pistão e abertura e fechamento da válvula de descarga; a vibração do conjunto mecânico interno que excita o tubo de descarga, que pode radiar energia sonora. O filtro de descarga atenua a energia acústica originada nos pulsos de pressão, que é dominante, sendo assim possível que o filtro tenha o desempenho esperado e que a pressão medida na descarga seja originada apenas pela vibração do conjunto mecânico interno, e conseqüentemente do tubo.

Para compreender melhor o comportamento vibroacústico do sistema de descarga do compressor realizou-se uma análise da seguinte forma: posicionou-se um acelerômetro triaxial, modelo 4535-B da *Bruel & Kjaer* na fixação do tubo de descarga no conjunto mecânico interno, obtendo-se assim os sinais de aceleração no domínio da frequência, nas três direções do acelerômetro. Modelou-se então o tubo de descarga numericamente, utilizando o MEF, criando um sistema acoplado

estrutural-acústico entre o tubo e o seu volume interno, para uma análise harmônica. Foram prescritos os valores da vibração medida, em  $m/s^2$ , como excitação e obteve-se a pressão no tubo de descarga como resposta. Na Figura 85 são apresentados os resultados desta análise em relação à pressão medida no tubo com o compressor montado com o protótipo. Cada divisão da ordenada representa 10 dB.

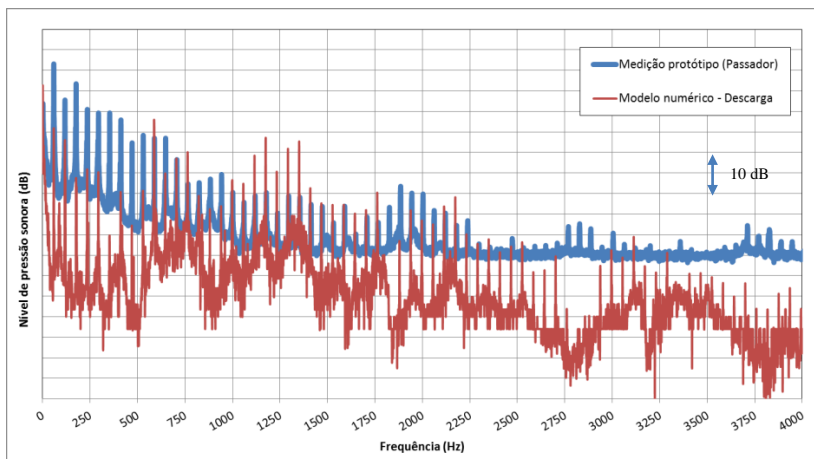


Figura 85 – Resultado da análise numérica para a pressão na descarga com excitação de aceleração no tubo e medição da pressão no tubo com o compressor montado com o protótipo.

Nota-se que a amplitude dos picos das duas curvas está em níveis próximos em diversas regiões do espectro, a partir de 500 Hz. Nas baixas frequências a análise numérica não representa o sistema pois o filtro possui baixa atenuação e a energia vibroacústica proveniente dos pulsos de pressão é dominante. Desta análise conclui-se que em algumas regiões do espectro a energia vibroacústica originada na vibração do conjunto mecânico interno possui níveis semelhantes ou maiores quando comparados à energia proveniente dos pulsos de pressão após sofrer atenuação pelo filtro.

Para algumas frequências a amplitude do nível de pressão medida é muito próxima do ruído de fundo do transdutor, como mostrado na Figura 86, onde cada divisão do eixo Y representa 5 dB. É possível que o a pressão na descarga do compressor esteja em níveis inferiores aos medidos.

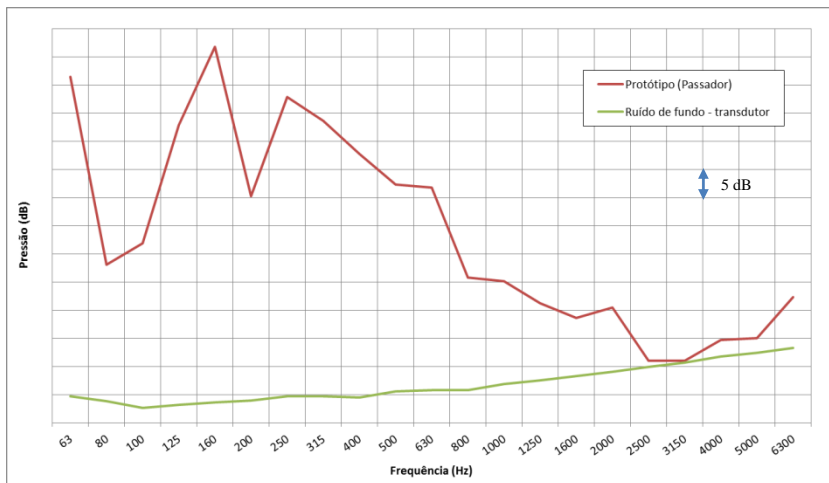


Figura 86 – Nível de pressão sonora do compressor com o protótipo comparada com o ruído de fundo do transdutor.

Na linha de descarga do compressor o fluido refrigerante possui vapor de óleo lubrificante em suspensão. Este, por sua vez, pode alterar as configurações do tubo perfurado ao se alojar nas perfurações, por exemplo. Este fenômeno pode alterar a atenuação do filtro fabricado.

A teoria de filtros com tubos perfurados e cavidades foi validada em um modelo com tubo de 47 mm de diâmetro, onde a superfície do tubo se aproxima de uma placa plana. No protótipo, porém, o diâmetro do tubo é muito menor, o que pode alterar a impedância da superfície perfurada, alterando assim o comportamento do filtro.

Na Figura 87 são apresentadas as medições da pressão no tubo para o compressor montado com o protótipo e com o modelo referência do filtro. Cada divisão da ordenada representa 5 dB. Observa-se que para a região em que o filtro foi projetado, de 500 Hz a 2000 Hz, os níveis de pressão ao se utilizar o protótipo são reduzidos.

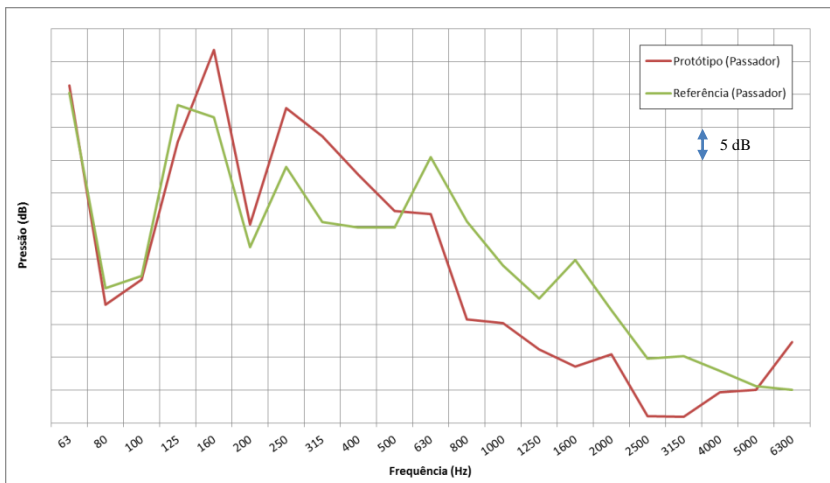


Figura 87 - Nível de pressão sonora do compressor no tubo com o protótipo e o filtro referência (em bandas de 1/3 de oitava).

Na Figura 88, por fim, são mostrados os espectros de pressão obtidos no cabeçote para os três casos. Observa-se que os níveis de pressão são semelhantes, sugerindo que nas três medições o compressor estava na mesma condição de operação. Cada divisão da ordenada representa 5 dB.

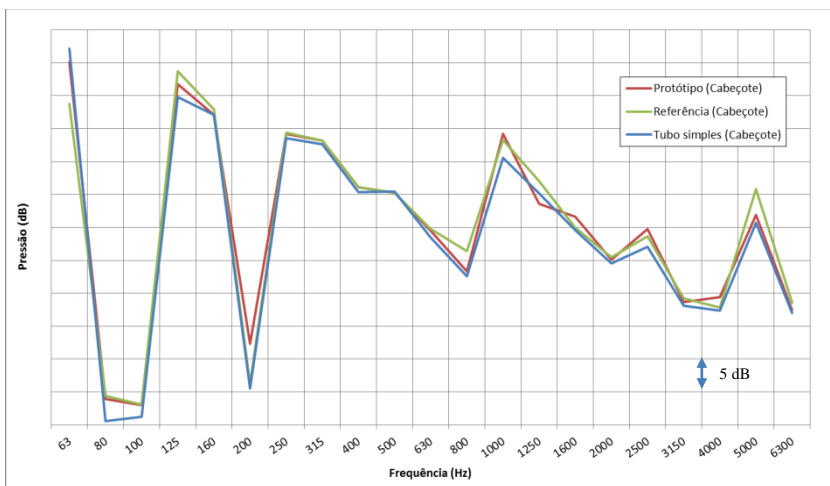


Figura 88 – Níveis de pressão sonora medidos no cabeçote com o protótipo, modelo referência e tubo simples.



Neste capítulo foi abordada a aplicação do modelo de filtro com tubos perfurados, desenvolvido ao longo deste trabalho, no sistema de descarga de um compressor hermético. O protótipo projetado apresentou bom desempenho para a faixa de frequência em que foi projetado, embora inferior ao previsto no modelo numérico. Existem, porém, possíveis efeitos não considerados que podem justificar esse comportamento, bem como evidências de que nas medições a vibração do tubo, proveniente do conjunto mecânico interno, excita o campo de pressão do volume interno do tubo, inibindo os efeitos do filtro. Mesmo com estas considerações o modelo desenvolvido apresentou desempenho superior ao modelo referência do filtro.



## 6 CONCLUSÕES

Este trabalho teve como principal objetivo avaliar a aplicação de um modelo de filtro acústico composto de um tubo perfurado e cavidades acústicas, para uso em filtros de descarga de compressores herméticos. Foi inicialmente realizada uma revisão sobre o comportamento vibroacústico de um compressor hermético e suas principais fontes de ruído e vibração. Observou-se que a pulsação de descarga é importante contribuinte para o ruído radiado por refrigeradores, visto que a energia é transmitida pelo condensador e excita o gabinete diretamente. Torna-se, então, necessário controlar a pulsação por meio de filtros acústicos.

Realizou-se uma revisão da teoria de painéis microperfurados de Maa. Mediu-se a absorção sonora de um painel no tubo de impedância, validando a impedância definida por Maa. Posteriormente, aplicou-se esta teoria para filtros com tubos perfurados e cavidades, concluindo-se que a expressão da impedância continua válida. Um modelo numérico por Método de Elementos Finitos foi desenvolvido para estas análises;

Foram avaliados os efeitos de não linearidades em painéis perfurados. Diversas medições foram realizadas e um ajuste de modelo foi realizado. Por fim, o modelo foi avaliado no filtro, obtendo-se resultados satisfatórios. Efeitos de fluxo também foram estudados no filtro, para os quais se obtiveram resultados satisfatórios;

Utilizando todos os conceitos apresentados no decorrer deste trabalho, desenvolveu-se um protótipo para uso no sistema de descarga de um compressor. Depois de fabricado, testes foram conduzidos, onde se observou eficiência inferior à esperada. Algumas hipóteses para este fato foram apresentadas.

Conclui-se que filtros com tubos perfurados possuem grande potencial de absorção sonora, conforme foi verificado no decorrer deste trabalho. Para a aplicação em compressores herméticos é necessária uma análise mais criteriosa acerca do comportamento vibroacústico do gás no sistema de descarga. Ainda assim o filtro prototipado apresentou desempenho superior ao modelo referência na faixa de frequência para a qual foi projetado.

### 6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros sugerem-se os seguintes temas:

- 1- Desenvolver um algoritmo para otimização de filtros com tubos perfurados. Na Seção 2.6 foi apresentado um modelo de otimização baseado na impedância de Cremer. Esta impedância, porém, prevê a máxima absorção para um duto infinito. No caso de um duto finito existem efeitos de reflexão das ondas sonoras que não estão previstos. Além disso, este tipo de filtro é não localmente reativo, logo o modelo apresentado para a otimização não é adequado. Sugere-se desenvolver um algoritmo para determinar as propriedades geométricas do filtro. Este algoritmo deve interagir com um *software* para análise numérica da perda de transmissão em cada iteração do processo.
- 2- Realizar uma análise da influência do diâmetro do tubo perfurado na impedância da superfície perfurada. Nas análises realizadas para validação do modelo de filtro com tubos perfurados utilizou-se um protótipo cujo tubo possui diâmetro de 47 mm. Para o filtro aplicado no compressor, o tubo possui apenas 3 mm de diâmetro. É possível que com a diminuição do diâmetro do tubo a impedância da superfície perfurada se altere, modificando o comportamento do filtro. Com uma análise variando o diâmetro do tubo seria possível entender o comportamento da impedância de superfície.
- 3- Analisar o efeito do óleo no fluido refrigerante. Na descarga do compressor o fluido refrigerante mistura-se com vapor de óleo lubrificante. A presença do óleo pode alterar as propriedades da superfície perfurada, alojando-se nas perfurações, por exemplo. Experimentos com foco na presença do óleo, portanto, podem dirimir dúvidas quanto a intensidade deste efeito.

## 7 REFERÊNCIAS

ABOM, M. and ALLAM, S., **Dissipative silencers based on micro-perforated plates**. SAE Technical Paper 2013-24-0071, 2013.

ALLAM, S., GUO, Y., and ABOM, M. **Acoustical study of micro-perforated plates for vehicle applications**. SAE Technical Paper 2009-01-2037, 2009.

ALLAM, S., ABOM, M. **A new type of muffler based on microperforated tubes**. Journal of Vibration and Acoustics 133, 2011.

ASTM E1050. **Standard test method for impedance and absorption of acoustical materials using a tube, two microphones and a digital frequency analysis system**. 2012

ASTM E2611. **Standard test method for measurement of normal incidence sound transmission of acoustical materials based on the transfer matrix method**. 2009.

BIES, D. A., WILSON, O. B. **Acoustic impedance of a Helmholtz resonator at very high amplitude**. Journal of Acoustical Society of America 29, 711-714. 1957.

BLACKSTOCK, D. T., **Fundamentals of Physical Acoustics**, 1<sup>a</sup> edição, Willey-Interscience, 2000.

BOLT, R. H., LABATE, S., INGARG, U. **The acoustic reactance of small orifices**. Journal of Acoustical Society of America 21, 94-97. 1949.

CREMER, L. **Theory regarding the attenuation of sound wall, and the maximum attenuation constant produced during this process**. Acustica 3:249-263, 1953.

DICKEY, N. S., SELAMET, A., NOVAK, J. M. **Multi-pass perforated tube silencers: A computational approach**. Journal of Sound and Vibration 211, 435-448. 1998.

DOI, R. M. **Validação de um modelo de conjunto para predição e análise vibroacústica de um compressor hermético**. [Tese].

Florianópolis: Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.

GOLDBERG, D. E., **Genetic Algorithms**. Pearson Education, 2006.

GOMES, A. R. **Análise comparativa de mecanismos de compressão para aplicação em refrigeração doméstica. [Dissertação]**. Florianópolis: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

GOMES, L. K. C. R. **Análise dinâmica do estator de um motor elétrico. [Dissertação]**. Florianópolis: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2014.

GUO, Y., ALLAM, S., ABOM, M. **Micro-perforated plates for vehicle application**. 37<sup>th</sup> International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, INTER-NOISE 2008, 2008.

HENSE, A. **Análise do ruído de um refrigerador excitado pelo condensador. [Dissertação]**. Florianópolis: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2015.

HERRIN, D. W., HUA, X., LIU, J. **Microperforated panel absorber design: A tutorial**. The 21<sup>st</sup> International Congress of Sound and Vibration, China, 2014.

INGARD, U., **On the theory and design of acoustic resonators**. Journal of the Acoustic Society of America 25, 1037-1061. 1953.

INGARD, U., LABATE, S. **Acoustic circulation effects and the nonlinear impedance of orifices**. Journal of Acoustical Society of America 22, 211-219. 1950.

INGARD, U. **Scattering and absorption by acoustic resonators. [Thesis]**. Massachusetts Institute of Technology. 1950.

INGARD, K. U., ISING, H., **Acoustic nonlinearity of an orifice**. Journal of the Acoustic Society of America 42, 617. 1967.

ISO 10534-2. **Acoustics - Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes - Part 2: Transfer-function method.** 1998.

KABRAL, R., DU, L., ABOM, M., and KNUTSSON, M. **A compact silencer for the control of compressor noise.** *SAE Int. J. Engines* 7(3):1572-1578, 2014.

MAA, D. Y. **Potential of microperforated panel absorber.** *Journal of the Acoustical Society of America* 104, 2861. 1998.

MAA, D. Y., **Microperforated-Panel wideband absorbers.** *Noise Control Engineering Journal*, 29-32. 11/1987.

MAA, D. Y. **Microperforated panel at high sound intensity.** *Proc. Internoise* 94. 1994.

MAREZE, P. H. **Aplicação de tubos ressonantes para atenuação sonora de cavidade e filtros acústicos.** [Dissertação]. Florianópolis: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2009.

MAREZE, P. H. **Análise da influência da microgeometria na absorção sonora de materiais porosos de estrutura rígida.** [Tese]. Florianópolis: Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2013.

MORAES, W. A. D. **Estudo do ruído de refrigeradores causada pela pulsação do fluido refrigerante no condensador** [Dissertação]. Florianópolis: Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2013.

PARK, S. H. **A design of micro-perforated panel absorber at high sound pressure environment in launcher fairings.** *Journal of Sound and Vibration* 332, 521-535. 2013.

SIVIAN, L. J., **Acoustic impedance of small orifices.** *Journal of the Acoustical Society of America* 7, 94-101. 1935.

TAN, W. H., RIPIN, A. M., **Analysis of exhaust muffler with micro-perforated panel.** *Journal of Vibroengineering*, Vol. 15, June 2013.

TAYONG, R., DUPONT, T., LECLAIRE P. **On the variations of acoustic absorption peak with particle velocity in micro-perforated panels at high level of excitation.** Journal of Acoustical Society of America 127(5), 2875-82. 2010.

TESLER, B. J. **The propagation and attenuation of sound in lined ducts containing uniform or “plug” flow.** Journal of Sound and Vibration 28(2), 151-203. 1973.

WANG, X. N. **Hybrid noise control in a duct using a light micro-perforated plate.** Journal of the Acoustical Society of America 132. 2012.

WOOD, J. K. **The acoustic resistance of a pipe orifice to steady-state fluid flow.** Journal of the Acoustical Society of America 26, 492-494. 1954.

XIANG, L., ZUO, S. ZHANG, M. HU, J., LONG. G. **Study of micro-perforated tube mufflers with adjustable transmission loss.** 166<sup>th</sup> Meeting of the Acoustical Society of America, San Francisco, California, 2013.



## APÊNDICES

### APÊNDICE A – CURVAS DE COEFICIENTE DE ABSORÇÃO SEM EFEITOS DE NÃO LINEARIDADES

A seguir são apresentadas as curvas de coeficiente de absorção das amostras fabricadas para o processo de ajuste de modelo dos efeitos de não linearidades. Inicialmente são mostradas as curvas para as medições em 100 dB, ou seja, sem efeitos de não linearidade, nas Figuras 88 a 90.

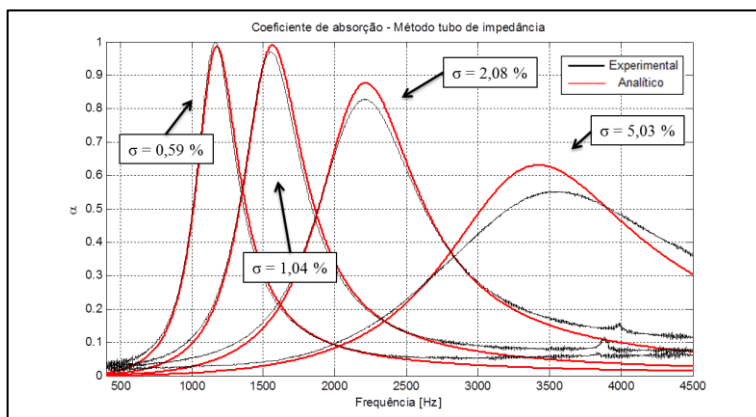


Figura 89 – Curvas de coeficiente de absorção para amostras com diâmetro de furo de 1 mm e espessura de 1 mm, a 100 dB.

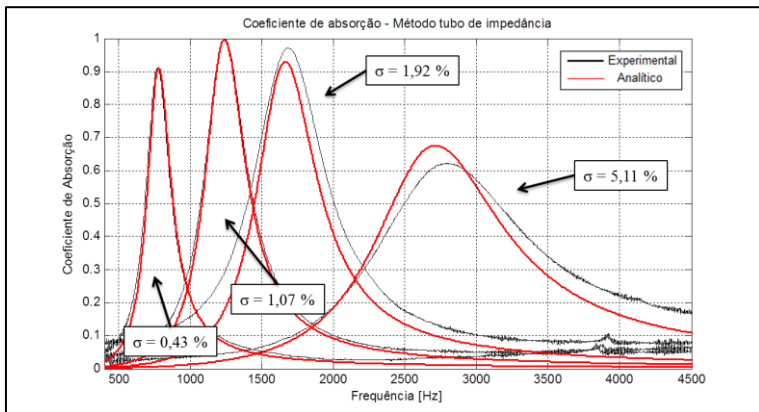


Figura 90 – Curvas de coeficiente de absorção para amostras com diâmetro de furo de 1,2 mm e espessura de 2 mm, a 100 dB.

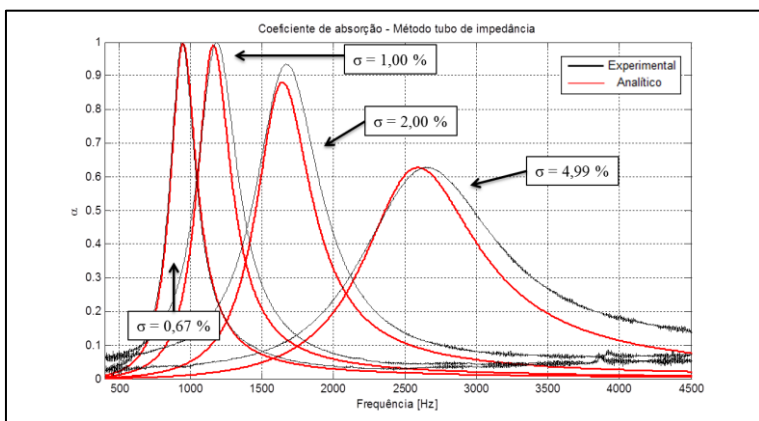


Figura 91 – Curvas de coeficiente de absorção para amostras com diâmetro de furo de 1,5 mm e espessura de 2 mm, a 100 dB.

## APÊNDICE B – CURVAS DE COEFICIENTE DE ABSORÇÃO COM EFEITOS DE NÃO LINEARIDADES

A seguir são apresentadas as curvas obtidas após o ajuste de curvas para os efeitos de não linearidades, nas Figuras 91 a 126. A nomenclatura das amostras segue a da Tabela 4.

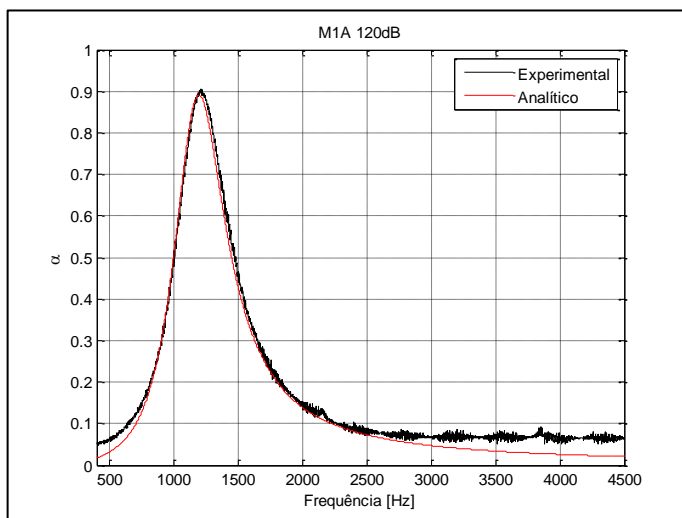


Figura 92 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 0,59%, a 120 dB.

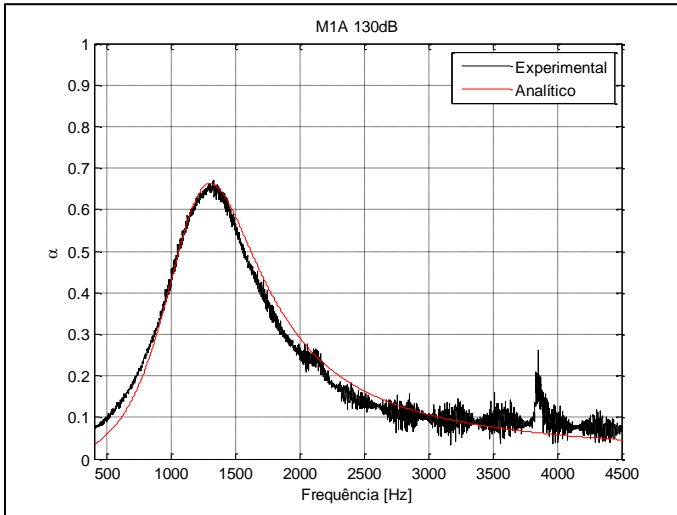


Figura 93 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 0,59%, a 130 dB.

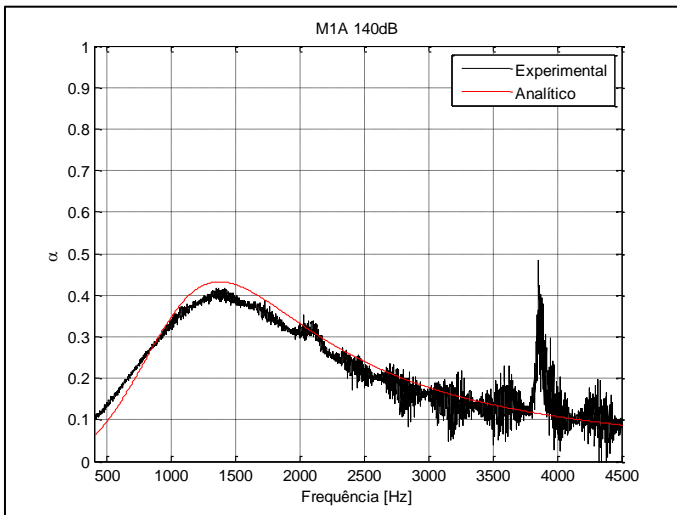


Figura 94 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 0,59%, a 140 dB.

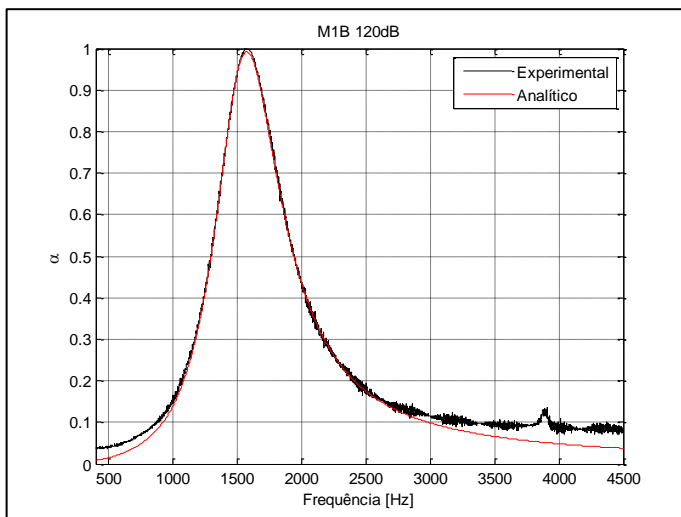


Figura 95 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 1,01%, a 120 dB.

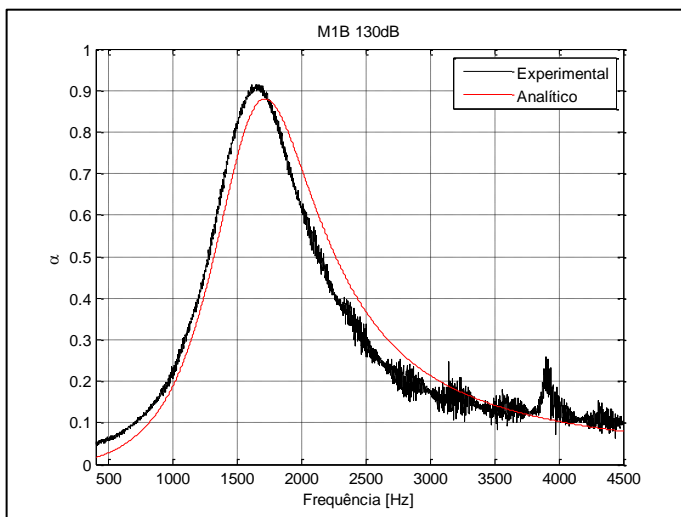


Figura 96 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 1,01%, a 130 dB.

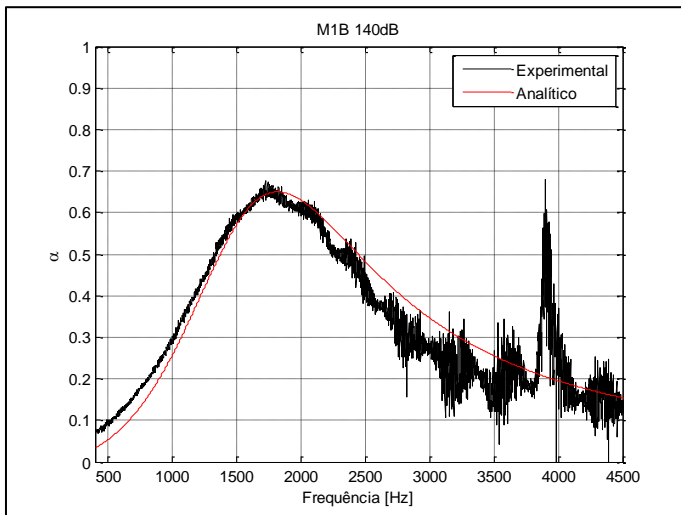


Figura 97 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 1,01%, a 140 dB.

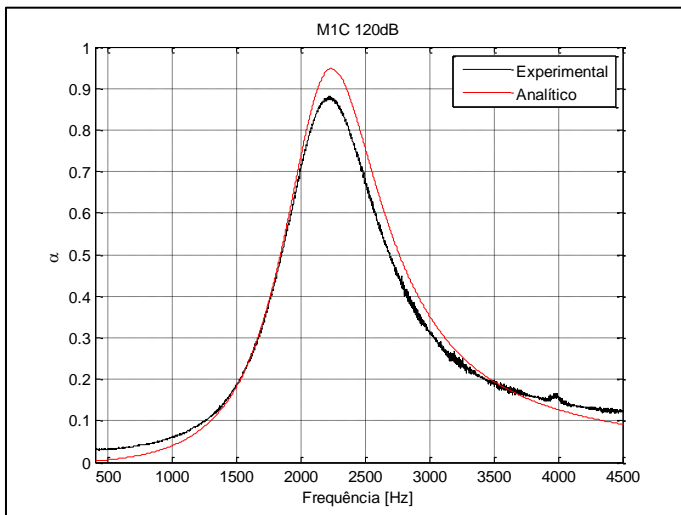


Figura 98 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 2,08%, a 120 dB.

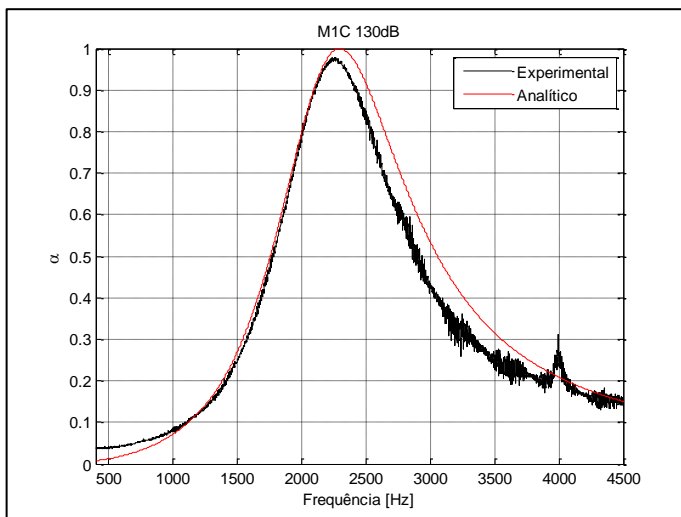


Figura 99 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 2,08%, a 130 dB.

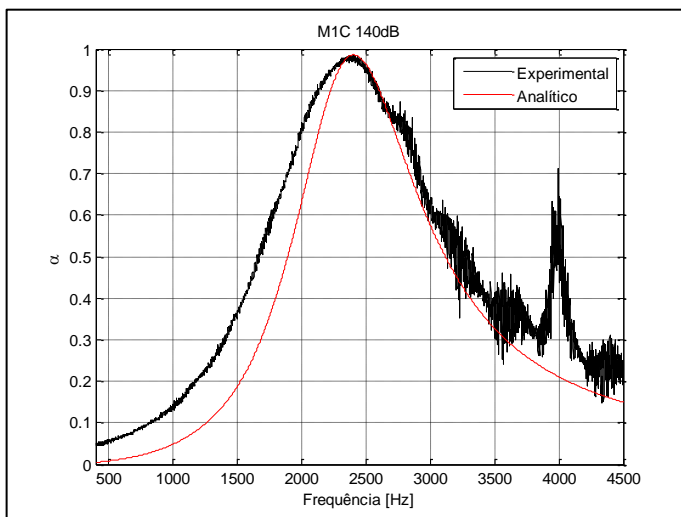


Figura 100 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 2,08%, a 140 dB.

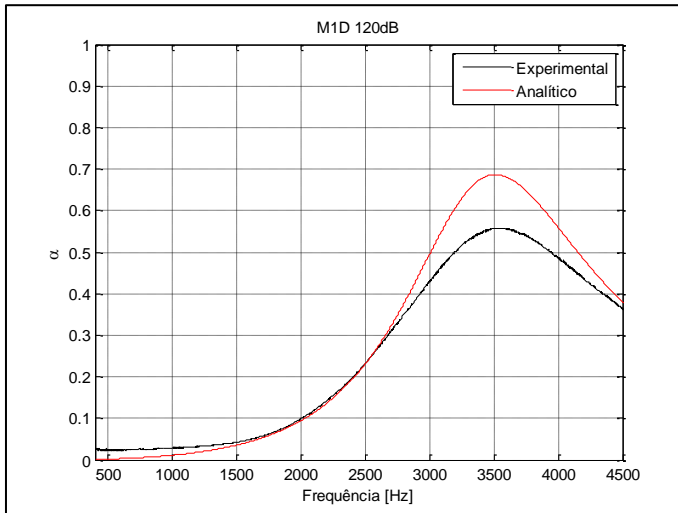


Figura 101 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 5,03%, a 120 dB.

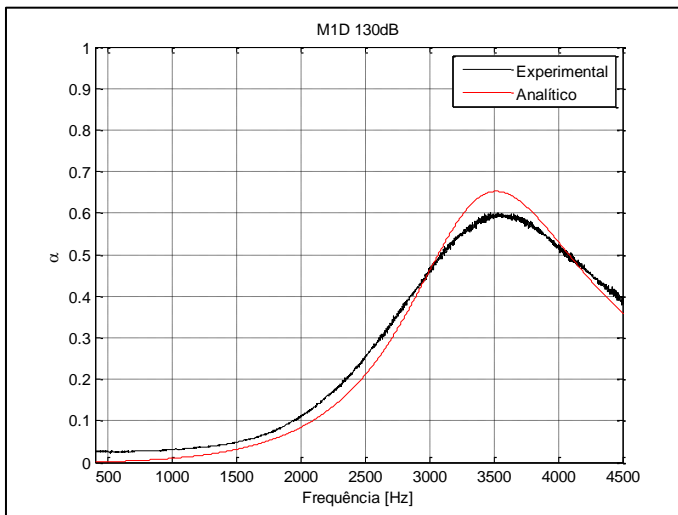


Figura 102 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 5,03%, a 130 dB.



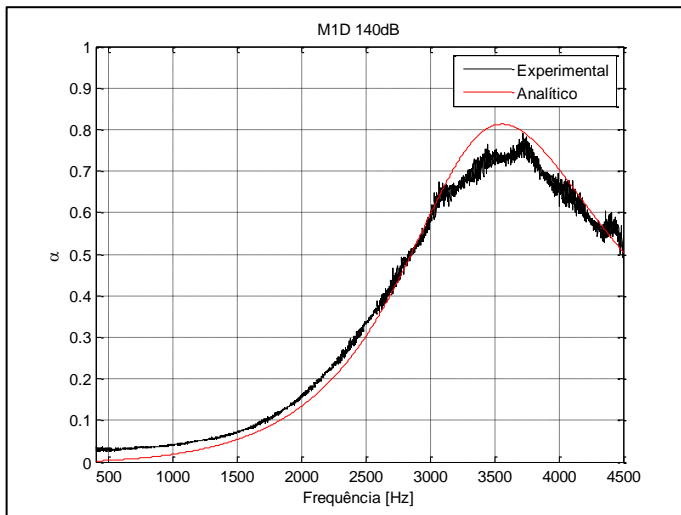


Figura 103 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1 mm, espessura de 1 mm e porosidade de 5,03%, a 140 dB.

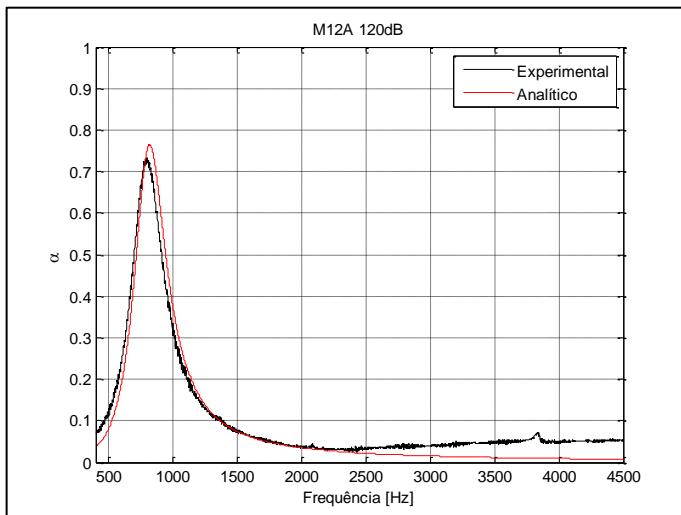


Figura 104 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 0,43%, a 120 dB.

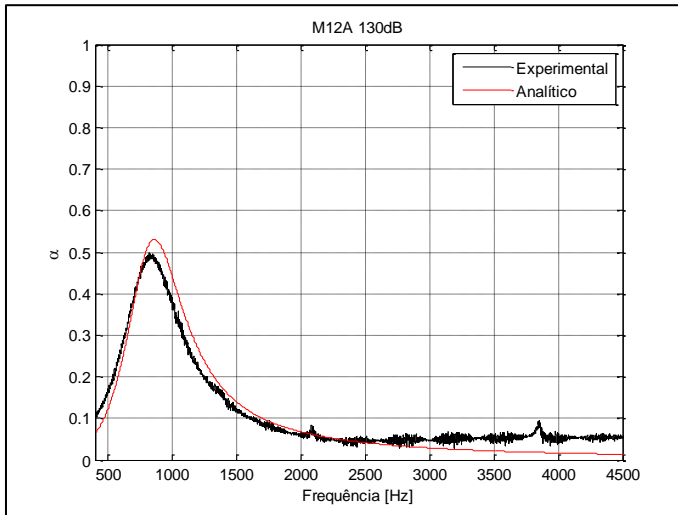


Figura 105 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 0,43%, a 130 dB.

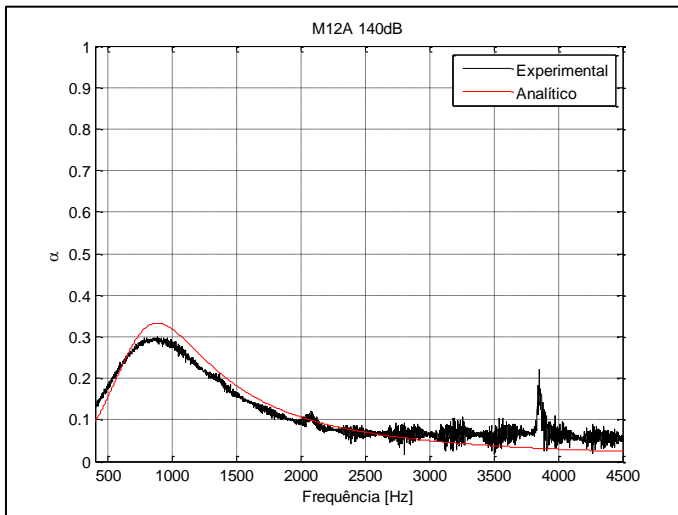


Figura 106 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 0,43%, a 140 dB.

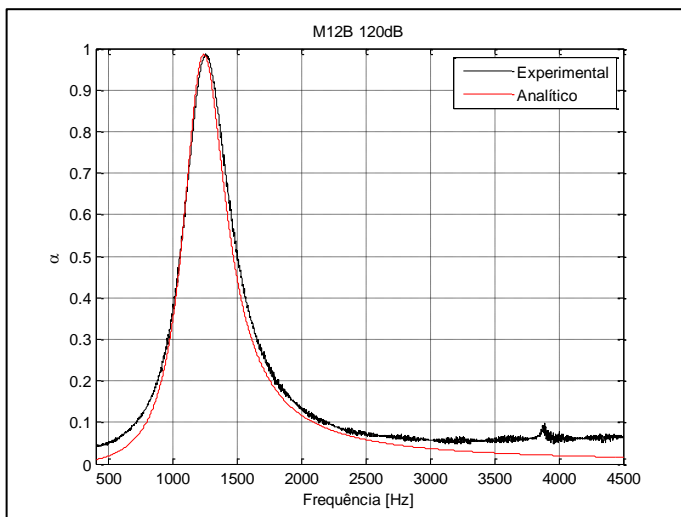


Figura 107 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,07%, a 120 dB.

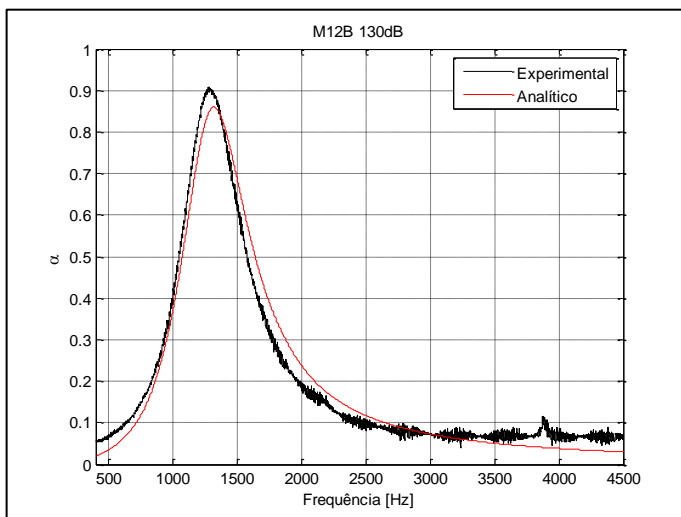


Figura 108 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,07%, a 130 dB.

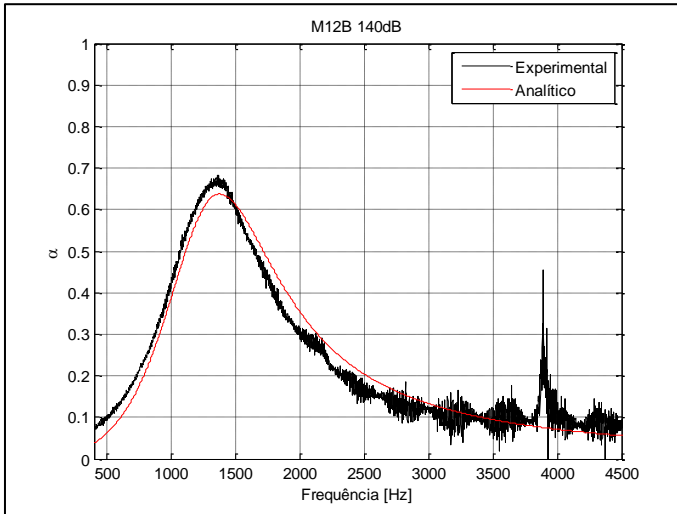


Figura 109 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,07%, a 140 dB.

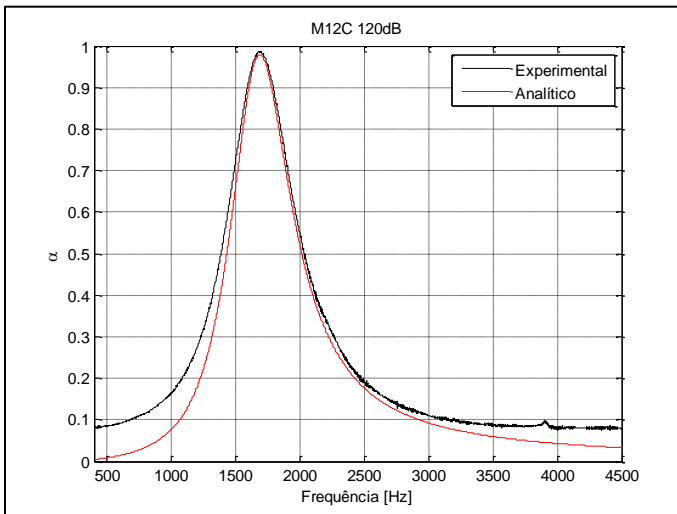


Figura 110 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,92%, a 120 dB.

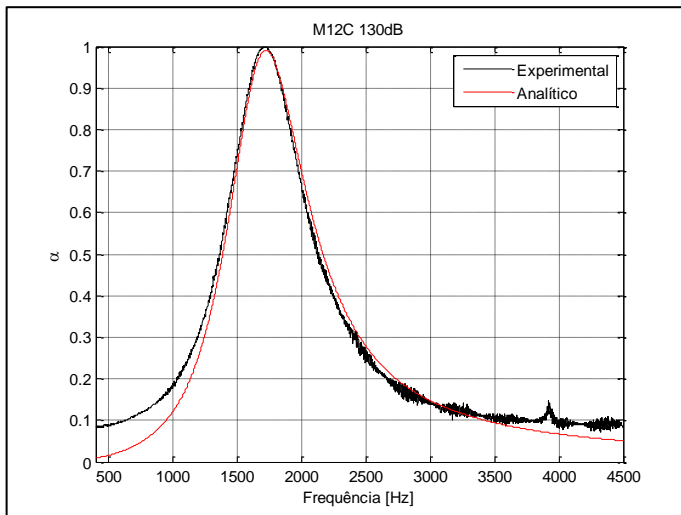


Figura 111 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,92%, a 130 dB.

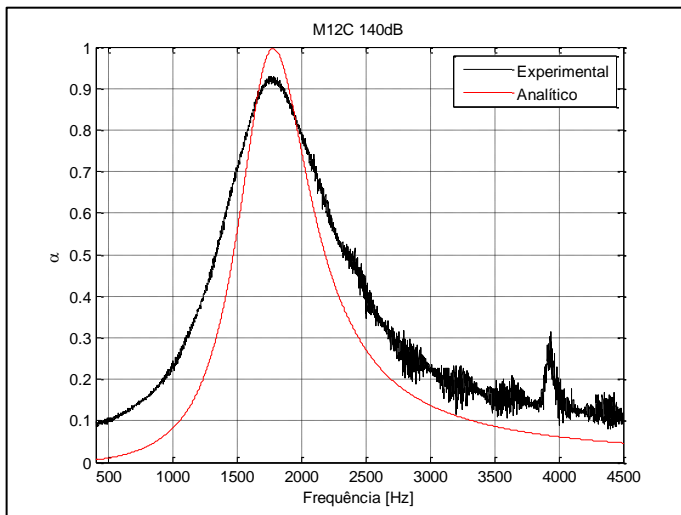


Figura 112 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,92%, a 140 dB.

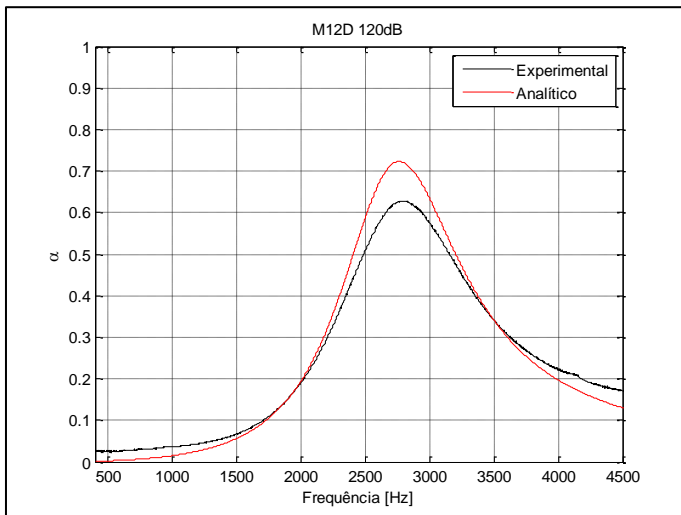


Figura 113 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 5,11%, a 120 dB.

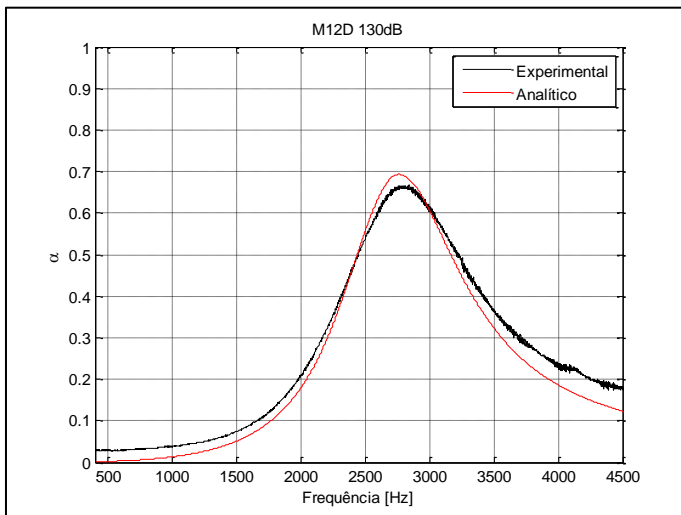


Figura 114 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 5,11%, a 130 dB.

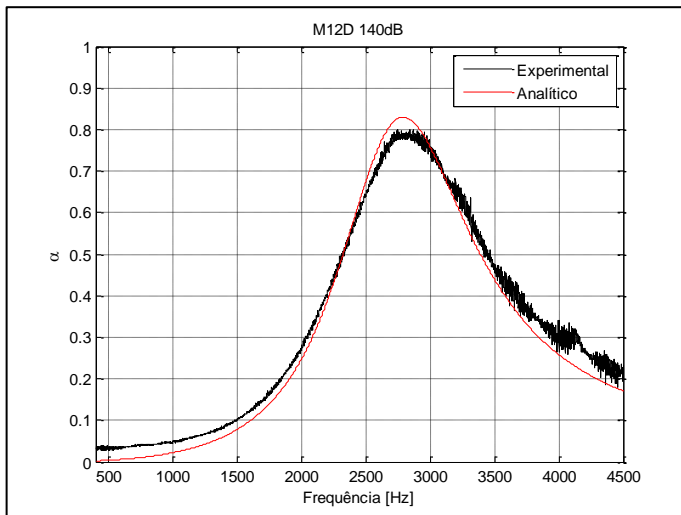


Figura 115 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,2 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 5,11%, a 140 dB.

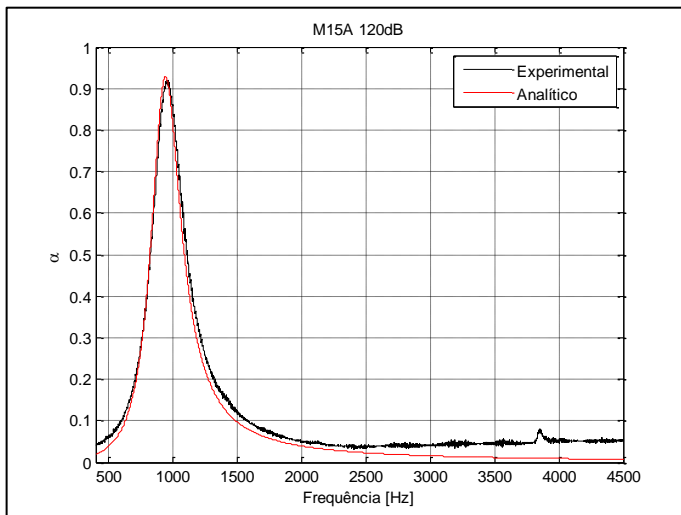


Figura 116 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 0,67%, a 120 dB.

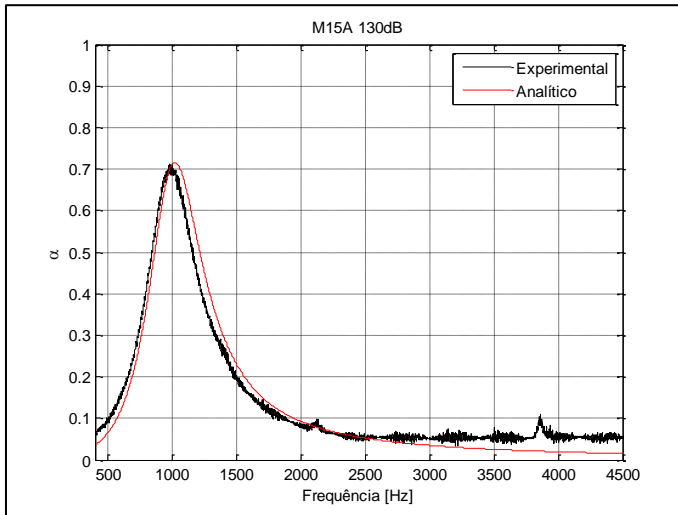


Figura 117 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 0,67%, a 130 dB.

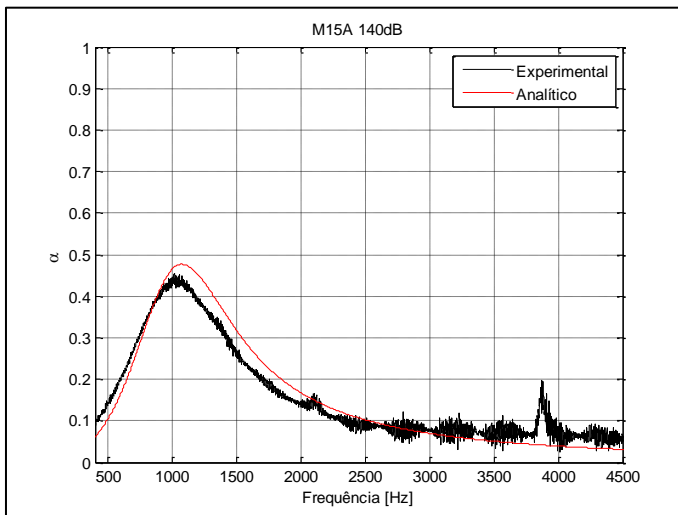


Figura 118 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 0,67%, a 140 dB.



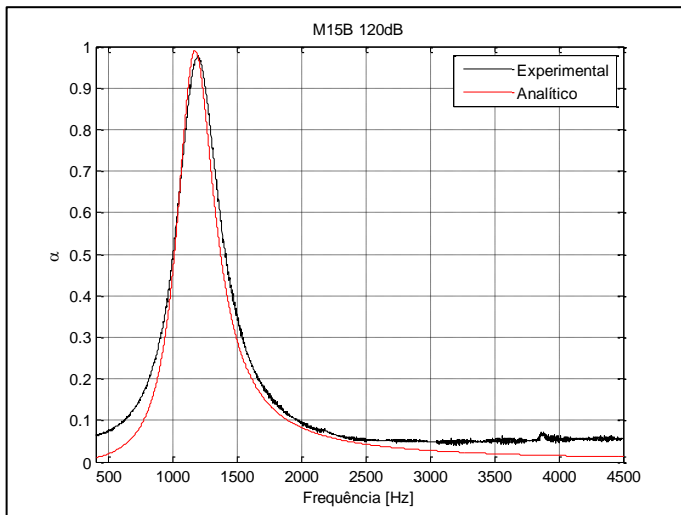


Figura 119 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,00%, a 120 dB.

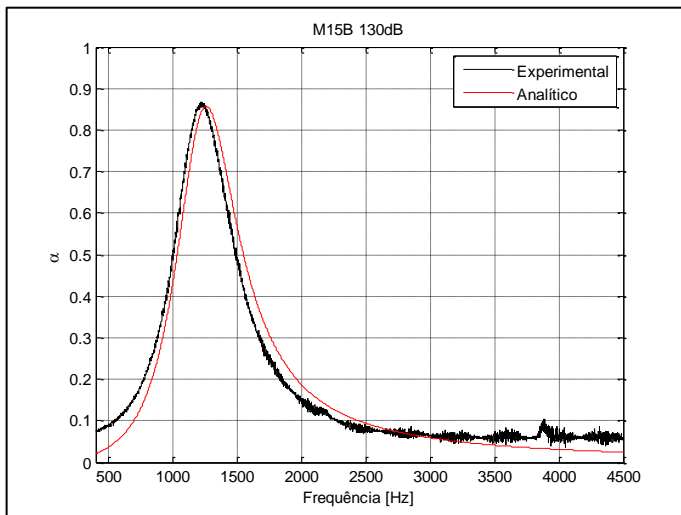


Figura 120 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,00%, a 130 dB.

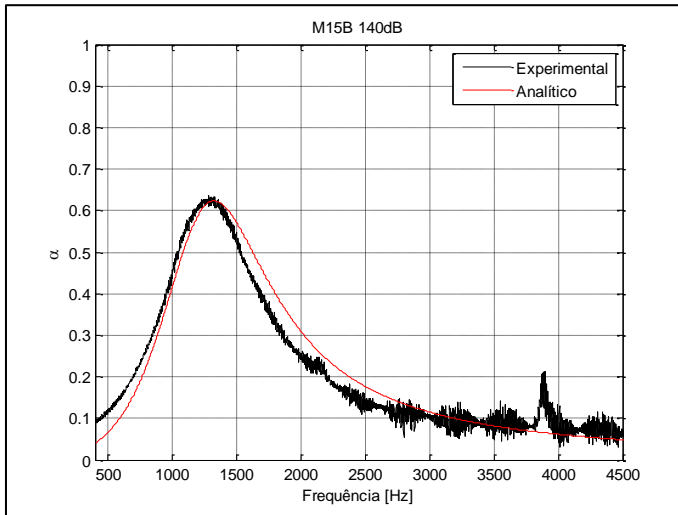


Figura 121 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 1,00%, a 140 dB.

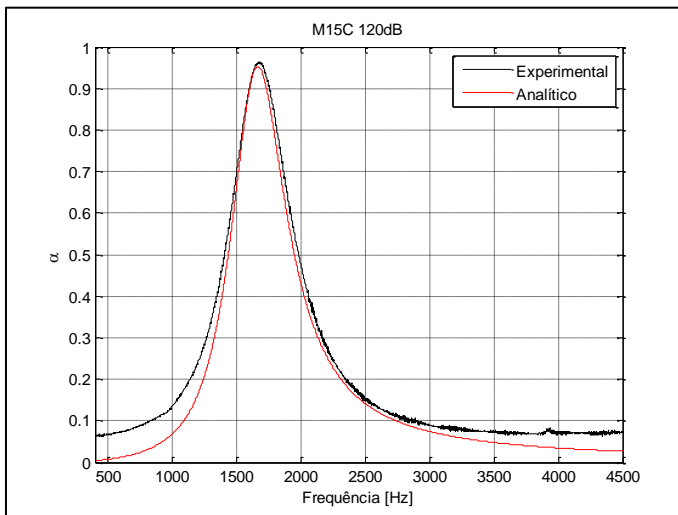


Figura 122 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 2,00%, a 120 dB.

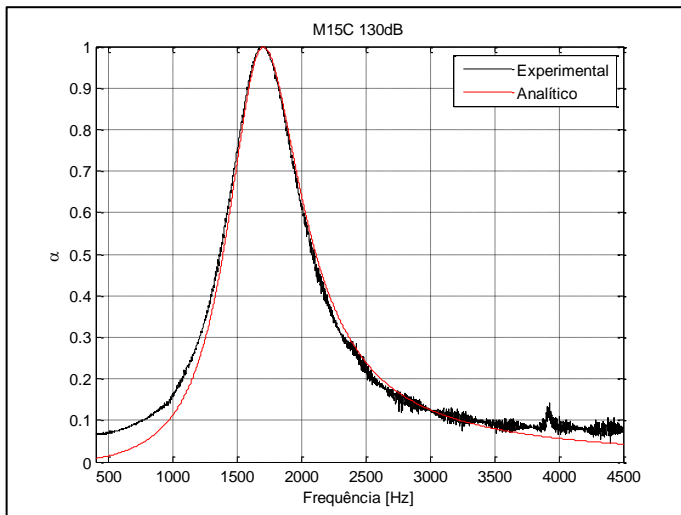


Figura 123 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 2,00%, a 130 dB.

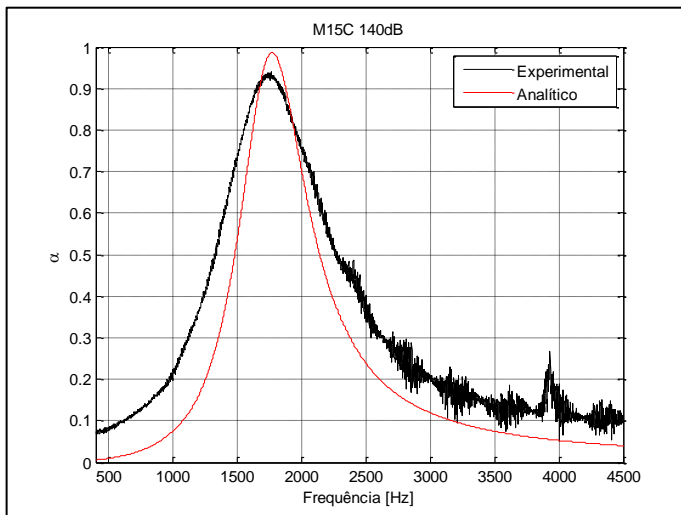


Figura 124 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 2,00%, a 140 dB.

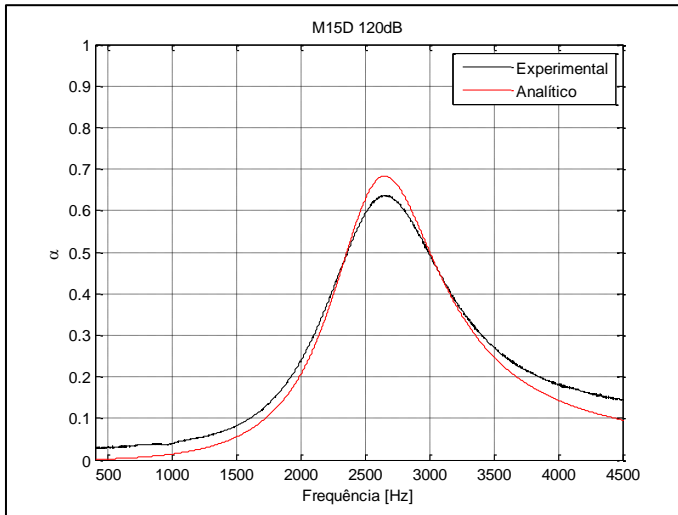


Figura 125 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 4,99%, a 120 dB.

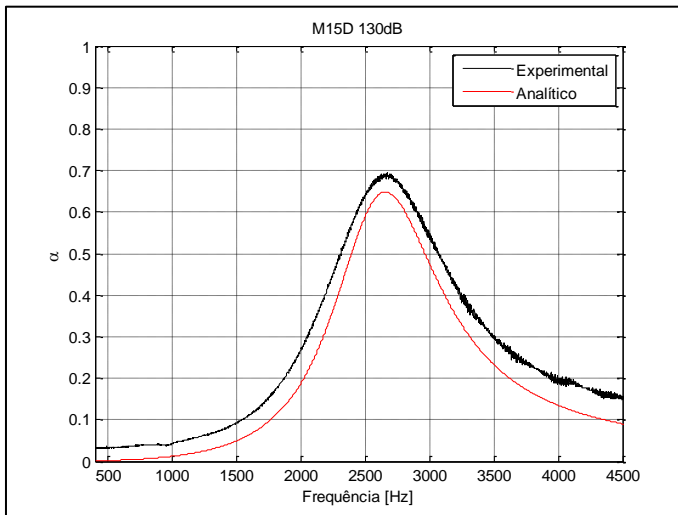


Figura 126 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 4,99%, a 130 dB.

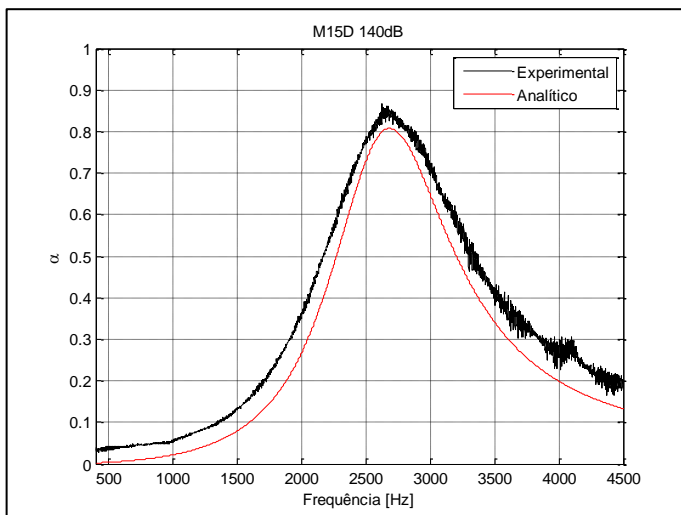


Figura 127 – Coeficiente de absorção para amostra com diâmetro de furo de 1,5 mm, espessura de 2 mm e porosidade de 4,99%, a 140 dB.