

PEDRO PIO ROSA NISHIDA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA FERRAMENTA
NUMÉRICO COMPUTACIONAL PARA AVALIAÇÃO
DA PROPAGAÇÃO SONORA EM AMBIENTES
FECHADOS**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2022

PEDRO PIO ROSA NISHIDA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA FERRAMENTA NUMÉRICO
COMPUTACIONAL PARA AVALIAÇÃO DA PROPAGAÇÃO SONORA
EM AMBIENTES FECHADOS**

Tese apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para obtenção do título de **DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA.**

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Orientador: Prof. Dr. Marcus Antônio V. Duarte.

UBERLÂNDIA – MG

2022

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

N724 Nishida, Pedro Pio Rosa, 1988-
2022 DESENVOLVIMENTO DE UMA FERRAMENTA NUMÉRICO
COMPUTACIONAL PARA AVALIAÇÃO DA PROPAGAÇÃO SONORA EM
AMBIENTES FECHADOS [recurso eletrônico] / Pedro Pio Rosa
Nishida. - 2022.

Orientador: Marcus Antonio Viana Duarte.
Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia,
Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

Modo de acesso: Internet.

Disponível em: <http://doi.org/10.14393/ufu.te.2022.615>

Inclui bibliografia.

Inclui ilustrações.

1. Engenharia mecânica. I. Duarte, Marcus Antonio
Viana, 1959-, (Orient.). II. Universidade Federal de
Uberlândia. Pós-graduação em Engenharia Mecânica. III.
Título.

CDU: 621

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:
Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091
Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-MG, CEP 38400-902
Telefone: (34) 3239-4282 - www.posmecanicaufu.com.br - secposmec@mecanica.ufu.br



ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Tese de Doutorado Acadêmico, nº 343, PPGEM				
Data:	07/12/2022	Hora de início:	14:00	Hora de encerramento:	17:00
Matrícula do Discente:	11813EMC010				
Nome do Discente:	Pedro Pio Rosa Nishida				
Título do Trabalho:	DESENVOLVIMENTO DE UMA FERRAMENTA NUMÉRICO COMPUTACIONAL PARA AVALIAÇÃO DA PROPAGAÇÃO SONORA EM AMBIENTES FECHADOS				
Área de concentração:	Mecânica dos Sólidos e Vibrações				
Linha de pesquisa:	Dinâmica de Sistemas Mecânicos				
Projeto de Pesquisa de vinculação:					

Reuniu-se por meio de videoconferência a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: Aristeu da Silveira Neto - FEMEC/UFU; Aldemir Aparecido Cavalini Junior - FEMEC/UFU; Arcanjo Lenzi - UFSC; Nilson Barbieri - PUC/PR; e Marcus Antonio Viana Duarte - FEMEC/UFU, orientador do candidato.

Iniciando os trabalhos, o presidente da mesa, Dr. Marcus Antonio Viana Duarte, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato, agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(às) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovado.

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Aldemir Aparecido Cavalini Junior, Professor(a) do Magistério Superior**, em 07/12/2022, às 17:04, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Nilson Barbieri, Usuário Externo**, em 07/12/2022, às 17:14, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Arcanjo Lenzi, Usuário Externo**, em 07/12/2022, às 18:40, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Marcus Antonio Viana Duarte, Usuário Externo**, em 09/12/2022, às 08:34, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Aristeu da Silveira Neto, Professor(a) do Magistério Superior**, em 12/12/2022, às 14:23, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **4107917** e o código CRC **E8F278E0**.

À memória de meus pais, Nelson e Marilda.
À minha esposa, Diule, e ao meu filho, Tomás.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus.

À Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica, pela oportunidade de realizar este curso.

Ao Programa de Pós-Graduação, pela estrutura fornecida para realização deste trabalho.

Aos órgãos CAPES, CNPQ e FAPEMIG, que contribuem com a existência e manutenção da qualidade do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica desta Universidade.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Marcus Antônio Viana Duarte, pela orientação, pelo apoio e companheirismo durante todo o desenvolvimento desta dissertação.

Ao Prof. Elias B. Teodoro (Phd), por todo o apoio e por toda a contribuição para o desenvolvimento deste trabalho.

Aos meus pais, que mesmo não estando presentes durante toda a minha jornada acadêmica, se esforçaram para que eu pudesse estudar e chegar aonde cheguei, além de me proporcionarem educação e exemplos que me tornaram a melhor pessoa que eu poderia ser.

À minha esposa, Diule, que esteve ao meu lado em todas as dificuldades, que me deu conforto e foi compreensiva em todas as turbulências, desde o dia que nos conhecemos.

Ao meu filho, Tomás, que trouxe a maior alegria que eu poderia conhecer na vida, além de estar presente em todos os momentos, me mantendo forte e me ajudando a persistir nos meus objetivos.

A todas as pessoas da minha família – irmãos, avós, primos e tias –, pelo carinho e pela atenção que sempre dedicam a mim.

Aos meus colegas de trabalho, por todo o apoio e companheirismo.

Aos meus amigos Vinicius, Jéssica, Marco Aurélio, Denise, Marlipe, Vanessa, Eder, Natália, Felipe, Ruan e Rafael, que tornaram mais fáceis os momentos difíceis.

Aos professores, técnicos e funcionários da Faculdade de Engenharia Mecânica e a todas as outras pessoas que contribuíram para a conclusão deste trabalho.

Meus sinceros agradecimentos.

NISHIDA, P. P. R. **Desenvolvimento de uma Ferramenta Numérico Computacional para Avaliação da Propagação Sonora em Ambientes Fechados**. 2022. 140 f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Resumo

Foi proposto neste trabalho o desenvolvimento de uma ferramenta computacional capaz de realizar simulações da propagação sonora em recintos fechados com resultados equivalentes aos observados na realidade e com menor custo computacional. Além disto, desejou-se a possibilidade de prever parâmetros de qualidade acústica das salas. Para isto, foi realizada uma revisão bibliográfica com os diferentes métodos para simulação acústica, e avaliados os mais adequados para a referida aplicação. Com base nesta revisão, o método escolhido foi o das Malhas de Guias de Ondas Digitais. A formulação deste método foi apresentada, além da implementação de novas técnicas, como a interpolação de malha e novas formulações para os contornos ou superfícies de obstáculos. Os resultados foram, inicialmente, validados com os obtidos através do Método dos Elementos Finitos. Também foi estudado um método para medição do coeficiente de absorção sonora *in situ* para utilização na modelagem acústica das diferentes superfícies presentes nas salas a serem simuladas. Finalmente, foram desenvolvidas simulações e experimentos utilizando uma sala em diferentes configurações, para a validação experimental dos resultados fornecidos pela ferramenta desenvolvida. Após a implementação do código com as soluções para redução do custo computacional e modelagem acústica mais precisa, foi possível considerar os resultados validados experimentalmente, o que permite caracterizar a ferramenta como precisa, além de apresentar menores tempos de cálculo e não exigir a alocação de maiores quantidades de memória para armazenamento das matrizes utilizadas nos cálculos.

Palavras-chave: Acústica. Acústica de Salas. Guias de Ondas Digitais. Validação Experimental. Acústica Aplicada.

NISHIDA, P. P. R. **Development of a computational numerical tool for the evaluation of sound propagation in closed environments**. 2022. 140 f. Doctoral Thesis, Federal University of Uberlândia.

Abstract

It was proposed in this work the development of a computational tool capable of carrying out simulations of sound propagation in closed rooms with results equivalent to those observed in reality and with a lower computational cost. In addition, the possibility of predicting acoustic quality parameters of the rooms was desired. For this, a literature review was carried out with the different methods for acoustic simulation, and evaluated the most suitable for the referred application. Based on this review, the method chosen was the Digital Waveguide Meshes. The formulation of this method was presented, in addition to implementations of new techniques such as mesh interpolation and new formulations for the contours or surfaces of obstacles. The results were, initially, validated with those obtained through the Finite Element Method. A method for measuring the *in situ* sound absorption coefficient was also studied for use in the acoustic modeling of the different surfaces present in the rooms to be simulated. Finally, simulations and experiments were developed using a room in different configurations for the experimental validation of the results provided by the developed tool. After implementing the code with the solutions to reduce the computational cost and more accurate acoustic modeling, the results were considered experimentally validated, which allows characterizing the tool as accurate, in addition to presenting shorter calculation times and not requiring the allocation of larger amounts of memory for storing the matrices.

Keywords: Acoustics. Room Acoustics. Digital Waveguides. Experimental Validation. Applied Acoustics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Distribuição da energia do raio incidente pela absorção, reflexão especular e espalhamento (CAMILO; TENTEBAUM; COELHO, 2002)	12
Figura 2.2	Tempo ótimo de reverberação (GERGES, 2000)	25
Figura 3.1	Representação esquemática de um Tubo de Impedância (PEREIRA, 2016)	31
Figura 3.2	Representação esquemática dos elementos do método de medição do coeficiente de absorção <i>in situ</i> (OLIVEIRA; TEODORO, 2005)	33
Figura 3.3	Representação esquemática do sistema de medição (Modificada a partir de Takahashi, Otsuru e Tomiku, 2005)	34
Figura 3.4	Modelo do tubo de impedância utilizado	36
Figura 3.5	Alto-falante JBL2426H	37
Figura 3.6	Microfone de ½ polegada PCB 426E01	37
Figura 3.7	Placa de aquisição National Instruments NI-USB9162	38
Figura 3.8	Gerador de sinais DS360	38
Figura 3.9	Representação esquemática utilizada para a medição do coeficiente de absorção sonora, utilizando o tubo de impedância pelo método da Função Transferência	39
Figura 3.10	Suporte das amostras a serem encaixadas tubo de impedância, com e sem amostras	39
Figura 3.11	Disco metálico para redução na profundidade do suporte	40
Figura 3.12	Posicionamento dos microfones no tubo de impedância	40
Figura 3.13	Estrutura desenvolvida para posicionamento dos microfones para a medição do coeficiente de absorção <i>in situ</i> com Ruído Ambiente Anônimo	41

Figura 3.14	Comparação entre os coeficientes de absorção sonora da Lã de Vidro obtidos pelo Método do Tubo de Impedância – Método da Função Transferência – e pelo Método <i>in situ</i> – Ruído Ambiente Anônimo	41
Figura 3.15	Comparação entre os coeficientes de absorção sonora da Lã de Rocha obtidos pelo Método do Tubo de Impedância – Método da Função Transferência – e pelo Método <i>in situ</i> – Ruído Ambiente Anônimo	42
Figura 4.1	Junta de Dispersão Genérica (CAMPOS, 2004 <i>apud</i> BOAVENTURA, 2014)	45
Figura 4.2	Topologias para a composição de uma DWM bidimensional: (a) Malha Quadrada; (b) Malha Triangular (Modificada a partir de Murphy e Howard, 2000)	47
Figura 4.3	Representação de uma junta genérica da Malha Quadrada	47
Figura 4.4	Topologia de malhas tridimensionais: (a) Cúbica; (b) Dodecaédrica; (c) Tetraédrica; e (d) Octaédrica (Modificada a partir de Murphy <i>et al.</i> , 2007)	49
Figura 4.5	Representação da junta genérica da Malha Cúbica	49
Figura 4.6	Terminação de uma Malha de Guia de Ondas Digitais devido a um contorno, resultando em reflexão (Modificada a partir de Murphy e Mullen, 2002)	50
Figura 4.7	Junta do contorno e juntas vizinhas utilizadas na expansão de Taylor (Modificada a partir de Murphy e Mullen, 2002)	52
Figura 4.8	Representação esquemática da restrição da propagação sonora em uma Malha de Guias de Ondas Digitais Quadrada (BOAVENTURA, 2014)	54
Figura 4.9	Propagação da pressão sonora na malha quadrada original	55
Figura 4.10	Estrutura da malha bidimensional com propagação em várias direções hipotéticas	55
Figura 4.11	Malha de Guias de Ondas Digitais desinterpolada, representando as juntas para as quais a pressão das juntas P_H irá se propagar	56

Figura 4.12	Geometria utilizada como base para a definição dos coeficientes de interpolação	57
Figura 4.13	Juntas vizinhas à junta central, considerando a malha cúbica original	58
Figura 4.14	As doze juntas vizinhas à junta central, nas direções das diagonais das faces	58
Figura 4.15	As oito juntas vizinhas à junta central em direções das diagonais do cubo	59
Figura 4.16	Geometrias da representação bidimensional de salas para simulação: (a) Sala vazia; (b) Sala com barreira central; (c) Sala com barreiras laterais	61
Figura 4.17	Excitação inserida pela fonte no sistema	63
Figura 4.18	Comparação da resposta no tempo da pressão sonora da sala (a) obtido via DWM e MEF. (a) Sinais simulados para o ponto A; (b) Sinais simulados para o ponto B; (c) Sinais simulados para o ponto C	64
Figura 4.19	Avaliação do efeito do refinamento da malha de DWM e comparação com os resultados de MEF para a sala (a). (a) Sinais simulados para o ponto A; (b) Sinais simulados para o ponto B; (c) Sinais simulados para o ponto C	65
Figura 4.20	Avaliação do efeito da interpolação da malha de DWM e comparação com os resultados de MEF para a sala (a). (a) Sinais simulados para o ponto A; (b) Sinais simulados para o ponto B; (c) Sinais simulados para o ponto C	66
Figura 4.21	Resultados da comparação da absorção total da Formulação Tradicional do DWM e do MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	68
Figura 4.22	Resultados da comparação da absorção total da Formulação por expansão em séries de Taylor, do DWM e do MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	69
Figura 4.23	Distribuição da pressão sonora na área da sala, no Instante 0,005 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	70

Figura 4.24	Distribuição da pressão sonora na área da sala, no Instante 0,010 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	70
Figura 4.25	Distribuição da pressão sonora na área da sala, no Instante 0,015 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	71
Figura 4.26	Distribuição da pressão sonora na área da sala, no Instante 0,020 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	71
Figura 4.27	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,5 segundos da Sala (a) bidimensional – Configuração 1, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	72
Figura 4.28	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,005 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	73
Figura 4.29	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,010 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	73
Figura 4.30	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,015 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	74
Figura 4.31	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,020 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	74
Figura 4.32	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (a) bidimensional – Configuração 2, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	76
Figura 4.33	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (a) bidimensional – Configuração 3, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	77
Figura 4.34	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,5 segundos da Sala (b) bidimensional – Configuração 1, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	78

Figura 4.35	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,005 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	78
Figura 4.36	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,010 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	78
Figura 4.37	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,015 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	79
Figura 4.38	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,020 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	79
Figura 4.39	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (b) bidimensional – Configuração 2, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	80
Figura 4.40	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (b) bidimensional – Configuração 3, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	81
Figura 4.41	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (b) bidimensional – Configuração 4, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	82
Figura 4.42	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,5 segundos da Sala (c) bidimensional – Configuração 1, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	83
Figura 4.43	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,005 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	84
Figura 4.44	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,010 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	84
Figura 4.45	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,015 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	85

Figura 4.46	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,20 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	85
Figura 4.47	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (c) bidimensional – Configuração 2, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.	86
Figura 4.48	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (c) bidimensional – Configuração 3, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	87
Figura 4.49	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (c) bidimensional – Configuração 4, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	88
Figura 4.50	Geometrias da representação tridimensional das salas para simulação: (a) Sala vazia; (b) Sala com barreira central; (c) Sala com barreiras laterais	89
Figura 4.51	Posicionamento das fontes e dos pontos de controle nos modelos tridimensionais das salas. (a) Sala vazia; (b) Sala com barreira central; (c) Sala com barreiras laterais	90
Figura 4.52	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,5 segundos da Sala (a) tridimensional – Configuração 1, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	91
Figura 4.53	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,005 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	92
Figura 4.54	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,010 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	93
Figura 4.55	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,015 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	93
Figura 4.56	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,020 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	94

Figura 4.57	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (a) tridimensional – Configuração 2, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	95
Figura 4.58	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (a) tridimensional – Configuração 3, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	96
Figura 4.59	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (a) tridimensional – Configuração 4, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	97
Figura 4.60	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,5 segundos da Sala (b) tridimensional – Configuração 1, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	98
Figura 4.61	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,005 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	99
Figura 4.62	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,010 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	99
Figura 4.63	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,015 segundos. À esquerda, o resultado do DW; e à direita, o resultado do MEF	100
Figura 4.64	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,020 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	100
Figura 4.65	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (b) tridimensional – Configuração 2, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	101
Figura 4.66	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (b) tridimensional – Configuração 3, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	102

Figura 4.67	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (b) tridimensional – Configuração 4, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	103
Figura 4.68	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,5 segundos da Sala (c) tridimensional – Configuração 1, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	104
Figura 4.69	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,005 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	105
Figura 4.70	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,010 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	105
Figura 4.71	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,015 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	106
Figura 4.72	Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,020 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF	106
Figura 4.73	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (c) tridimensional – Configuração 2, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	107
Figura 4.74	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala Tridimensional (c) – Configuração 3, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	108
Figura 4.75	Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (c) tridimensional – Configuração 4, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C	109
Figura 5.1	Representação esquemática da sala utilizada como objeto de estudo para validação da ferramenta computacional desenvolvida	111
Figura 5.2	Caixa de Som KRK ROKIT RP8 G4	112

Figura 5.3	Equipamentos utilizados no procedimento experimental. (a) Microfone de $\frac{1}{2}$ polegada PCB 426E01 pré-amplificado; (b) Placa de Aquisição da National Instruments (Modelo NI-USB9162)	113
Figura 5.4	Posição da mobília nas configurações de experimento de 5 a 8	114
Figura 5.5	Sinal obtido para medição do Tempo de Reverberação	115
Figura 5.6	Modelo geométrico da sala. (a) Sala Vazia; (b) Sala mobiliada com a presença da manta de lã de vidro	116
Figura 5.7	Procedimento para importação das propriedades dos nós da malha de elementos finitos para os nós da malha de guias de ondas digitais	118
Figura 5.8	Excitação inserida pela fonte no sistema	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	Características dos materiais das amostras testadas	35
Tabela 4.1	Localização da fonte e dos receptores das geometrias simuladas de acordo com o sistema de coordenadas estabelecido	61
Tabela 4.2	Coefficientes de absorção definidos para as simulações realizadas	62
Tabela 4.3	Tempos de processamento para cada simulação realizada na etapa de verificação do método de Interpolação de Malha	67
Tabela 4.4	Localização da fonte e dos receptores das geometrias simuladas de acordo com o sistema de coordenadas estabelecido	91
Tabela 5.1	Configurações da sala para cada medição do tempo de reverberação	119
Tabela 5.2	Superfícies e materiais considerados no modelo acústico simulado utilizando a DWM	129
Tabela 5.3	Tempos de reverberação obtidos para a Configuração 1 da sala, através do procedimento experimental e através do DWM para diferentes refinamentos	121
Tabela 5.4	Comparação dos resultados das simulações via DWM com os resultados experimentais para as configurações da sala sem mobília	122
Tabela 5.5	Comparação dos resultados das simulações via DWM com os resultados experimentais para as configurações da sala com mobília	124

LISTA DE SÍMBOLOS

K	Matriz de Rigidez Acústica
C	Matriz de Amortecimento Acústico
M	Matriz de Massa Acústica
i	Unidade imaginária
$p(x)$	Pressão sonora em uma posição x
$c(x)$	Coefficiente utilizado para indicar se a análise é feita em um campo interno ou externo
$G(x,y)$	Função de Green
$f_{Schroeder}$	Frequência de Schroeder
T_{60}	Tempo de Reverberação
V	Volume da sala analisada
E	Curva de decaimento de energia
$p(\tau)$	Pressão sonora em um determinado instante de tempo
A	Área de absorção sonora
S_i	i -ésima área da superfície que envolve a sala analisada
S	Valor da área total das superfícies da sala analisada
C_{80}	Clareza
T_s	Tempo Central
E_a	Energia absorvida
E_r	Energia refletida
E_t	Energia transmitida
E_i	Energia total incidente
k	Número de onda

Z_1, Z_2	Posições dos microfones em relação à superfície da amostra
H_{12}	Função transferência entre os sinais 1 e 2
f_{corte}	Frequência de corte
c	Velocidade do som no ar
d_{tubo}	Diâmetro do tubo
Z_{RAA}	Impedância acústica da amostra pelo método do ruído ambiente anônimo
$P(t,x)$	Pressão sonora em função do tempo e do espaço
v_i	Velocidade da onda em uma guia
P_i	Pressão da onda sonora em uma guia
R	Impedância acústica
P_j	Pressão sonora em uma junta de dispersão
P_k	Pressão sonora nas juntas vizinhas àquela analisada
f_s	Frequência de amostragem
dx	Distância entre as juntas de dispersão
r	Coefficiente de reflexão
P_B	Pressão sonora em uma junta do contorno
P_H	Pressão sonora nas juntas interpoladas
P_D	Pressão sonora nas juntas desinterpoladas
w	Coefficientes de Interpolação
h	Coefficientes de ponderação

Letras Gregas

ρ	Densidade do meio de propagação
ω	Frequência analisada
a_i	Coefficiente de absorção relativo à i-ésima área
\bar{a}_E	Coefficiente de absorção de energia de incidência aleatória ponderado pela área
α	Coefficiente de absorção
α_v	Ângulo para cálculo dos coeficientes de ponderação

Abreviações

MEF	Método dos Elementos Finitos
DWG	Guias de ondas digitais
DWM	Malhas de guias de ondas digitais
TLM	Matrizes de linhas de transmissão
SEA	Análise estatística de energia
BEM	Método dos Elementos de Contorno
RIR	Resposta impulsiva da sala
LAV	Laboratório de Acústica e Vibrações
FEMEC	Faculdade de engenharia mecânica
UFU	Universidade Federal de Uberlândia
FDTD	Método das diferenças finitas
DHM	Modelo Físico de Huygens Discreto
LBM	Lattice-Boltzmann
<i>EDT</i>	Tempo de Decaimento Inicial
<i>BR</i>	Razão de graves
<i>TR</i>	Razão de agudos

SUMÁRIO

CAPÍTULO I	1
1.1. Objetivo	2
1.1.1. <i>Objetivo Geral</i>	2
1.1.2. <i>Objetivos específicos</i>	3
CAPÍTULO II	5
2.1. Métodos numéricos para simulação acústica	5
2.1.1. <i>Método dos Elementos Finitos (MEF)</i>	5
2.1.4. <i>O Método das Diferenças Finitas (FDTD)</i>	15
2.1.5. <i>Modelo Físico de Huygens Discreto (DHM)</i>	17
2.1.6. <i>A Malha de Guias de Ondas Digitais (DWM)</i>	19
2.2. Avaliação da Qualidade Acústica de Salas	22
2.2.1 <i>Tempo de Reverberação (T_{60})</i>	24
2.2.2. <i>Tempo de Decaimento Inicial (EDT)</i>	26
2.2.3. <i>Clareza (C_{80})</i>	26
2.2.4. <i>Tempo Central (T_s)</i>	26
2.2.5. <i>Razão de Graves (BR)</i>	27
2.2.6. <i>Razão de Agudos (TR)</i>	27
CAPÍTULO III	29
3.1. Coeficiente de Absorção Sonora	29
3.2. Métodos para Medição Direta do Coeficiente de Absorção Sonora	30
3.3. Métodos para Medição do Coeficiente de Absorção Sonora <i>in situ</i>	32
3.4. Metodologia e Resultados	35
3.4.1. <i>Método do Tubo de Impedância</i>	35
3.4.2. <i>Método in situ – Ruído Ambiente Anônimo</i>	41
3.4.3. <i>Resultados</i>	42
CAPÍTULO IV	44
4.1. As Guias de Ondas Digitais	44
4.2. A Malha Bidimensional das Guias de Ondas Digitais	47
4.3. A Malha Tridimensional das Guias de Ondas Digitais	49
4.4. A Formulação das Condições de Contorno	50
4.4.1. <i>Contornos Anecoicos</i>	52

4.4.2. Condições de Contorno Dependentes da Frequência	53
4.5. Erro de Dispersão	53
4.6. Simulações	60
4.6.1. Análises Bidimensionais	60
4.6.1.1. Implementação da Interpolação de Malha	63
4.6.1.2. Avaliação das Formulações de Absorção Total	67
4.6.1.3. Análise do Método em Diferentes Configurações	72
4.6.2. Análises Tridimensionais	89
4.7. Considerações Finais	109
CAPÍTULO V	111
5.1. Medição Experimental do Tempo de Reverberação	112
5.2. Construção da Malha de Guias de Ondas Digitais	115
5.3. Modelagem Acústica	118
5.4. Simulação Utilizando a Ferramenta Desenvolvida	120
5.4.1. Ajuste do Modelo	120
5.4.2. Simulação das Diferentes Configurações de Sala	121
5.5. Considerações Finais	125
CAPÍTULO VI	127
6.1. Conclusões	127
6.2. Propostas para trabalhos futuros	130
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	131

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

A acústica de ambientes fechados apresenta, tanto na Engenharia quanto na Arquitetura, problemas muito frequentes envolvendo o isolamento ou a qualidade acústica de salas. Considerando esse fator, é comum que seja necessário adequar ou projetar ambientes a determinadas exigências ou padrões estabelecidos. De todo modo, vale ressaltar que o comportamento acústico exigido de uma sala é diferente para as mais variadas aplicações.

Sendo assim, projetos acústicos que abordam a qualidade acústica são bastante solicitados. De uma forma geral, as previsões dos resultados desses projetos, obtidas por técnicas analíticas ou empíricas, não são precisas, em alguns casos, acarretando efeitos contrários aos desejados. Isso ocorre devido à grande quantidade de variáveis que podem afetar o comportamento ou a propagação da onda acústica. Segundo Gerges (2000), a modelagem analítica de problemas acústicos exige grandes simplificações, o que restringe as possibilidades de análise acústica de forma completa. Para contornar esse obstáculo, é comum a utilização de métodos computacionais.

Gerges (2000) ainda afirma que o avanço tecnológico permitiu que computadores e processadores cada vez mais rápidos fossem desenvolvidos, o que facilitou a implementação de métodos numéricos para análises acústicas. Dentre os métodos mais utilizados para este propósito, é possível destacar o Método dos Elementos Finitos (MEF), o Método dos Elementos de Contorno (BEM), a Análise Estatística de Energia (SEA), o Método dos Raios Acústicos, o Método das Diferenças Finitas (FDTD), além daqueles que se baseiam neste último, que são as Malhas de Guias de Ondas Digitais (*Digital Wave Guide Mesh – DWM*) ou o Modelo Físico de Huygens – derivado das análises do Modelo das Linhas de Transmissão (*Transmission Line Matrix – TLM*).

Quando se deseja realizar simulações da propagação da onda acústica em salas com reduzido tempo de processamento, alguns dos métodos citados não são adequados. Ora se limitam a simular pequenas áreas ou regiões – como o MEF –, ora produzem resultados precisos apenas para grandes volumes ou grandes áreas de propagação ao ar livre – como o Método dos Raios Acústicos. É fato, porém, que as técnicas baseadas em formulações de

diferenças finitas apresentam baixo custo computacional para a implementação de modelos de dimensões intermediárias.

O método das guias de ondas digitais é amplamente aplicado para a solução de problemas que envolvem a propagação de uma onda, principalmente na área da acústica. O modelo foi proposto, inicialmente, para a modelagem da reverberação de salas (SMITH, 1985), apresentando flexibilidade para a aplicação na simulação de problemas mais complexos, como: a obtenção da Resposta Impulsiva da Sala (*Room Impulse Response – RIR*), a modelagem do aparelho vocal, e até mesmo a representação de instrumentos de percussão. Além disso, encontram-se vários desenvolvimentos do método, no que diz respeito a uma formulação mais precisa do contorno e às técnicas para a redução do erro de dispersão, de forma a tornar o seu processamento mais eficiente e as simulações mais próximas da realidade. Mais detalhes a respeito desses trabalhos serão apresentados na revisão bibliográfica sobre o método das Guias de Ondas Digitais, no Capítulo II.

Dentre os desenvolvimentos relacionados à Guia de Ondas Digitais produzidos no Laboratório de Acústica e Vibrações (LAV) da Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC) da Universidade Federal de Uberlândia (UFU), cita-se a tese de Boaventura (2014). Em seu trabalho, a autora explorou diferentes geometrias e malhas, para a avaliação da aplicação do método para obtenção da RIR. Com as simulações, foi possível realizar a auralização do som produzido em uma sala virtual, além de avaliar alguns parâmetros de qualidade acústica. Na comparação dos resultados experimentais e numéricos, porém, foi observada uma divergência, justificada pela utilização dos coeficientes de absorção encontrados na literatura.

Boaventura (2014) ainda sugere que, a fim de obter resultados computacionais mais precisos, é interessante que os coeficientes de absorção sonora das diferentes superfícies existentes na sala sejam medidos diretamente em seus locais de instalação, ou seja, por meio de métodos de medição *in situ*. Outro problema observado no trabalho da autora foi que, para a validação do método, o código foi desenvolvido especificamente para a sala analisada. Torna-se interessante, então, a implementação de uma técnica para importar uma geometria qualquer para a simulação de um ambiente com superfícies de formas complexas, além da consideração da presença de móveis ou de pessoas no recinto.

1.1. Objetivo

1.1.1. Objetivo Geral

O objetivo geral do presente trabalho é desenvolver um programa computacional capaz de simular a RIR de um ambiente fechado, possibilitando obter virtualmente os

parâmetros de qualidade acústica desse ambiente. Para isso, serão utilizados métodos computacionais consolidados para tais simulações, com base nas Guias de Ondas Digitais, implementando a importação de geometrias complexas para simulação, métodos para redução do erro de dispersão e do custo computacional e utilizando coeficientes de absorção sonora medidos *in situ*.

1.1.2. Objetivos específicos

Dentro do escopo desta tese, foram definidos alguns objetivos específicos, a fim de se desenvolver a ferramenta computacional proposta. Tais objetivos são:

- a) Realizar uma revisão bibliográfica dos métodos computacionais existentes e comentar sobre a viabilidade de uso de cada um no programa a ser desenvolvido;
- b) Listar e definir os principais parâmetros de qualidade acústica utilizados, além de comentar sobre as principais diferenças das exigências de cada aplicação;
- c) Desenvolver o método das guias de ondas digitais, implementando novas formulações para o contorno (como superfícies com absorção total ou impedância acústica dependente da frequência) e a interpolação das malhas;
- d) Implementar um código computacional capaz de converter malhas de geometrias utilizadas no Método dos Elementos finitos em malhas das Guias de Ondas Digitais;
- e) Compreender e implementar métodos de medição do coeficiente de absorção *in situ* e validar os resultados com aqueles medidos no Tubo de Ondas Estacionárias; e
- f) Validar o programa, através da simulação de um ambiente controlado em diferentes situações, onde estarão presentes móveis ou pessoas, além de superfícies com diferentes propriedades acústicas.

1.2. Organização da Tese

O trabalho foi dividido em seis capítulos, sendo este o primeiro deles, em que o assunto foi introduzido e os objetivos foram apresentados. No segundo capítulo, é apresentada uma revisão bibliográfica, comentando os principais métodos numéricos utilizados para a simulação acústica. Ainda neste capítulo, foi abordada uma revisão mais profunda de trabalhos que envolvem o método das guias de ondas digitais, porém sem apresentar a sua formulação matemática. Na revisão bibliográfica, ainda tratou-se sobre as formas de se avaliar a qualidade acústica de um ambiente, comentando sobre as peculiaridades das características de cada sala, de acordo com a sua utilização.

No Capítulo III, apresenta-se os principais métodos para medição do coeficiente de absorção, com o intuito de se aplicar as técnicas de medição *in situ* e validá-las com os coeficientes de absorção medidos no Tubo de Ondas Estacionárias. Já no Capítulo IV, a formulação matemática do método das Guias de Ondas Digitais foi apresentada, abordando a sua lógica principal e como foram tratados os contornos presentes no modelo. Também foi mostrada, nesse capítulo, a formulação implementada para realizar a interpolação da malha no método e seus principais efeitos na simulação.

O quarto capítulo foi finalizado com a comparação dos resultados obtidos nos códigos desenvolvidos utilizando a DWM com aqueles obtidos via Método dos Elementos Finitos, para fins de validação. No quinto Capítulo, foi descrita a metodologia para a importação de uma malha de Elementos Finitos para utilização com o método das DWM; além disso, foi realizada a simulação de um ambiente controlado, em diversas situações, e comparados os resultados de Tempo de Reverberação obtidos com valores obtidos experimentalmente.

Por fim, no Capítulo VI, apresenta-se as principais conclusões obtidas no decorrer do trabalho, avaliando os objetivos propostos, bem como as possibilidades de trabalhos futuros geradas nesta tese.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, serão apresentados os principais conceitos, métodos numéricos e técnicas que baseiam desenvolvimento desta tese. Primeiramente, objetiva-se fundamentar os principais métodos numéricos para simulações acústicas e avaliar os trabalhos nos quais a sua utilização foi necessária. De acordo com suas diferentes aplicações e as suas características, deseja-se justificar o método escolhido, buscando fundamentar a ferramenta computacional a ser desenvolvida.

Em seguida, serão definidos os parâmetros para a avaliação da qualidade acústica de recintos; além disso, será comentado sobre os valores de referência destes, encontrados na literatura, para as diferentes aplicações. Os conceitos definidos aqui serão as informações que a ferramenta computacional deverá prever em uma sala, certificando-se que ela se encontra dentro dos padrões estabelecidos para a sua utilização.

2.1. Métodos numéricos para simulação acústica

2.1.1. Método dos Elementos Finitos (MEF)

Na Engenharia, é comum que a análise de alguns problemas físicos resulte em modelos matemáticos baseados em equações diferenciais. Sabe-se que, a depender da complexidade do modelo ou da própria equação diferencial, é necessário que esta seja resolvida com um método numérico, sendo o Método dos Elementos Finitos (MEF) um destes (BATHE, 1982).

Basicamente, para a utilização do MEF, um corpo contínuo é representado por um modelo subdividido em um número finito de elementos, os quais estão conectados através de juntas ou nós. A solução da equação diferencial que rege o modelo matemático do problema para cada nó pode ser expressa através de funções harmônicas (DESAI; ABEL, 1972).

Segundo Gerges (2000), quando se deseja analisar a propagação sonora em um ambiente fechado, o modelo matemático a ser utilizado é regido pela equação de Helmholtz, Eq. (2.1), onde p é a pressão sonora em um determinado ponto.

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (2.1)$$

Desenvolvendo-se a Eq. (2.1), é possível chegar à equação descrita pela Eq. (2.2).

$$([K] + i\rho\omega[C] - \omega^2[M])\{p\} = -i\rho\omega\{F\} \quad (2.2)$$

Na Eq. 2.2:

[K] é a matriz de rigidez acústica;

[C] é a matriz de amortecimento acústico;

[M] é a matriz de massa acústica;

ρ é a densidade do meio de propagação;

ω é a frequência analisada;

i é a unidade imaginária.

As matrizes K, C e M são devidamente preenchidas com os valores que dizem respeito à característica física de cada elemento do modelo. Algumas aplicações do método para as análises em acústica serão descritas a seguir.

Nefske, Wolf Jr. e Howell (1981) aplicaram o MEF para uma avaliação de interação acústica com a estrutura do interior de um veículo em baixas frequências. Os autores afirmam que o método foi capaz de estimar, com precisão, a acústica no interior do veículo, considerando, inclusive, a vibração das paredes. As simulações tornaram possível o projeto para redução do nível de ruído no habitáculo.

Um estudo (EVERSTINE, 1995) confirma que o MEF é adequado para a solução de várias formulações que envolvem a acústica estrutural e os problemas de interação fluido estrutura. Neste trabalho, comenta-se sobre a possibilidade da combinação desse método com o Método dos Elementos de Contorno.

Encontram-se também aplicações na área biomédica, como o trabalho de Prendergast *et al.* (1999), que utilizou o MEF para simular a resposta vibro-acústica do ouvido humano com e sem uma prótese. O método possibilitou a análise do comportamento dinâmico do tímpano e foi validado com a literatura.

Trabalhos como o de Tezaur *et al.* (2002) apresentam a possibilidade da inserção de outras formulações matemáticas para o contorno, a fim de eliminar o esforço computacional

desnecessário. Segundo os autores, a utilização de um contorno não reflexivo de Bayliss-Gunzburger-Turkel na formulação do MEF pode reduzir significativamente o tempo de processamento das simulações.

A utilização de métodos híbridos para a resolução de problemas acústicos também é alternativa para diminuir o tempo de processamento das simulações. Van Hal, Desmet e Vanderpitte (2004) apresentam o método híbrido elementos finitos/*wave-based*, que aprimora a eficiência computacional, além de cobrir problemas de médias frequências, com resultados e custo computacional satisfatórios.

Um método obtido da combinação das direções viáveis de Zoutendijk e dos elementos finitos foi utilizado para a avaliação das formas de um escapamento. Seu objetivo era maximizar a perda de transmissão obtida com a sua instalação (BARBIERI; BARBIERI, 2006).

Um modelo de MEF também foi utilizado para prever o ruído proveniente da rolagem de pneus em contato com o solo (BRINKMEIER *et al.*, 2008). A intenção dos autores foi utilizar o modelo para a redução deste efeito. Para esta aplicação, foi necessário realizar as simulações da dinâmica do contato do pneu com o asfalto, de modo separado da simulação da propagação acústica, já que, segundo os autores, não seria possível realizar ambos os procedimentos simultaneamente.

Oliveira (2012) verificou, experimentalmente, a possibilidade de se realizar o controle ativo de ruído em dutos onde existe a propagação de modos de alta ordem, particionando axialmente a sua seção transversal. Para a determinação da melhor posição do atuador e a pressão acústica que será aplicada por ele, o autor utilizou um procedimento de otimização via algoritmos genéticos, sendo o duto modelado pelo MEF.

Outra aplicação do método dos elementos finitos para a viabilização da análise do controle ativo de ruído foi apresentada por Maciel (2014). O MEF, nesse caso, foi utilizado para a simulação da propagação sonora no interior de uma veneziana acústica.

O MEF também foi utilizado para verificar o comportamento acústico de dutos, a fim de obter suas frequências de ressonância e antirressonância, além de justificar a baixa eficiência do controle ativo de ruído em determinadas frequências (MIRANDA, 2013).

Em um trabalho mais recente (MOTALLEBZADEH *et al.*, 2015), o MEF foi utilizado para a modelagem do ouvido médio de recém-nascidos, a fim de verificar as diferenças do seu comportamento, em comparação a dos adultos. Afirma-se que foi possível estudar os fenômenos de propagação sonora até 2000 Hz.

He *et al.* (2016) verificaram a eficácia da técnica da redistribuição de massa para a redução dos erros de dispersão em modelos de elementos finitos acústicos. Os resultados foram validados utilizando uma análise detalhada do erro numérico. Concluiu-se que o método é eficaz para o objetivo proposto, além de reduzir o custo computacional do processamento.

No trabalho de Okuzono e Sakagami (2018), o método dos elementos finitos também se mostrou eficaz na avaliação da influência da inserção de painéis micro perfurados na propagação acústica de uma sala com dimensões reais. Os autores afirmam que o solucionador utilizado apresentou estabilidade satisfatória.

No trabalho de Liu *et al.* (2019), foram simulados volumes com contornos fechado e aberto. Segundo os autores, o método produziu resultados satisfatórios para as aplicações propostas, além de possibilitar a simulação de geometrias mais complexas.

Novas técnicas do Método de Elementos Finitos também foram criadas para a redução de seu custo computacional. Okuzono, Mohamed e Sakagami (2020) utilizaram modelos de Elementos Finitos de baixa ordem, enriquecidos com ondas planas para este fim. O método foi validado utilizando modelos bidimensionais, e seus resultados indicaram que o método é promissor.

A utilização de funções de cobertura para solução de problemas de elementos finitos na acústica foi experimentada por Gui *et al.* (2022). Esta técnica foi implementada a fim de reduzir erros de poluição nos resultados obtidos pelo MEF. O solucionador desenvolvido foi considerado uma ferramenta potencial pelos autores.

Avaliando os trabalhos supracitados, verifica-se que, para aplicações em acústica, o MEF é adequado; porém, as dimensões da região analisada e as faixas de frequências são bastante limitadas quando se desejam reduzidos custos computacionais. Para situações em que são necessárias simulações de volumes com dimensões próximas às de salas de aulas ou auditórios, o custo computacional torna a aplicação do MEF mais restrita. Segundo Gerges (2000), o elemento da malha de MEF deve ser entre 6 e 12 vezes menor que o comprimento de onda, para que os resultados sejam confiáveis. Isso significa que, para médias ou altas frequências, o elemento deve ser bastante pequeno, o que implica em matrizes muito grandes para serem resolvidas que, muitas vezes, superam a capacidade de armazenamento da Memória RAM ou até mesmo do disco rígido do computador. Conclui-se que este método é não atende os requisitos para o desenvolvimento do programa proposto.

2.1.2. Método dos Elementos de Contorno (BEM)

De forma semelhante ao MEF, o Método dos Elementos de Contorno é utilizado para a resolução de uma equação diferencial parcial. Sendo assim, todos os problemas físicos que podem ser matematicamente descritos desta forma são possíveis de serem analisados com este método numérico (KIRKUP, 2007).

Gerges (2000) comenta que duas aproximações podem ser utilizadas para a solução de um problema do BEM: a colocacional e a variacional. A primeira, baseia-se em forçar a

solução em pontos discretos do contorno a satisfazer a equação matemática com a qual se modela o sistema. Já a segunda, se caracteriza pela obtenção da solução aproximada, minimizando um funcional associado à equação do contorno.

Kirkup (2007) ainda diz que o BEM deriva da discretização de uma equação integral matematicamente equivalente à equação diferencial parcial original. Para a solução direta de um problema deste método, obtém-se a equação integral de Helmholtz para a superfície – Eq. (2.3) – utilizando o teorema de Green (GERGES, 2000).

$$c(x)p(x) = \int_S \left(p(x) \frac{\partial G(x, y)}{\partial n} - G(x, y) \frac{\partial p(x)}{\partial n} \right) dS \quad (2.3)$$

Na Eq. (2.3):

- $p(x)$ é a pressão sonora na posição a ser analisada;
- $c(x)$ é um coeficiente utilizado para indicar se a análise se refere a um campo interno ou a um campo externo;
- $G(x,y)$ é a função de Green.

A seguir, serão descritos alguns trabalhos na área de acústica que utilizaram o BEM, fim de exemplificar as suas principais aplicações.

Em um estudo (KOPUZ; LALOR; 1995), tanto o BEM quanto o MEF foram aplicados para a obtenção do campo acústico no interior de uma cavidade retangular. O som produzido neste problema é oriundo da vibração de uma das paredes desta cavidade. Os autores comparam os resultados da solução direta e da superposição modal do MEF, além do colocacional e do variacional do BEM. Verificou-se que os resultados obtidos eram idênticos, em todos os casos.

Wu, Zhang e Cheng (1998) utilizaram o BEM para a simulação do comportamento de um silenciador. Neste trabalho, os parâmetros do equipamento e a perda de transmissão obtida foram determinados utilizando o método dos quatro polos.

O BEM também foi aplicado para a avaliação de um sistema onde foi considerada uma estrutura elástica em forma de casca, imerso em um fluido (CHEN; LIU; 1999). O método avaliou tanto a vibração da estrutura quanto o campo acústico por ela promovido em seu exterior. Os resultados foram considerados precisos, tanto para a análise acústica quanto para o comportamento elástico da estrutura.

Assim como no MEF, o BEM também foi aplicado à modelagem do sistema auditivo humano (WALSH; DEMKOWICZ; CHARLES, 2004). Todos os resultados obtidos a partir deste modelo foram validados experimentalmente.

Chappel *et al.* (2006) utilizaram o BEM para a modelagem da radiação acústica transiente. No trabalho dos autores, os resultados da simulação da propagação de uma onda esférica foram comparados com a solução exata. Além disso, a precisão do método também foi verificada para vários objetos com geometrias diferentes.

Um método que combina o BEM com o método múltiplo rápido foi utilizado para a obtenção da função transferência relacionada à cabeça humana (KREUZER; MAJDAK; CHEN, 2009). A princípio, os métodos convencionais possibilitavam realizar simulações para frequências de até 10 kHz. O novo método proposto tornou possíveis simulações para frequências de até 35 kHz.

Jang e Ih (2012) afirmam que o BEM possui certa instabilidade numérica, quando utilizado para a simulações no domínio do tempo. Os autores desenvolveram, em seu trabalho, uma formulação de BEM capaz de lidar com diferentes condições de contorno, considerando excitações impulsivas. Os testes foram realizados considerando o ambiente interior de uma caixa em forma de paralelepípedo.

O BEM ainda foi utilizado para a otimização da forma dos dispositivos instalados no topo de barreiras acústicas de rodovias (TOLEDO *et al.*, 2016). A otimização do modelo de BEM foi realizada via elementos finitos, tendo como objetivo maximizar a perda de inserção promovida pelas barreiras.

Panton, Holloway e Cabrera (2017) utilizaram um modelo do BEM validado para investigar como uma câmara de orquestra atenua e dispersa o som direto e as suas primeiras reflexões para o auditório. Os autores afirmam terem obtido resultados realistas, o que tornou possível atingir os objetivos propostos pelo trabalho.

Outro estudo (HARGREAVES; RENDELL; LAM, 2019) apresentou a aplicação do BEM para determinação das funções de transferências necessárias para processo de auralização. No modelo utilizado no referido trabalho, foram consideradas as diretividades, tanto da fonte sonora quanto do receptor. Os resultados se mostraram satisfatórios para simulação de condições anecoicas.

Gumerov e Duraiswami (2021) apresentam, em seu trabalho, a implementação de técnicas de aceleração via método multipolo rápido, para o aumento da eficiência e estabilidade do BEM para salas de diferentes geometrias e com grandes dimensões. O trabalho desses autores sugere a dificuldade da simulação de tais modelos e afirma que os resultados desta aplicação se mostram promissores para cálculos de alto desempenho.

Dentre os trabalhos avaliados nesta revisão, também foram citados os métodos direto e indiretos para simulações que utilizam modelos do BEM. Estes métodos foram utilizados simultaneamente, para a formulação do campo de pressão em uma sala cercada por um ambiente ruidoso (GAO *et al.*, 2022).

Nota-se que, de forma semelhante ao MEF, o BEM se mostra adequado para a simulações de problemas específicos, com poucas aplicações em simulações de regiões com grandes dimensões. Além disso, o tempo de processamento do BEM se mostra ainda mais elevado que o dos modelos de elementos finitos, já que, no primeiro, as matrizes que envolvem o problema são cheias; e no segundo, as matrizes são diagonais (GERGES, 2000).

2.1.3. O Método dos Raios Acústicos

O Método dos Raios Acústicos é um método acústico geométrico e baseia-se na simulação da propagação das ondas sonoras com o mesmo comportamento de raios de luz. A energia inserida no sistema é dividida em um número finito de raios, os quais sofrem os efeitos de reflexão quando atingem obstáculos e viajam na velocidade do som (BOAVENTURA, 2014).

As simulações utilizando o Método dos Raios Acústicos baseiam-se, principalmente, na modelagem da fonte, das reflexões dos raios e do receptor.

Para a modelagem de uma fonte pontual, é interessante considerá-la como uma esfera. Para a sua discretização, utiliza-se de um icosaedro (poliedro convexo de 20 faces) regular inscrito na esfera, sendo suas faces subdivididas em triângulos equiláteros. A quantidade e as subdivisões de cada face dependerão do quão refinada deseja-se que a simulação seja. A partir dos vértices dos triângulos de cada face e do centro da fonte, obtém-se a direção dos raios acústicos que serão emitidos (CAMILO, TENEBBAUM; COELHO, 2002).

Segundo Gomes (1998), o fenômeno mais importante para a utilização do Método dos Raios Acústicos é a reflexão. Esta ocorre quando um raio atinge uma determinada superfície, e ela pode se dar de forma especular ou difusa. Camilo, Tenebaum e Coelho (2002) afirmam que reflexões especulares são aquelas que obedecem à Lei de Snell (o ângulo de incidência do raio é igual ao ângulo de reflexão), enquanto toda parcela de energia refletida em outras direções é considerada difusa. Os autores ainda comentam sobre o coeficiente de espalhamento $\bar{\delta}$, que assume o valor 0 quando a reflexão é puramente especular, ou o valor 1, para uma reflexão puramente difusa. Considera-se, ainda, que parte da energia será absorvida pela superfície sobre a qual o raio incide, sendo esta parcela obtida a partir do coeficiente de absorção α do material da superfície. Esses fenômenos foram ilustrados na Figura 2.1:

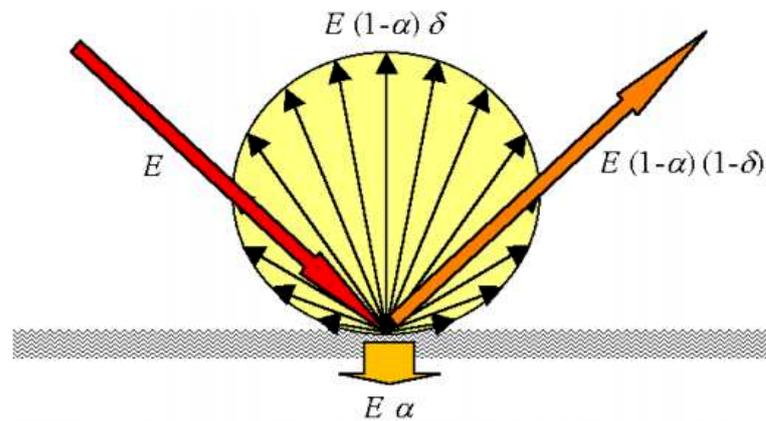


Figura 2.1 – Distribuição da energia do raio incidente pela absorção, reflexão especular e espalhamento (CAMILO; TENENBAUM; COELHO, 2002).

Para a simulação de um receptor, é interessante analisar a intensidade acústica nele incidente, ao invés da energia. A melhor forma para se simular um receptor é considerá-lo como um disco sobre o qual todos os raios acústicos incidem perpendicularmente. Esse disco é uma expansão de área ao redor do ponto de medição virtual (CAMILO; TENENBAUM; COELHO, 2002).

Vorländer (1989) mostra, em seu artigo, que é possível combinar o Método dos Raios Acústicos com um outro método, denominado “Fonte-Imagem”, também baseado na geometria acústica. Neste método, a fim de simular as reflexões especulares, são criadas outras fontes no lado oposto das paredes, como se fossem imagem especulares da fonte original. As primeiras Fontes-Imagens criadas são denominadas “Fontes de primeiro grau”, já que dizem respeito à primeira reflexão do raio acústico. A segunda reflexão é obtida de “Fontes de segundo grau”, que são as fontes imagem das fontes de primeiro grau. As reflexões seguintes são dadas pelas fontes de terceiro grau, quarto grau, e assim por diante. O autor utilizou este método híbrido para a simulação das respostas transiente e estacionária de uma sala.

De uma forma geral, observa-se que o método é amplamente aplicado para análises acústicas, tanto de ambientes fechados quanto abertos. A seguir, alguns exemplos de sua utilização serão apresentados.

Um estudo (LAM, 1996) realizou a comparação entre três diferentes métodos, para a simulação da reflexão difusa do som. O autor afirma que a maior parte das aplicações do método dos Raios Acústicos utiliza apenas a modelagem a partir de reflexões especulares, a fim de reduzir o custo computacional. Porém, esta simplificação pode levar a erros nos

resultados, acarretando a necessidade de se incluir os efeitos de difusão quando o raio atinge determinadas superfícies.

Uma das aplicações encontradas para o Método dos Raios acústicos foi uma avaliação da propagação sonora na água. Um código em FORTRAN foi desenvolvido em um trabalho (DUSHAW; COLOSI; 1998), implementando o Método para o cálculo da tomografia acústica do oceano.

Yang e Shield (2000) desenvolveram um modelo de raios acústicos, a fim de prever o campo sonoro em ambientes fechados longos. No trabalho, os autores foram capazes de simular um ambiente com seção transversal retangular. Seu desenvolvimento partiu da necessidade de se avaliar a inteligibilidade do som em estações subterrâneas.

Também são encontrados trabalhos nos quais o método é aplicado para a simulação de ambientes abertos. Lisa, Rindel Christensen (2004) utilizaram o Método dos Raios Acústicos para a predição da acústica dos antigos teatros abertos romanos. Para estes casos, a utilização do método da Fonte-Imagem pode ser muito complexa e, por vezes, prejudicar os resultados obtidos dos cálculos realizados.

O Método também foi aplicado para o cálculo do tempo de reverberação de salas cujas paredes foram cobertas com materiais com elevados coeficientes de absorção (BILLON; PICAUT; SAKOUT, 2008). Três diferentes geometrias da sala foram testadas, e os resultados foram satisfatórios para as altas frequências.

Alpkocad e Sis (2010) calcularam a resposta impulsiva da sala, utilizando os raios acústicos. Em suas simulações, foi inserido, na sala, um impulso de Dirac, e captada a resposta apresentada pela sala. Foi verificado que a resposta simulada para auditórios conhecidos foi bastante próxima dos valores medidos no local, afirmando a efetividade do método.

Com as simulações utilizando os Raios Acústicos, também é possível estimar os valores de amostra do integrando, para a aplicação na solução de Monte Carlo para a integração múltipla no modelo analítico da fonte secundária da difração das bordas (OKADA; ONOYE; KOBAYASHI, 2012). Os resultados obtidos da análise da difração foram comparados com um programa computacional de referência, tornando possível comprovar a precisão do método utilizado.

O método também se mostra compatível com a Auralização. Pelzer *et al.* (2014) integraram um módulo em um programa CAD que simula a propagação sonora em um determinado recinto. As simulações podem auxiliar arquitetos na previsão da acústica de um local projetado e desenhado no computador, em tempo real. Para esta implementação, foi utilizado um método híbrido dos Raios Acústicos com a Fonte-Imagem.

Charalampous e Economou (2016) afirmam, em seu trabalho, que um dos problemas do método dos raios acústicos é a determinação de alguns parâmetros por parte dos usuários. A fim de minimizar os erros advindos da escolha incorreta destes parâmetros, os autores utilizaram técnicas de inteligência artificial para ajustar o modelo, o que culminou em resultados satisfatórios.

Mejdi, Gardner e Musser (2018) citam que o método dos raios acústicos não é preciso quando existem contornos ou obstáculos côncavos, convexos ou de geometria arbitrária. Em seu trabalho, os autores apresentam uma técnica para melhorar os resultados do método nessas situações. Os resultados do trabalho dos autores foram validados com experimentos e outros métodos numéricos.

O método dos raios acústicos também foi implementado para o desenho e projeto de estações de metrô. Os resultados foram validados com outros métodos e enfatizaram as principais limitações do método de acordo com a geometria e os materiais da estação de metrô (PANAHI; YOUNESIAN, 2020).

Melhores práticas da implementação de modelos de raios acústicos foram propostas por Autio, Vardaxis, Hagberg (2021). Essas práticas se fundamentam na formulação dos algoritmos de espalhamento utilizados nas reflexões sofridas pelo som nos obstáculos dos modelos simulados. Neste trabalho, conclui-se que o melhor algoritmo de espalhamento é o de Dispersão On-Off.

Verifica-se que o método em questão possibilita uma grande variedade de análises e simulações em acústica, desde problemas de regime estacionário até de regime transitório, levando em conta difração, reflexões especulares ou difusas; porém, possui também algumas limitações. Segundo Gomes (1998), a simplificação exigida pelo Método dos Raios Acústicos considera que o comprimento de onda seja infinitamente pequeno em relação às dimensões da sala. Desta forma, para recintos como salas de aula, estúdios ou escritórios, não é possível analisar a propagação sonora de baixas frequências. A frequência de Schroeder representa o menor valor possível de se avaliar com este método – Eq. (2.4), onde T_{60} é o tempo de reverberação e V é o volume da sala. Além disso, não se leva em consideração a fase da onda acústica, o que pode acarretar erros no caso da superposição das ondas.

$$f_{Schroeder} = 200 \sqrt{\frac{T_{60}}{V}} \quad (2.4)$$

Frente a essas limitações, considera-se este método inadequado, visto que a ferramenta computacional a ser desenvolvida visa atender, também, às simulações de ambientes de dimensões médias.

2.1.4. O Método das Diferenças Finitas (FDTD)

O Método das Diferença Finitas baseia-se em uma aproximação de diferenças finitas para as derivadas no tempo e no espaço na equação da onda (BOTTELDOOREN, 1995). Segundo o autor, as aproximações utilizadas nesse método proporcionam uma boa velocidade computacional, além de requererem menor quantidade de memória do computador. Nas simulações de fenômenos acústicos, o método possui algumas vantagens em relação aos mencionados anteriormente. Comparado ao Método dos Raios Acústicos, com o DWM é possível calcular o comportamento da onda, mesmo em médias ou baixas frequências, e mesmo que o recinto analisado seja pequeno. Além disso, torna-se necessário armazenar uma menor quantidade de informações, em relação ao BEM e ao MEF, nas simulações de regiões fechadas.

Para a resolução da equação da onda a partir do Método das Diferenças Finitas, utiliza-se uma aproximação das derivadas em relação ao tempo e ao espaço a partir de operadores de diferenças finitas. O espaço a ser simulado é discretizado em uma grade regular cujo tamanho está diretamente relacionado com a taxa de amostragem da solução no tempo. A formulação de diferenças finitas é obtida pela aplicação de operadores de diferenças finitas centradas. Assumindo que as distâncias entre os pontos da grade são iguais em todas as direções, a equação da onda discretizada tridimensional pode ser descrita pela Eq. (2.5) (KOWALCZYK, 2010).

$$p_{l,m,i}^{n+1} = \lambda^2 (p_{l+1,m,i}^n + p_{l-1,m,i}^n + p_{l,m+1,i}^n + p_{l,m-1,i}^n + p_{l,m,i+1}^n + p_{l,m,i-1}^n) + 2(1 - 3\lambda^2)p_{l,m,i}^n - p_{l,m,i}^{n-1} \quad (2.5)$$

Na Eq. (2.5), λ é o número de Courant, $p_{l,m,i}^n$ é a variável de pressão; n é o índice do instante; e l , m e i são os índices espaciais nas direções x , y e z , respectivamente. Para uma análise tridimensional, a condição de estabilidade de Courant é dada para $\lambda \leq 1/\sqrt{3}$. Esse número define a relação entre o espaçamento da grade utilizada e a frequência de amostragem, conforme mostra a Eq. (2.6).

$$\lambda = \frac{cT}{X} \quad (2.6)$$

Na Eq. (2.6), c representa a velocidade do som no meio, T é o incremento no tempo e X é o espaçamento entre os pontos da grade. Essa formulação permite calcular qual a discretização espacial ou temporal necessária para uma determinada frequência de amostragem, dado que o valor da velocidade do som é considerado constante.

Em aplicações do método, foi testada a utilização de grades não uniformes, visto que a necessidade de se discretizar o campo a ser simulado de forma regular é uma de suas maiores desvantagens. Dessa forma, foi possível avaliar, com mais eficiência, geometrias curvas ou inclinadas, e os resultados obtidos com ambos os tipos de grades foram semelhantes (BOTTELDOOREN, 1994).

Wang (1996) utilizou o FDTD para aproximar soluções de problemas que envolvem o espalhamento sonoro embaixo d'água. Os valores obtidos a partir das simulações se apresentaram próximos aos valores encontrados a partir de uma análise teórica.

Também se encontram desenvolvimentos do método, no que diz respeito à modelagem da fonte de energia sonora. Segundo Schneider, Wagner e Broschat (1998), as fontes normalmente modeladas são consideradas como rígidas e podem dispersar a energia das ondas que nelas incidem. Os autores demonstram, em seu trabalho, a modelagem de uma fonte transparente, que elimina esses efeitos de dispersão.

Conforme apresentado por Sakamoto, Seimiya e Tachibana (2002), as simulações da propagação do som a partir do FDTD conseguem representar os fenômenos de reflexão, difração e refração das ondas. Com a utilização do método, foi possível visualizar estes efeitos para superfícies com diferentes geometrias e propriedades.

Códigos baseados no FDTD também foram desenvolvidos para a simulação da propagação sonora em meios não homogêneos e em movimento. Para esta análise, foi necessário implementar duas formulações: a primeira, constituída das considerações acústicas; e a segunda, envolvendo os cálculos inerentes à dinâmica dos fluídos (OSTASHEV *et al.*, 2005).

A avaliação da resposta impulsiva de uma sala também foi realizada utilizando o Método das Diferenças Finitas. O salão analisado foi simulado e seus parâmetros de qualidade acústica foram medidos. Todas as propriedades de absorção dos materiais existentes no ambiente foram medidas utilizando um tubo de impedância. As principais dificuldades encontradas foram na obtenção das respostas em baixas frequências, já que não foi possível determinar e modelar as condições de contorno (SAKAMOTO *et al.*, 2008).

Em trabalhos mais recentes, o processamento de problemas de acústica de salas tridimensionais utilizando o método FDTD foi acelerado utilizando unidade de processamento gráfico (WEBB; BILBAO, 2011) (LÓPEZ *et al.*, 2013) (SAARELMA; SAVIOJA, 2014) (OXNARD *et al.*, 2015). O aprimoramento do processamento de dados é necessário porque,

para simular uma grande faixa de frequências, a discretização espacial da região simulada deve ser bastante refinada. A melhora na capacidade de processamento pode, inclusive, ser utilizada para a simulação de contornos cujas propriedades variam com a frequência da onda sonora incidente.

Hamilton e Bilbao (2017), a fim de reduzirem os erros de dispersão inerentes às simulações transientes utilizando o FDTD, testaram a utilização de diferentes equações diferenciais de alta ordem, para a solução numérica por este método. A aplicação de tais equações apresentaram resultados satisfatórios, com menor custo computacional.

Além disso, formulações mais precisas da fonte sonora foram implementadas – fontes com comportamentos mais realistas e com diretividade complexa. Segundo Stein (2020), a utilização dessa formulação torna o método mais atrativo para simulações, além de não aumentar o custo computacional dos processos de cálculo.

O método também foi utilizado na solução dos problemas de autovalores e autovetores da equação de Helmholtz. No trabalho de Zhang *et al.* (2022), é utilizado o método das diferenças finitas generalizado, com séries de Taylor de alta ordem e o método dos mínimos quadrados móveis. Após avaliação, os autores afirmam que o método se demonstra simplista e preciso.

É possível verificar que, para os propósitos desejados nesta tese, o FDTD se mostra adequado para a avaliação acústica de recintos, principalmente quando se dispõe de equipamentos capazes de realizar processamentos em alta velocidade. Porém, em casos de aritmética de precisão finita, o método pode se tornar instável, tornando-o mais propenso a erros numéricos. Além disso, os métodos que serão descritos a seguir – Guia de Ondas Digitais e Modelo Físico de Huygens – são bastante semelhantes ao Método das Diferenças Finitas, porém apresentam um menor custo computacional. Isto os torna mais interessantes, quando a capacidade de processamento disponível for limitada.

2.1.5. Modelo Físico de Huygens Discreto (DHM)

O Modelo Físico de Huygens Discreto (*Discrete Huygens' Model* – DHM) é um método para a solução numérica de problemas acústicos equivalente ao Método das Matrizes de Linhas de Transmissão (*Transmission Line Matrix Method* – TLM), originalmente utilizado para o eletromagnetismo. O DHM consiste no desenvolvimento das equações algébricas discretizadas a partir dos princípios da Física que regem o problema. Basicamente, para a obtenção dessas equações, o método leva em conta as seguintes leis: conservação de massa, balanços de energia e quantidade de movimento e continuidade de campos. Para a

análise, o sistema é dividido em um número finito de nós, nos quais são aplicadas as leis comentadas, de forma que elas serão verdadeiras no domínio completo (CARVALHO, 2013).

Na pesquisa por aplicações do DHM na acústica, verificou-se que as formulações das condições de contorno do FDTD que simulam uma superfície absorvente são compatíveis com o método. Tais formulações foram implementadas, e os resultados obtidos foram comparados com outros métodos, comprovando sua eficácia (GHEN; NEY; HOEFER, 1993).

EI-Masri *et al.* (1996) utilizaram o método para desenvolver um modelo acústico do trato vocal. Segundo os autores, as formulações tradicionais consideravam a propagação de ondas planas; porém, os modos de alta ordem também se mostraram importantes nesta análise. Com o DHM, estes modos puderam ser modelados.

Aplicações na acústica de salas foram apresentadas por Kagawa *et al.* (1999). O trabalho aplica o DHM para a avaliação do tempo de reverberação de um recinto. Neste mesmo artigo, também foram desenvolvidas aplicações do método, para a identificação de fontes e para a tomografia acústica.

Considerações a respeito das influências da velocidade do fluido na propagação sonora também podem ser inclusas no DHM, conforme mostrado por Kagawa *et al.* (1999). Simulações acústicas da propagação do som no mar e em ambientes com escoamento de ar foram demonstradas neste trabalho.

EI-Masri (2004) realizou simulações da acústica em um duto, utilizando o método das Matrizes de Linha de Transmissão. Foi estudada a influência de descontinuidades na seção transversal do duto na excitação e na propagação de modos de alta ordem. Os resultados foram validados com um modelo de Elementos Finitos.

Outra aplicação envolvendo o DHM foi a avaliação da propagação do som em ambientes externos. O método permitiu incluir, para esta análise, as reflexões que ocorrem no chão, além do gradiente vertical da velocidade do som. A comparação com as simulações a partir de FDTD mostrou que o DHM possui menor custo computacional (HOFMANN; HEUTSCHI, 2007).

Além da inclusão de gradientes de velocidade, o DHM ainda permite considerar a atenuação atmosférica. Guillaume *et al.* (2008) avaliaram a propagação do som em uma área urbana onde estes fenômenos são importantes. Os resultados foram considerados satisfatórios pelos autores, já que a reflexão, difração e refração do som também foram bem representados nas simulações.

Carvalho e Cordioli (2014) aplicaram o DHM na simulação da propagação acústica submarina. O objetivo do trabalho era prever processos de transmissão, reflexão e espalhamento do som, incluindo a interface com o fundo do mar. Observou-se concordância

entre o modelo desenvolvido e os resultados obtidos a partir do Método dos Elementos Finitos e do Método da Fonte-Imagem.

O DHM foi utilizado na análise do espalhamento do som causado pelas árvores e pelo solo em áreas florestais. O modelo desenvolvido foi validado com soluções analíticas, com outras simulações computacionais e medições em modelos em escala (CHOBEAU *et al.*, 2017).

Kagawa *et al.* (2018) descrevem, em seu trabalho, a utilização do DHM, demonstrado com o processo reverso da propagação sonora. Esse método é utilizado para aplicação na formação da imagem acústica. Os autores afirmam que esse processo é possível, já que a matriz de transmissão do DHM é igual à sua matriz inversa. Os resultados da simulação levaram à formação da imagem do objeto de interesse.

Em um recente trabalho (GOESTCHEL *et al.*, 2022), encontra-se uma abordagem e revisão completa da aplicação do DHM. Neste artigo, é possível verificar a aplicação do método na propagação do som ao ar livre e simulações dos fenômenos sonoros que envolvem a acústica ambiental.

A estrutura do Modelo Discreto de Huygens é bastante similar àquela utilizada nas Guias de Ondas Digitais, já que ambas se baseiam em uma rede de linhas de transmissão conectadas a juntas de dispersão, a fim de simular a propagação da Onda. A principal diferença entre os dois métodos, segundo Bilbao (2004), é que na formulação do DHM é necessário que os nós sejam ortogonais. No entendimento do autor, isto torna o segundo método mais interessante para simulações acústicas.

2.1.6. A Malha de Guias de Ondas Digitais (DWM)

O método da Malha de Guias de Ondas Digitais (*Digital Waveguide Mesh – DWM*) também se baseia na solução da equação diferencial da onda. A principal vantagem do método é que esta solução é dada apenas para o caso unidimensional, ou seja, considera-se que as ondas se propagam apenas no interior de uma guia de onda ou um tubo de pequeno comprimento e pequena seção transversal. Estas guias são conectadas de forma a modelar ambientes de uma, duas ou três dimensões. Essencialmente, a viagem da onda de um ponto a outro, em um meio sem perdas, pode ser simulada apenas por uma linha de atraso digital, o que reduz expressivamente o custo computacional (SMITH, 1992).

O primeiro a utilizar esta técnica foi Smith (1985), para a simulação da reverberação de salas. Posteriormente, o autor também avaliou o método para a sintetização do som e aplicações na música (SMITH, 1987). Além disso, a malha bidimensional do método DWM foi utilizada para a modelagem de membranas de tambores, pratos, gongos, dentre outros (VAN

DUYNE; SMITH, 1993). Posteriormente, malhas tetraédricas foram propostas para a solução de problemas acústicos tridimensionais, em substituição às malhas cúbicas (VAN DUYNE; SMITH, 1995).

Scavone (1997) utilizou a técnica com base nas Guias de Ondas Digitais, para a avaliação da performance e do projeto de instrumentos de sopro. Neste trabalho, o modelo de cada parte do instrumento foi desenvolvido e simulado, a fim de obter os resultados do som produzido e avaliar os parâmetros desejados.

Um estudo (LAIRD; MASRI; CANAGARAJAH, 1999) mostra a possibilidade da modelagem da reflexão difusa nos contornos da malha de Guias de Ondas Digitais. Este efeito é obtido variando o ângulo de incidência das ondas que atingem as superfícies um instante antes de serem refletidas. Isso possibilita a avaliação mais fiel da acústica de uma sala onde superfícies rugosas estão presentes no contorno.

Simulações da acústica de salas representadas na forma bidimensional foram desenvolvidas no trabalho de Murphy e Howard (2000). Em seus modelos, os autores realizaram uma comparação entre as malhas retangulares e as malhas triangulares. Constatou-se que as malhas triangulares se mostraram mais adequadas e eficientes para verificar a resposta da sala à excitação impulsiva.

Um dos principais problemas encontrados nas simulações da propagação do som via DWM é o erro de dispersão. Isso se deve à discretização necessária para a modelagem do problema com uma malha de Guias de Ondas. Uma das formas de contornar este problema é refinar a malha, porém isto pode acarretar custos computacionais elevados. Savioja e Välimäki (1997) propuseram soluções para esta questão, que envolvem a interpolação da malha ou a utilização de técnicas de deformação de frequência. Segundo os autores, a precisão obtida de ambas as técnicas foi satisfatória.

Encontram-se, também, desenvolvimentos na modelagem de contornos anecoicos. Observa-se que, originalmente, a aproximação de primeira ordem pode não ser suficiente para esses casos. Para um contorno totalmente absorvente, é mais adequada a sua modelagem com aproximações de ordens mais altas (MURPHY; MULLEN, 2002).

Outro estudo (MULLEN; HOWARD; MURPHY, 2003) mostra a possibilidade da aplicação do DWM na avaliação da produção de vogais pelo trato vocal humano. O modelo criado aproxima as diferentes posições do trato vocal para cada vogal e insere um fluxo glotal, produzindo sons semelhantes aos da fala anteriormente gravada.

Kelloniemi (2006) mostrou um método no qual o coeficiente de reflexão das superfícies do contorno de uma malha tridimensional pode ser definido em uma dependência com a frequência. A malha utilizada e as considerações do coeficiente de reflexão resultaram em simulações mais leves e mais realísticas.

Considerações a respeito da diretividade da fonte sonora também podem ser implementadas no DWM. Dois métodos foram simulados: a diretividade numérica e analítica. O primeiro, utilizou uma excitação da malha com uma componente de velocidade direcional; e o segundo, simulou fontes com diretividades dependentes da frequência (HACIHABIBOGLU; GUNEL; KONDOZ, 2008).

Estudos apresentam, também, técnicas para a divisão da malha em subdomínios com maiores ou menores densidades. Esses subdomínios são interconectados a fim de compor a malha do modelo completa. Esta técnica também ajuda a reduzir erros de dispersão da propagação do som no ambiente simulado (KIM; SCAVONE, 2009).

As mesmas técnicas para aceleração de processamento utilizadas para FDTD, citadas no Item 1.1.5, também são possíveis de serem utilizadas para as Malhas de Guias de Ondas Digitais. Vários trabalhos utilizam uma Unidade de Processamento Gráfico para paralelização e aceleração dos cálculos computacionais. A motivação da utilização deste tipo de *Hardware* foi o interesse na possibilidade de se realizar auralização em tempo real, ou até mesmo a necessidade de simular frequências e dimensões mais elevadas (SAVIOJA, 2010) (SOUTHERN *et al.*, 2010) (HAMILTON; WEBB, 2013).

Um algoritmo baseado no DWM foi desenvolvido para a simulação da propagação sonora em cenários urbanos, florestais e salas retangulares fechadas (STEVENS *et al.*, 2017). Segundo Stevens *et al.* (2017), o simulador permite a obtenção de resultados realistas, podendo ser utilizado em aplicativos de realidade virtual, jogos e na auralização.

Rougier (2018) apresenta, em seu trabalho, o desenvolvimento de algoritmos híbridos para simulações acústicas para respostas no domínio do tempo. O programa incorpora o DWM para aproximações nas baixas frequências e métodos geométricos para as médias e altas frequências. Os resultados foram validados com medições reais, em duas diferentes salas no domínio do tempo, da frequência e com a comparação de diferentes parâmetros acústicos.

Em novos trabalhos de simulação da acústica do trato vocal, topologias da malha das guias de ondas digitais inovadoras foram utilizadas. Em seus estudos, Qureshi, Sye e Zafar (2020) utilizaram malhas não uniformes em sua orientação. Foram utilizadas linhas de atraso de diferentes dimensões, e seus resultados foram comparados e validados com as malhas tradicionais. A vantagem da nova topologia foi a capacidade de obter uma função de transferência sem atraso fracionário.

Outro método híbrido utiliza os métodos Lattice-Boltzmann (LBM) e DWM para modelagem numérica de instrumentos musicais de sopro. Sua combinação é dada através das características das condições de contorno, onde os resultados do LBM são utilizados para simulação da propagação do som pelo DWM. O método proposto é validado por dois

exemplos, incluindo um tubo cilíndrico híbrido, composto pelo acoplamento de dois destes elementos (WANG; SCAVONE, 2021).

Avaliando as aplicações e os desenvolvimentos que foram feitos para as simulações acústicas utilizando DWM, considera-se que este método é o mais adequado para a ferramenta desejada para esta tese. Como já comentado no Capítulo I, trabalhos utilizando a DWM também foram desenvolvidos no LAV – UFU (BOAVENTURA, 2014). Desta forma, esta será uma sequência em relação ao que já foi desenvolvido, porém implementando as formulações recém estudadas, a fim de tornar a técnica mais flexível, mais próxima da realidade e com menor custo computacional.

2.2. Avaliação da Qualidade Acústica de Salas

Como já foi comentado no Capítulo I, um dos objetivos deste trabalho é que a ferramenta desenvolvida seja capaz de prever os principais parâmetros de qualidade acústica de um recinto. Segundo Masiero e Iazzeta (2004), estes parâmetros podem ser estimados a partir da medição da resposta transiente da sala, conforme os procedimentos descritos na norma ISO 3382.

Com base, ainda, nas considerações da norma ISO 3382, o nível de pressão sonora de fontes, a inteligibilidade da fala e a percepção da privacidade de uma sala são bastante dependentes do tempo de reverberação – parâmetro que será definido posteriormente. As principais formas de se mensurar esta característica da sala são: o método do ruído interrompido, o método da resposta do impulso integrado e a resposta impulsiva.

O método do ruído interrompido utiliza de uma fonte sonora que emite um ruído aleatório. A fonte deve permanecer ligada até que o Nível de Pressão Sonora (NPS) no recinto atinja o seu regime permanente. Nesta situação, a fonte sonora é desligada em um instante aleatório durante a medição. A norma ainda recomenda que o NPS produzido no local seja, pelo menos, até 35 dB mais elevado que o ruído de fundo. Dependendo do nível de precisão desejado para a análise, a medição deverá ser repetida para diferentes posições da fonte e do microfone de medição. Para a caracterização do tempo de reverberação da sala, basta fazer uma média dos valores obtidos em cada uma das medições.

O método da resposta impulsiva integrada baseia-se na medição do nível de ruído produzido em um determinado ponto de um recinto através de uma entrada impulsiva. Esta pode ser obtida pelo tiro de uma arma de fogo, pelo estouro de pequenas bombas ou balões ou por sinais MLS (*Maximum Length Sequences*). É necessário garantir que o ruído impulsivo excite uma faixa de frequência adequada para a análise desejada. Da mesma forma que no método do ruído interrompido, o NPS provocado no recinto deve ser, ao menos, 35 dB mais

elevado que o ruído de fundo no local. A curva de decaimento em função do tempo é, então, obtida pela Eq. (2.7), onde p é a pressão sonora em função do tempo, E é a curva do decaimento de energia em função do tempo e t é o instante de tempo.

$$E(t) = \int_t^{\infty} p^2(\tau) d\tau = \int_{\infty}^t p^2(\tau) d(-\tau) \quad (2.7)$$

A resposta impulsiva da sala, sem a utilização de técnicas de integração, utiliza a excitação aproximada de uma função de Dirac; esta pode ser obtida de forma digital ou analógica. Porém, a baixa razão entre o sinal e o ruído e a impossibilidade de se estabelecer a repetibilidade do sinal torna este método pouco interessante. Além disso, é difícil garantir que a excitação cubra todas as frequências a serem analisadas (MASIERO; IAZZETA, 2004). Porém, este procedimento é possível de se realizar de forma virtual. A utilização de um programa computacional possibilitaria a avaliação da qualidade acústica de um modelo da sala. Os resultados podem servir de referência para a validação de um modelo utilizando dados experimentais para a modificação do projeto acústico da sala ou para a previsão de seus parâmetros antes de sua construção.

Alguns parâmetros são comumente utilizados para avaliação da qualidade acústica de uma sala. Segundo Figueiredo (2005), o primeiro a sistematizar um conjunto de critérios foi Beranek, que os definiu com base no estudo de várias salas diferentes e na avaliação subjetiva de juristas qualificados. Estes critérios foram modificados e ponderados e, atualmente, são considerados fundamentais para caracterizar acusticamente um determinado recinto.

Os principais parâmetros que foram consolidados para a avaliação da acústica de uma sala podem ser divididos em quatro categorias: critérios de qualidade, critérios de energia, critério de palco e critério de inteligibilidade da fala (MARROS, 2011).

Os critérios de qualidade dizem respeito à percepção do som em suas diferentes frequências no interior de um recinto. Os parâmetros que representam este critério são: o Tempo de Reverberação (T_{60}); o Tempo de Decaimento Inicial (*Early Decay Time* – EDT); Vivacidade, Calor ou Razão de Graves (*Bass Ratio* – BR); e Brilho ou Razão de Agudos (*Treble Ratio* - TR).

Alguns parâmetros são obtidos pelo estudo do comportamento da energia sonora em uma sala, sendo classificados, portanto, como critérios de energia. Destacam-se, nesta classificação: a Definição (D_{50}), a Clareza (C_{80}), o Tempo Central (T_s) e o Fator de Força.

Os demais critérios são definidos como Critério de Palco, que engloba os parâmetros *Early Support* (ST_{early}) e o *Late Support* (ST_{late}), que traduzem a situação acústica proporcionada aos músicos; e o Critério de Inteligibilidade da Fala, dado pelo parâmetro Índice

de Transmissão da Fala (*Speech Transmission Index – STI*), que leva em consideração o tempo de reverberação, os ecos e o ruído de fundo da sala.

Segundo Kendrick, Cox e Li (2008), os parâmetros Tempo de Reverberação, Tempo de Decaimento Inicial, Clareza e Tempo central são suficientes para uma avaliação da qualidade de uma sala tanto para a fala quanto para a música. Portanto, para os fins desta tese, serão abordados estes quatro parâmetros, além da Razão de Graves e da Razão de Agudos. Maiores detalhes a respeito dos demais citados podem ser consultados em Marros (2011).

2.2.1 Tempo de Reverberação (T_{60})

Para entender o Tempo de Reverberação, deve-se considerar que uma fonte sonora esteja ligada por tempo suficiente para que o nível de ruído em um recinto tenha atingido o regime estacionário. Quando a fonte é desligada, naturalmente o nível do ruído irá se reduzir gradualmente. O T_{60} é definido pelo tempo gasto para que o NPS no interior da sala reduza de 60 dB.

Wallace Sabine, em seus estudos, verificou, empiricamente, que o Tempo de Reverberação de uma sala é diretamente proporcional ao seu volume (V), e inversamente proporcional à área de absorção (A) (KINSLER, 1999). A partir destas observações, foi definida, então, a fórmula de Sabine para o Tempo de Reverberação, como mostrado pela Eq. (2.8).

$$T_{60} = 0,161 \frac{V}{A} \quad (2.8)$$

O volume da sala para utilização na Eq. (2.8) deve ser calculado em metros cúbicos (m^3) e a área de absorção (A) é obtida pela Eq. (2.9).

$$A = \sum_I S_i a_i \quad (2.9)$$

Na Eq. 2.9:

- S_i é i -ésima área da superfície que envolve a sala analisada,
- a_i é o coeficiente de absorção relativo à i -ésima área.

Eyring e Norris também estabeleceram uma fórmula – Eq. (2.10) – para o cálculo do Tempo de Reverberação com base na distância média que a onda viaja sem atingir nenhum obstáculo (KINSLER, 1999).

$$T_{60} = 0,161 \frac{V}{-S \cdot \ln(1 - \bar{a}_E)} \quad (2.10)$$

Na Eq. (2.10), S é o valor da área total das superfícies da sala em metros quadrados (m^2) e \bar{a}_E é o coeficiente de absorção de energia de incidência aleatória ponderado pela área, calculado pela Eq. (2.11).

$$\bar{a}_E = \frac{1}{S} \sum_i S_i a_{Ei} \quad (2.11)$$

Sendo a_{Ei} o coeficiente de absorção de energia de incidência aleatória.

Conforme comentado anteriormente, o Tempo de Reverberação pode ser obtido experimentalmente pela resposta transiente da sala excitada, por uma fonte interrompida ou por um impulso que simula a função de Dirac.

Segundo Figueiredo, Masiero e Iazzetta (2004), o Tempo de Reverberação pode ser utilizado para avaliar o parâmetro subjetivo Vivacidade. Os valores considerados adequados deste parâmetro para cada aplicação em função do volume do ambiente encontram-se apresentados na Figura 2.2:

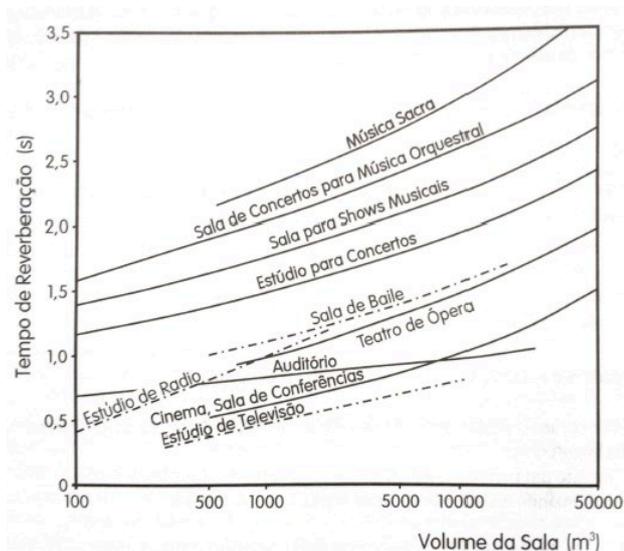


Figura 2.2 – Tempo ótimo de reverberação (GERGES, 2000).

A partir da observação da Figura 2.2, é possível verificar o quanto variam os valores adequados do Tempo de Reverberação de acordo com o propósito do recinto. De uma forma geral, para locais onde ocorre a reprodução de músicas, deseja-se que este parâmetro seja mais elevado.

2.2.2. Tempo de Decaimento Inicial (EDT)

O Tempo de Decaimento Inicial, de forma semelhante ao Tempo de Reverberação, mede o tempo que o nível sonoro leva para decair um determinado nível. Enquanto o segundo parâmetro representa o tempo gasto para o NPS reduzir de 60 dB, o EDT representa o tempo para a redução de apenas 10 dB (ROSÃO; INÁCIO, 2012).

Como o fenômeno observado na escala logarítmica é linear, o EDT é dado pela sexta parte do Tempo de Reverberação. O procedimento de medição desses dois parâmetros é o mesmo. Segundo Marros (2011), o EDT está mais relacionado à percepção da reverberação, e o T_{60} representa melhor as propriedades físicas da sala.

2.2.3. Clareza (C_{80})

A clareza está relacionada com a propriedade que proporciona ao receptor a distinção das componentes do som, tanto para a fala quanto para performances musicais (MARROS, 2011). A C_{80} é avaliada na escala logarítmica e é dada pela Eq. (2.12).

$$C_{80} = 10 \log \left[\frac{\int_0^{80 \text{ ms}} p^2(t) dt}{\int_{80 \text{ ms}}^{3000 \text{ ms}} p^2(t) dt} \right] \quad (2.12)$$

Na Eq. (2.12), $p(t)$ representa a variação da pressão com o tempo. Observa-se, pela formulação, que a Clareza traduz a razão entre a energia sonora presente na sala nos primeiros 80 milissegundos e a energia presente entre os 80 milissegundos e 3000 milissegundos. O valor expresso no numerador indica a energia inicial presente no recinto, enquanto o denominador é a energia reverberante.

De acordo com Rosão e Inácio (2012), o valor da Clareza deve ser obtido experimentalmente a partir da resposta impulsiva da sala.

2.2.4. Tempo Central (T_s)

O Tempo Central também é calculado pela razão entre energias inicial e final após a excitação impulsiva; ele pode ser interpretado como o centroide da área entre o eixo horizontal (tempo) e a linha do quadrado da pressão sonora obtido a partir de uma excitação impulsiva da sala. O parâmetro é quantificado em milissegundos e é dado pela Eq. (2.13).

$$T_s = \frac{\int_0^{\infty} t p^2(t) dt}{\int_0^{\infty} p^2(t) dt} \quad (2.13)$$

Recomendações encontradas em Boaventura (2014) indicam que valores do Tempo central entre 0 e 50 ms são adequados para a fala, enquanto valores entre 50 e 250 ms são adequados para a música.

2.2.5. Razão de Graves (BR)

A razão de Graves, que traduz o critério subjetivo Calor (FIGUEIREDO; MASIERO; IAZZETA, 2004), representa a percepção da reverberação do som nas baixas frequências. Este parâmetro é adimensional e é obtido a partir dos valores dos tempos de reverberação do som nas bandas de oitava de frequências centrais 125 Hz, 250 Hz, 500 Hz e 1000 Hz – $T_{60,125}$, $T_{60,250}$, $T_{60,500}$ e $T_{60,1000}$, respectivamente. Basicamente, é calculado pela Eq. (2.14) (BERANEK, 1996).

$$BR = \frac{T_{60,125} + T_{60,250}}{T_{60,500} + T_{60,1000}} \quad (2.14)$$

2.2.6. Razão de Agudos (TR)

A Razão de Agudos também é um parâmetro de qualidade estimado a partir do Tempo de Reverberação, porém medido nas bandas de oitava cujas frequências centrais são 500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz e 4000 Hz. De acordo com Figueiredo, Masiero e Iazzeta (2004), este parâmetro está relacionado com o Brilho da sala, que deriva da proeminência dos harmônicos superiores – altas frequências. O valor, assim como a Razão de Graves, é adimensional, e pode ser estimado pela Eq. (2.15).

$$TR = \frac{T_{60,2000} + T_{60,4000}}{T_{60,500} + T_{60,1000}} \quad (2.15)$$

O esquema de índices utilizados na Eq. (2.15) são os mesmos utilizados na Eq. (2.14) para o cálculo da Razão de Graves

Definido o método a ser utilizado para as simulações e os parâmetros que serão estimados para o caso prático, o trabalho seguirá, no próximo Capítulo, com o detalhamento da formulação e implementação de todos os aspectos das Guias de Ondas Digitais utilizados na ferramenta computacional desejada. Além disso, serão apresentados resultados de simulações, para fim de validação do código implementado para o método.

CAPÍTULO III

MEDIÇÃO DO COEFICIENTE DE ABSORÇÃO SONORA *IN SITU*

A fim de se obter resultados mais precisos das simulações da propagação sonora em salas, é proposto, neste trabalho, utilizar o coeficiente de absorção sonora das diversas superfícies presentes, com os valores mais próximos o possível da realidade. Desta forma, deseja-se utilizar valores obtidos por métodos de medição *in situ*, garantindo que eles representem com maior fidelidade os materiais, bem como as condições que se encontram no recinto.

Este Capítulo apresenta, portanto, maiores detalhes a respeito dos métodos mais comuns utilizados para a medição do coeficiente de absorção acústica de materiais e superfícies.

Um método de medição *in situ* foi selecionado e testado para materiais comumente utilizados em projetos de isolamento acústico. Os resultados foram comparados com os valores obtidos por métodos de medição direta do coeficiente de absorção sonora.

3.1. Coeficiente de Absorção Sonora

O fenômeno da absorção sonora ocorre quando o som atinge uma barreira que separa dois ambientes. Uma parcela da energia sonora incidente nessa barreira será refletida de volta ao ambiente de origem, outra parcela será transmitida ao segundo ambiente, e o restante da energia sonora será absorvida pelos materiais presentes na barreira, sendo dissipada, principalmente, em energia térmica (GERGES, 2000).

Tratando-se em termos de energia, e considerando conhecidas as parcelas de energia absorvida (E_a), energia refletida (E_r) e energia transmitida (E_t), sabe-se que a soma delas deverá ser igual à Energia Total Incidente (E_i) – Eq. (3.1).

$$E_i = E_a + E_r + E_t \quad (3.1)$$

Dividindo todos os termos da Eq. (3.1) pela Energia Total Incidente, é possível reescrevê-la, como apresenta a Eq. (3.2).

$$1 = \frac{E_a}{E_i} + \frac{E_r}{E_i} + \frac{E_t}{E_i} \quad (3.2)$$

Os termos, ao lado direito da Eq. (3.2), são chamados, respectivamente, de Coeficiente de Absorção, Coeficiente de Reflexão e Coeficiente de Transmissão. O objeto de interesse a ser estudado neste capítulo é o coeficiente de absorção, que será representado pela letra grega α . O coeficiente de absorção será sempre positivo, e seus valores podem variar entre 0 e 1.

De uma forma geral, os materiais com uma melhor eficiência na absorção acústica são aqueles que apresentam estrutura porosa ou fibrosa, já que a energia acústica incidente se dissipa nas reflexões que ocorrem em seu interior, além do atrito devido ao movimento do ar no interior do material. Superfícies rígidas, em contrapartida, favorecem mais a reflexão do som, apresentando baixos coeficientes de absorção.

Ressalta-se, ainda, que os valores do coeficiente de absorção podem variar de acordo com a frequência, ângulo de incidência, tipo de campo sonoro, densidade, espessura e estrutura interna do material (GERGES, 2000 *apud* PEREIRA, 2016).

O coeficiente de absorção sonora de um determinado material pode ser medido por diversos métodos, sendo elas de forma direta – as quais utilizarão aparatos chamados de Tubo de Impedância ou Câmaras Reverberantes –, ou através de técnicas em medição *in situ*.

Nos Itens seguintes deste Capítulo serão apresentados os métodos do Tubo de Impedância, além de técnicas *in situ*, dando maior destaque para aquelas que serão utilizadas nos testes deste trabalho.

3.2. Métodos para Medição Direta do Coeficiente de Absorção Sonora

Os métodos para medição direta do Coeficiente de Absorção Sonora abordados neste trabalho serão aqueles que utilizam o Tubo de Impedância. Esse aparato consiste em um Tubo no qual será posicionada, em uma de suas extremidades, a amostra do material a ser testado sobre uma superfície rígida. Na outra extremidade, será instalada uma fonte sonora que emitirá o ruído necessário para as medições.

Com o uso deste aparato, e a aquisição dos sinais de sonoros através de microfones, o coeficiente de absorção sonora pode ser calculado pelo método de relação das ondas estacionárias ou pelo método da função de transferência, cujas formulação e metodologia são recomendadas pelas normas ISO 10534-1 e ISO 10534-2 (PEREIRA, 2016).

No método da relação das ondas estacionárias, um microfone deverá ser colocado em uma sonda móvel, no interior do tubo. Um ruído de frequência conhecida, produzido pelo alto-falante, e uma onda estacionária se formarão. O sensor será movimentado e o sinal analisado, a fim de se determinar os valores máximos e mínimos da pressão sonora, bem como os locais em que ocorrem. A partir desses valores, será possível determinar o módulo e a fase do coeficiente de reflexão da amostra que se encontra na terminação rígida do tubo.

Já no método da função de transferência, o qual foi utilizado para os estudos deste trabalho, o sinal do ruído é adquirido por dois microfones em posições fixas. O ruído emitido pelo alto-falante será o Ruído Branco, o qual excita todas as frequências de um determinado intervalo de valores com a mesma amplitude. De forma esquemática, o aparato experimental utilizado nesta metodologia é ilustrado na Figura 3.1:

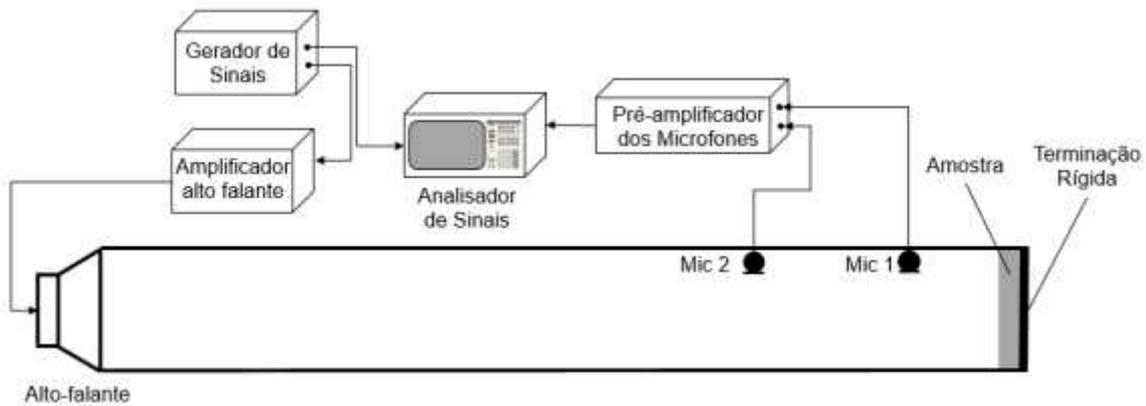


Figura 3.1 – Representação esquemática de um Tubo de Impedância (PEREIRA, 2016).

A partir dos sinais adquiridos pelos dois microfones, a função transferência entre eles é determinada a partir da qual é possível determinar o coeficiente de reflexão sonora da amostra posicionada na terminação rígida do tubo (MAFRA *et al.*, 2005).

Havendo a propagação sonora apenas de ondas planas no interior do tubo, é possível expressar as componentes de frequência dos sinais medidos pelos Microfones 1 e 2 da Figura 3.1 através da Eq. (3.1) (MAFRA *et al.*, 2005), sendo estes resultados da soma das componentes incidentes e refletidas do som.

$$P_1(\omega) = e^{i\omega t}(Ae^{-ikz_1} + Be^{ikz_1}) \quad (3.1 a)$$

$$P_2(\omega) = e^{i\omega t}(Ae^{-ikz_2} + Be^{ikz_2}) \quad (3.1 b)$$

Na Eq. (3.1), tem-se que:
 ω é a frequência do sinal [rad/s];

k é o número de onda [rad/m];

A e B são as amplitudes dos sinais incidente e refletido, respectivamente;

Z_1 e Z_2 são as posições dos microfones em relação à superfície da amostra.

A função transferência entre os dois sinais é dada pela Eq. (3.2).

$$H_{12}(\omega) = \frac{P_1(\omega)}{P_2(\omega)} = \frac{[Ae^{-ikz_1} + Be^{ikz_1}]}{[Ae^{-ikz_2} + Be^{ikz_2}]} \quad (3.2)$$

E o coeficiente de absorção da amostra em função da frequência é dado pela Eq. (3.3) (MIRANDA *et al.*, 2014).

$$\alpha = 1 - \left| \frac{H_{12} - e^{-ik|z_1 - z_2|}}{e^{-ik|z_1 - z_2|} - H_{12}} \right| \quad (3.3)$$

Devido à formulação exigir que as ondas no interior do tubo estejam em condição de propagação de onda plana, determina-se uma limitação do método, que é dada pela frequência de corte a partir do qual serão observados os fenômenos de propagação das ondas em modos de alta ordem. Esta frequência é calculada pela Eq. (3.4) (MAFRA *et al.*, 2005).

$$f_{corte} = \frac{1,84 c}{\pi d_{tubo}} \quad (3.4)$$

Onde

c é a velocidade de propagação do som no ar [m/s];

d_{tubo} é o diâmetro do tubo [m].

3.3. Métodos para Medição do Coeficiente de Absorção Sonora *in situ*

Os métodos para medição *in situ* são aqueles através dos quais é possível se obter o coeficiente de absorção acústica ou a impedância acústica de uma amostra no próprio ambiente onde estão instalados ou posicionados, como salas de aula, auditórios ou carros. Técnicas como esta são atrativas porque não exigem ambientes específicos, como tubos de impedância ou salas reverberantes (BRANDÃO; LENZ; PAUL, 2015).

Em geral, os métodos *in situ* utilizam de uma fonte sonora direcionada à amostra, com determinado ângulo de incidência e de microfones que captarão o campo acústico próximo.

De forma esquemática, a configuração genérica de um procedimento de medição *in situ* é ilustrada na Figura 3.2:

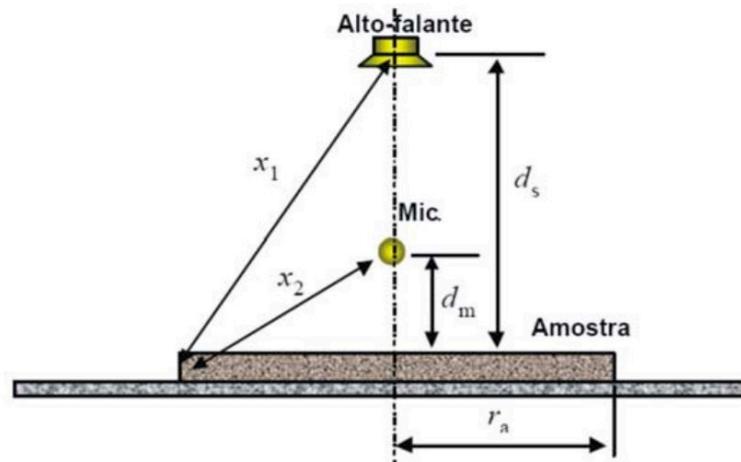


Figura 3.2 – Representação esquemática dos elementos do método de medição do coeficiente de absorção *in situ* (OLIVEIRA; TEODORO, 2005).

Os métodos que utilizam a configuração tradicional ilustrada na Figura 3.2 podem ser divididos em três principais categorias: Métodos da Separação Temporal; Método dos Campos Acústicos e Métodos Alternativos (BRANDÃO; LENZ; PAUL, 2015).

O primeiro método é o da separação da onda sonora incidente na amostra da onda sonora refletida. Considera-se que o coeficiente de reflexão pode ser obtido após a separação dos sinais da pressão sonora refletido e incidente, já que o parâmetro é dado pela razão entre as suas amplitudes. Diferentes posicionamentos dos microfones podem ser utilizados, bem como diferentes sinais emitidos pela fonte sonora.

Os métodos dos campos acústicos se baseiam na medição da pressão sonora e da velocidade da partícula no campo próximo à amostra. A partir destes dados, e considerando a formulação matemática do campo acústico, é possível obter a impedância da superfície e, conseqüentemente, o seu coeficiente de absorção. Estes métodos podem ser divididos em três grupos: o grupo das formulações das Ondas Planas, o grupo da aproximação das ondas esféricas para ondas planas e o grupo das ondas esféricas (BRANDÃO; LENZ; PAUL, 2015).

Os métodos alternativos são os demais encontrados na literatura para a obtenção das propriedades da amostra que diferem parcial ou completamente daqueles citados até agora.

Para os testes que serão realizados neste capítulo e aplicados para a medição das propriedades das superfícies a serem consideradas nas simulações desta tese, a metodologia escolhida se enquadra no método da separação temporal, porém ela não utiliza uma fonte sonora. A aquisição dos sinais é feita através de dois microfones posicionados próximos à

amostra e aproveita-se o ruído ambiente anônimo presente no local, conforme ilustrado na Figura 3.3. Este método foi escolhido devido à praticidade de aplicação, além de a literatura indicar uma boa eficácia e resultados confiáveis.

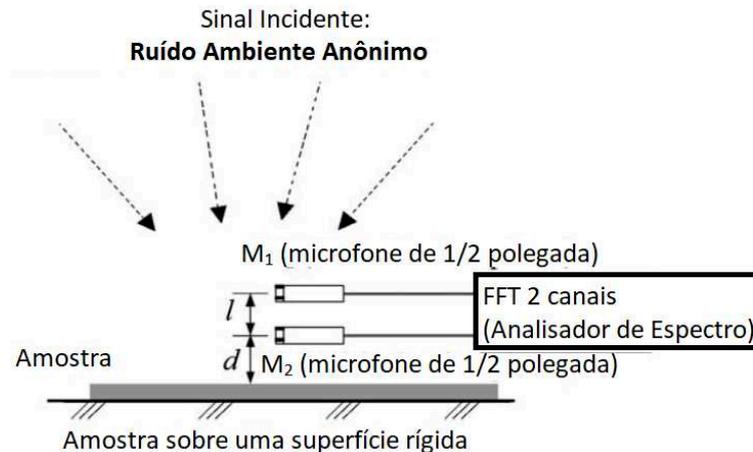


Figura 3.3 – Representação esquemática do sistema de medição (Modificada a partir de Takahashi, Otsuru e Tomiku, 2005).

O Ruído Ambiente Anônimo (RAA) é definido por um ruído ambiente sem nem uma indicação de forte diretividade, o qual não irá excitar modos acústicos distintos (TAKAHASHI; OTSURU; TOMIKU, 2005).

Esta metodologia, conforme é possível observar na Figura 3.3, utiliza dois microfones de ½ polegada de diâmetro, conectados a um sistema de aquisição de dois canais. A amostra ou superfície a ser testada deverá estar posicionada sobre uma superfície rígida, a fim de que ela não influencie nas propriedades de absorção a serem medidas. A distância entre os centros dos dois microfones (l) é de 13 mm, e a distância do microfone M_2 até a amostra (d) é de 10 mm.

Ao utilizar o RAA como fonte de ruído neste procedimento, as pressões sonoras $p_{1RAA}(\omega)$ e $p_{2RAA}(\omega)$ medidas pelos microfones 1 e 2, respectivamente, podem ser consideradas como valores médios ao longo do tempo e ao longo do ângulo de incidência. Devido à dificuldade em se determinar o ângulo de incidência do ruído em cada instante, é razoável considerar, para o cálculo da impedância acústica da amostra, uma incidência normal. Com as considerações apresentadas, e obtida a função transferência entre os sinais dos microfones 1 e 2 (H_{12RAA}), a impedância complexa no domínio da frequência é calculada pela Eq. (3.5) (TAKAHASHI; OTSURU; TOMIKU, 2005).

$$Z_{RAA}(\omega) = \rho c \frac{H_{12RAA}(\omega)[1 - e^{2ik(l+d)}] - e^{ikl}(1 - e^{2ikd})}{H_{12RAA}(\omega)[1 + e^{2ik(l+d)}] - e^{ikl}(1 + e^{2ikd})} \quad (3.5)$$

A partir da impedância acústica, é possível determinar o coeficiente de reflexão sonora da amostra no domínio do tempo e, por consequência, o coeficiente absorção sonora.

3.4. Metodologia e Resultados

Neste capítulo serão avaliados os resultados possíveis de se obter com o método de medição *in situ* apresentada. Após verificar a sua efetividade, o método será utilizado para a modelagem acústica dos modelos a serem simulados através da ferramenta desenvolvida.

Para a verificação do método, foram selecionados dois materiais como amostras – conforme especificado na Tabela 3.1 –, seus coeficientes de absorção sonora foram medidos e, em seguida, comparados com os resultados obtidos utilizando o tubo de impedância e o método da função transferência.

Tabela 3.1 – Características dos materiais das amostras testadas

Material	Lã de Rocha	Lã de Vidro
Densidade [kg/m ³]	32	16
Espessura [mm]	20	20

Os itens a seguir irão descrever, separadamente, a metodologia adotada para cada método utilizado.

3.4.1. Método do Tubo de Impedância

Para este procedimento, foi utilizado um tubo de impedância de acrílico construído no Laboratório de Acústica e Vibrações (LAV) da Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC) da Universidade Federal de Uberlândia. Esse equipamento foi construído segundo as recomendações da norma ISO 10534-2 – Figura 3.4.

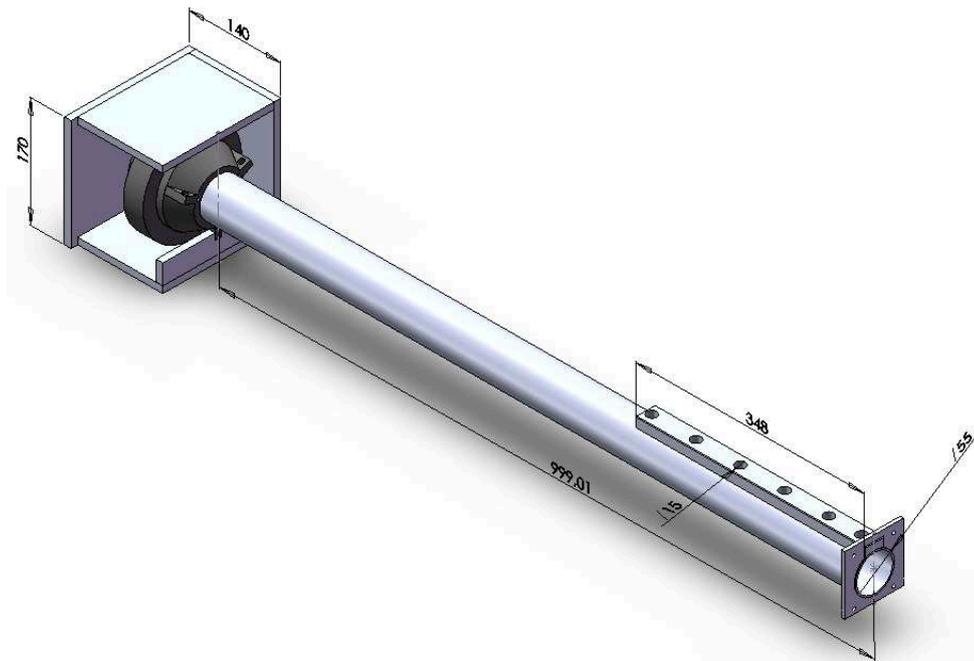


Figura 3.4 – Modelo do tubo de impedância utilizado.

Como é possível observar na Figura 3.4, o tubo possui um comprimento de aproximadamente 1 metro, diâmetro externo de 55. O diâmetro interno do tubo é de 52 mm. Em uma de suas extremidades, está instalada uma caixa com um alto-falante concêntrico ao tubo. Na outra extremidade, será encaixada a ponta na qual a amostra será posicionada; ainda próximo a essa extremidade, o tubo possui 6 orifícios, que podem ser tampados, dentro dos quais serão encaixados os microfones de $\frac{1}{2}$ polegada de diâmetro.

O alto-falante utilizado é do tipo Driver modelo JBL2426H – Figura 3.5. Já os microfones de $\frac{1}{2}$ polegada são PCB pré-amplificados do Modelo 426E01, com faixa de frequência de 5 a 10000Hz – Figura 3.6. Para a aquisição dos sinais do microfone, foi utilizada uma placa de aquisição da National Instruments (Modelo NI-USB9162) – Figura 3.7. O sinal inserido no alto-falante foi produzido pelo Gerador de Sinais DS360 – Figura 3.8.



Figura 3.5 – Alto-falante JBL2426H.



Figura 3.6 – Microfone de ½ polegada PCB 426E01.



Figura 3.7 – Placa de aquisição National Instruments NI-USB9162.



Figura 3.8 – Gerador de sinais DS360.

A montagem dos equipamentos pode ser verificada pela representação esquemática apresentada na Figura 3.9.

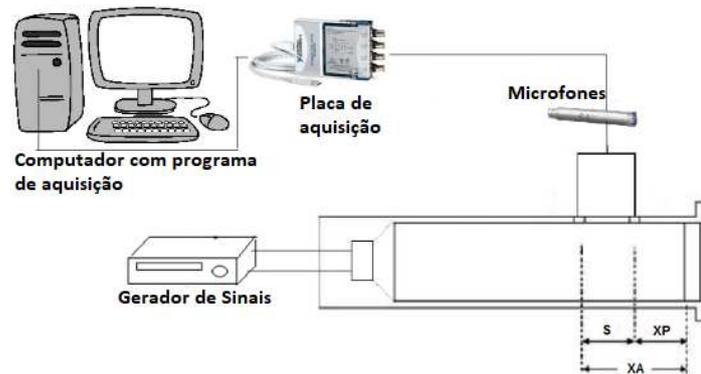


Figura 3.9 – Representação esquemática utilizada para a medição do coeficiente de absorção sonora, utilizando o tubo de impedância pelo método da Função Transferência.

As amostras de Lã de Vidro e Lã de Rocha foram recortadas em formato de disco com um diâmetro de 52 mm e posicionadas no suporte designado a elas. Esse suporte é encaixado no tubo de impedância por parafusos, e funciona como uma espécie de tampa, como se verifica na Figura 3.10.



Figura 3.10 – Suporte das amostras a serem encaixadas no tubo de impedância, com e sem amostras.

A profundidade do suporte da Figura 3.10 é de 40 mm. Para que fosse possível ensaiar amostras de 20 mm de espessura, foi utilizado um disco metálico (Figura 3.11), garantindo que as amostras ficassem faceadas no lado aberto do suporte.



Figura 3.11 – Disco metálico para redução na profundidade do suporte.

O sinal utilizado no experimento foi um ruído branco, e a faixa de frequência solicitada ao gerador de sinais foi de 20 Hz a 20.000 Hz. Os microfones foram posicionados nos furos 1 e 2 próximos à extremidade em que se encontra a amostra, conforme mostrado na Figura 3.12.

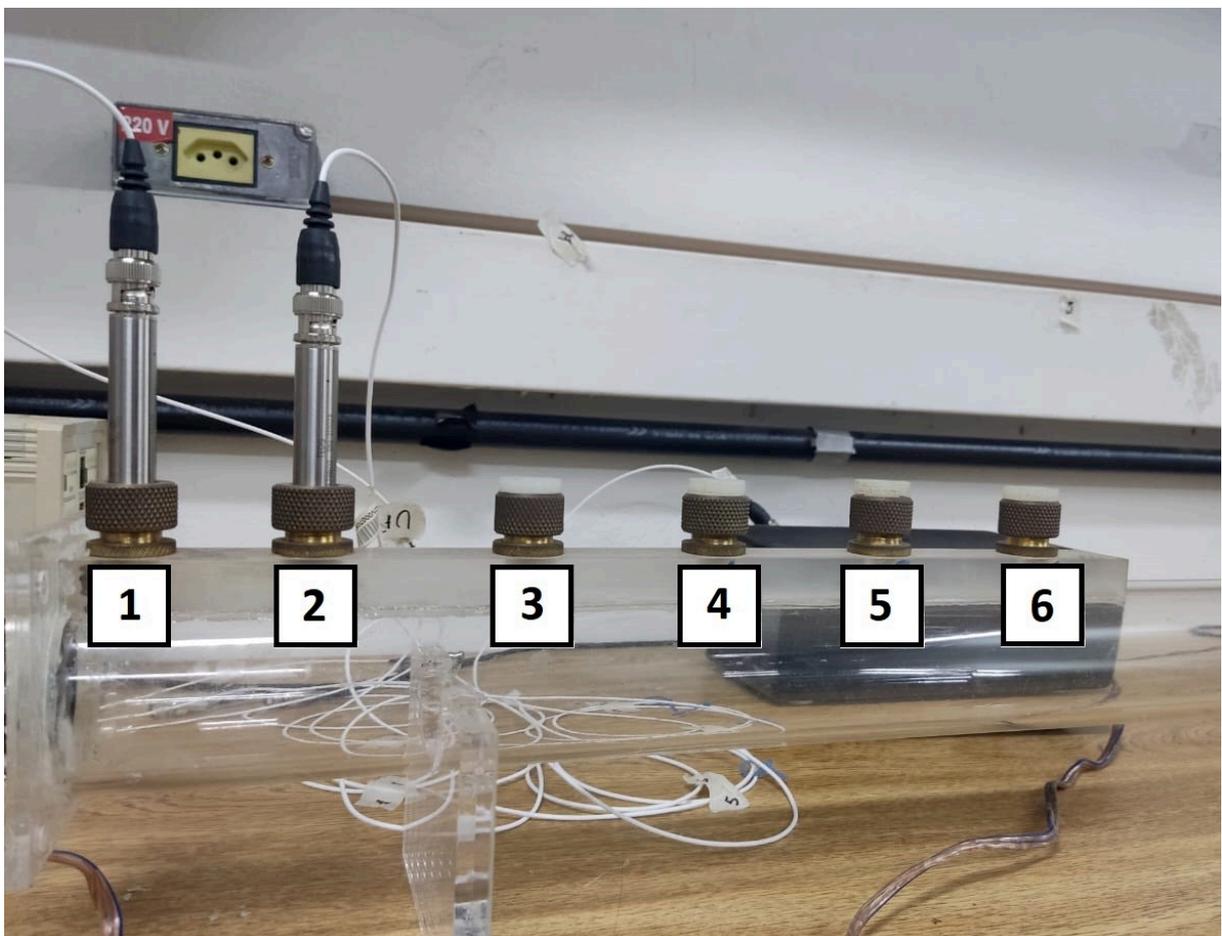


Figura 3.12 – Posicionamento dos microfones no tubo de impedância.

Na Figura 3.12, o centro do microfone 1 está a 22 mm da amostra; o microfone 2 está a 71 mm da amostra. Desta forma, a distância entre os dois microfones é de 49 mm. Segundo Miranda *et al.* (2014), com esta configuração é possível obter respostas confiáveis do coeficiente de absorção para todas as frequências entre 348 Hz e 2784 Hz.

Os sinais dos microfones foram adquiridos por um programa computacional desenvolvido no LAV/FEMEC – UFU que fornece a Função de Transferência entre os dois canais. A aquisição foi realizada com uma frequência de 8192 Hz, utilizando uma janela do tipo Hanning e com a média de 100 amostras. Os dados foram tratados utilizando um código de MATLAB®, através do qual foi calculado o coeficiente de absorção das amostras no domínio do tempo – Eq. (3.3).

3.4.2. Método *in situ* – Ruído Ambiente Anônimo

O experimento utilizado para a aplicação do método *in situ* se apresenta de montagem mais simples, já que não necessita de uma fonte sonora para que seja realizado. Dois microfones devem ser posicionados próximos à amostra, a qual deverá se encontrar sobre uma superfície rígida. Para o posicionamento dos microfones, foi utilizado um tripé com uma estrutura de placas metálicas e tubos de PVC, que foi desenvolvida especificamente para encaixar os microfones e posicioná-los com as distâncias requeridas para o procedimento – Figura 3.13.



Figura 3.13 – Estrutura desenvolvida para posicionamento dos microfones para a medição do coeficiente de absorção *in situ* com Ruído Ambiente Anônimo.

Ressalta-se que os microfones apresentados na Figura 3.12 ainda não foram posicionados e ajustados adequadamente para a aquisição, servindo, portanto, apenas para ilustrar os suportes utilizados para o microfone.

As amostras de Lã de Vidro e Lã de Rocha foram recortadas em formato de quadrados com 1 metro de lado, conforme recomendações da literatura (TAKAHASHI; OTSURU; TOMIKU, 2005) e colocadas sobre o chão. Os microfones foram posicionados de forma a ficarem centralizados em relação ao quadrado.

Os microfones e o sistema de aquisição utilizados foram os mesmos indicados no Item anterior. Novamente, foi definida uma frequência de aquisição de 8192 Hz e, para o cálculo da função transferência, foi utilizada uma Hanning e feita a média a partir de 100 amostras.

3.4.3. Resultados

Após a obtenção dos resultados fornecidos pelos dois métodos, esses resultados foram colocados em uma mesma figura, para fins de comparação. A comparação entre os resultados obtidos por ambos os métodos para a amostra de Lã de Vidro é apresentada na figura a seguir:

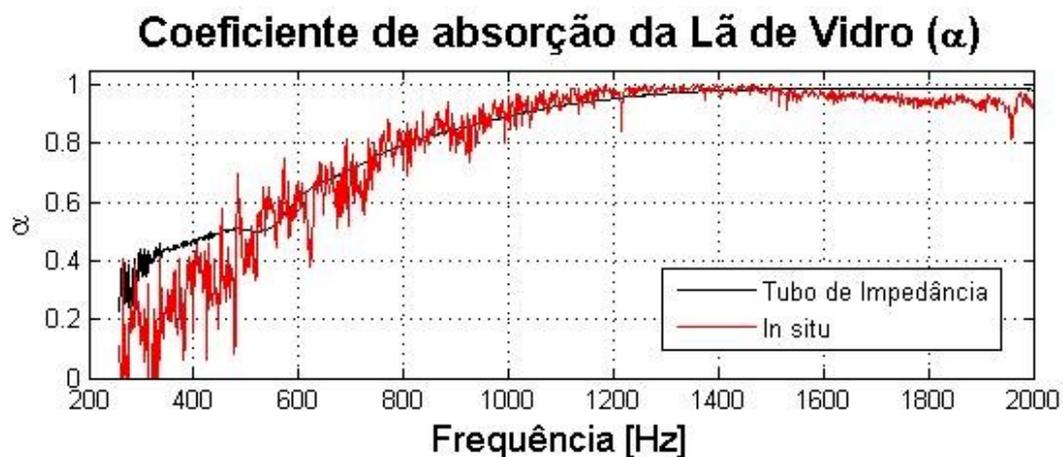


Figura 3.14 – Comparação entre os coeficientes de absorção sonora da Lã de Vidro obtidos pelo Método do Tubo de Impedância – Método da Função Transferência – e pelo Método *in situ* – Ruído Ambiente Anônimo.

Verifica-se, na Figura 3.14, uma coerência entre os valores de coeficiente de absorção sonora resultantes por ambos os métodos. Os resultados obtidos pelo Tubo de Impedância se apresentam com menores interferências do ruído externo, já que o experimento é feito em um ambiente onde se tem maior controle. Para o método *in situ*, verifica-se uma menor estabilidade, principalmente para frequências mais baixas. Nas frequências acima de 1600

Hz, observa-se uma pequena divergência entre os valores, a qual também pode ser explicada pela diferença dos ambientes nos quais as amostras estão inseridas.

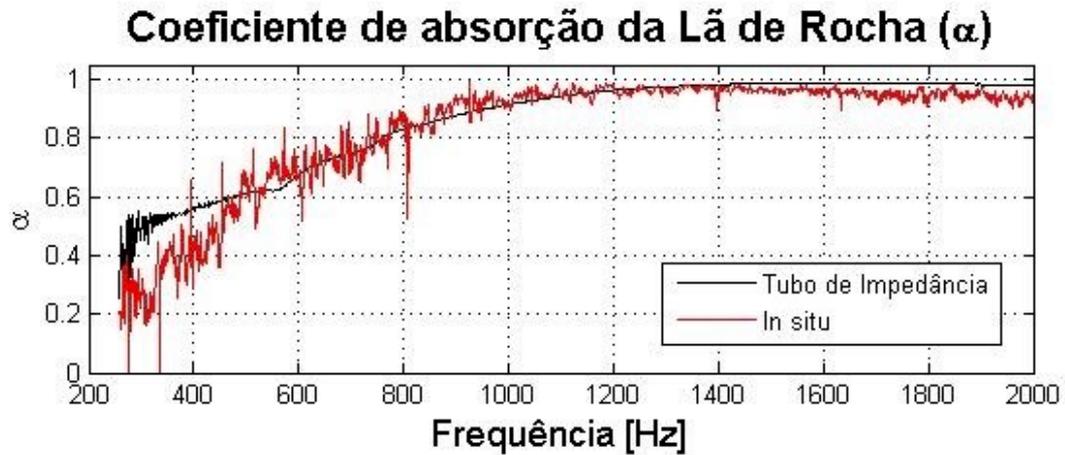


Figura 3.15 – Comparação entre os coeficientes de absorção sonora da Lã de Rocha obtidos pelo Método do Tubo de Impedância – Método da Função Transferência – e pelo Método *in situ* – Ruído Ambiente Anônimo.

Pelos resultados observados na Figura 3.15, é possível verificar, novamente, a concordância entre os valores de coeficiente de absorção sonora obtidos por ambos os métodos. As demais observações e justificativas apresentadas por meio da análise da Figura 3.14 também se aplicam aqui.

Ressalta-se também que, apesar do ruído de aquisição estar presente nos resultados do método *in situ*, as curvas obtidas foram consideradas adequadas e suficientes para a modelagem do filtro a ser utilizado na formulação das superfícies das salas que serão avaliadas neste trabalho. Esta formulação será tratada com maiores detalhes no Capítulo IV. Além disso, o método se mostra mais adequado para a obtenção das propriedades acústicas das diversas superfícies absorptivas dos modelos futuros.

CAPÍTULO IV

MALHAS DE GUIAS DE ONDAS DIGITAIS

Conforme abordado no Capítulo II, o método numérico a ser utilizado para o desenvolvimento da ferramenta computacional, considerando as suas necessidades e as vantagens do método, será a Malha das Guias de Ondas Digitais (*Digital Waveguide Mesh – DWM*).

Neste Capítulo, serão apresentados a formulação e o algoritmo do DWM, as considerações a respeito do contorno e dos obstáculos que podem estar presentes no modelo, além de técnicas para minimizar o erro de dispersão das simulações. Por fim, serão mostrados modelos simples para a avaliação da propagação sonora em um recinto em diferentes situações e coeficientes de absorção. Os resultados obtidos serão comparados àqueles provenientes de simulações em um programa de Elementos Finitos, para fins de validação.

4.1. As Guias de Ondas Digitais

As Guias de Ondas Digitais podem ser descritas como tubos de pequenas dimensões nos quais a propagação sonora se dá apenas em uma direção. Dessa forma, a equação diferencial que descreve este comportamento é dada pela Eq. (4.1).

$$\frac{\partial^2 P(t, x)}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 P(t, x)}{\partial x^2} \quad (4.1)$$

Na Eq. (4.1), $P(t, x)$ é a pressão sonora, função do tempo (t) e do espaço (x). A solução de d'Alembert da onda viajante é definida pela Eq. (4.2).

$$P(t, x) = P^+ \left(t - \frac{x}{c} \right) + P^- \left(t + \frac{x}{c} \right) \quad (4.2)$$

As funções P^+ e P^- representam as ondas que trafegam em sentidos opostos entre si. Utilizando a análise unidimensional da propagação em uma guia de onda, estas podem ser interconectadas através de juntas de dispersão, onde se calcula a pressão sonora. A Figura 4.1 ilustra uma junta conectada a N guias de ondas, sendo representadas as ondas sonoras entrando e saindo da mesma, indicadas pelos sinais positivo (+) e negativo (-) respectivamente.

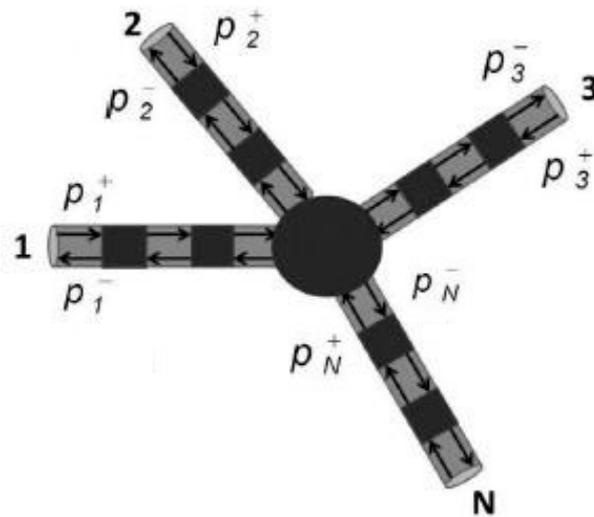


Figura 4.1 – Junta de Dispersão Genérica (CAMPOS, 2004 *apud* BOAVENTURA, 2014).

Na Figura 4.1, os índices inferiores indicam a guia de onda em que a pressão sonora se propaga. O valor da pressão existente em uma determinada guia é calculado pela Eq. (4.3), a qual é oriunda da Eq. (4.2).

$$P_i = P_i^+ + P_i^- \quad (4.3)$$

De forma semelhante, é possível descrever a velocidade da onda existente em uma guia (v_i) em função das velocidades das ondas viajantes em seu interior (v_i^+ e v_i^-) – Eq. (4.4).

$$v_i = v_i^+ + v_i^- \quad (4.4)$$

A relação entre as Eq. (4.3) e Eq. (4.4) é estabelecida pela impedância acústica (R), que é dada pela razão entre a pressão sonora e a velocidade de propagação sonora. Esta expressão é dada pela Eq. (4.5).

$$\begin{aligned} P_i^+ &= R v_i^+ \\ P_i^- &= R v_i^- \end{aligned} \quad (4.5)$$

A partir do balanço da quantidade de movimento linear, sabe-se que o somatório das velocidades de entrada deve ser igual ao somatório das velocidades de saída. Além disso, as pressões sonoras nas vizinhanças da junta de dispersão são iguais. A partir destas considerações e análises, e utilizando as Equações (4.3), (4.4) e (4.5), a pressão sonora em uma junta pode ser calculada pela Eq. (4.6).

$$P_j = \frac{2 \sum_{i=1}^N \frac{P_i^+}{R_i}}{\sum_{i=1}^N \frac{1}{R_i}} \quad (4.6)$$

Para um meio homogêneo, onde a impedância é a mesma para todas as guias que circundam a junta analisada, a Eq. (4.6) é simplificada e assume a forma mostrada na Eq. (4.7).

$$P_j = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N P_i^+ \quad (4.7)$$

Sendo o índice j uma referência a uma junta de dispersão genérica.

Em uma Malha de Guias de Ondas Digitais, na extremidade oposta de cada guia existirá outra junta, que será formulada com as mesmas considerações apresentadas.

Para a implementação do método, todas as guias de ondas devem ter o mesmo comprimento. Sendo assim, as pressões que entram em uma junta j são iguais à pressão sonora que saiu das juntas vizinhas, em um intervalo de tempo anterior – Eq. (4.8).

$$P_i^+(n) = P_k^-(n-1) \quad (4.8)$$

Na Eq. (4.8), o índice k refere-se a uma junta qualquer, vizinha da junta i , e n indica um determinado instante de tempo discreto.

Dadas as considerações a respeito das Guias de Ondas Digitais e verificada a condição que relaciona às juntas de dispersão vizinhas, é possível compor uma Malha onde as Guias serão interconectadas a fim de se obter um domínio de duas ou três dimensões. A pressão sonora em cada junta poderá ser atualizada em cada intervalo de tempo n , e assim

verificado o fenômeno de propagação sonora. A ferramenta proposta neste trabalho irá utilizar a malha quadrada para o modelo bidimensional e a malha cúbica para os modelos tridimensionais, as quais serão detalhadas nos Itens 4.2 e 4.3.

4.2. A Malha Bidimensional das Guias de Ondas Digitais

Uma Malha Bidimensional pode ser utilizada na análise da propagação de onda em membranas ou superfícies, assim como em um modelo acústico simplificado de uma sala. Dentre as topologias mais comuns encontradas para uma malha de duas dimensões, estão a quadrada e a triangular. Os nomes são oriundos da figura geométrica formada pelas Guias de Ondas. Na primeira, de implementação mais simples, uma junta de dispersão possui quatro outras juntas em sua vizinhança; já a segunda, possui seis. Essas topologias foram ilustradas na figura a seguir:

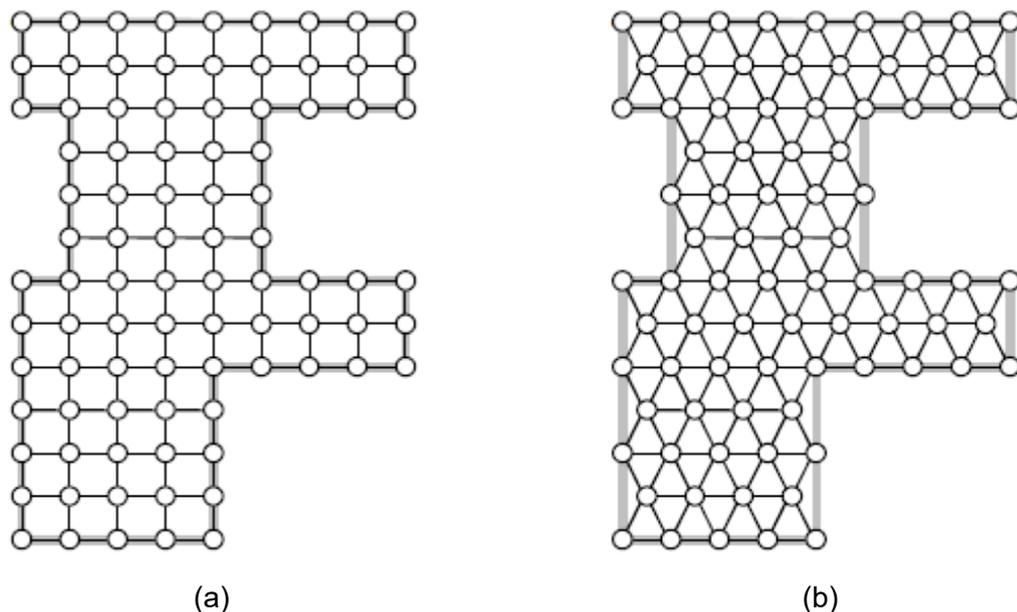


Figura 4.2 – Topologias para a composição de uma DWM bidimensional: (a) Malha Quadrada; (b) Malha Triangular (Modificada a partir de Murphy e Howard, 2000).

Retirando uma junta da malha quadrada apresentada na Figura 4.2 e seus respectivos vizinhos para a análise da formulação, tem-se um sistema, como representado na Figura 4.3.

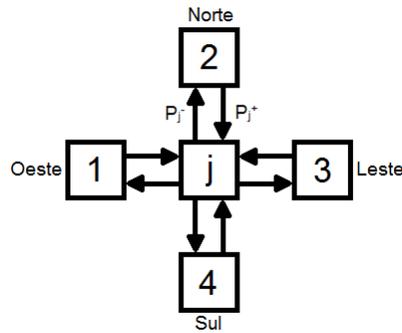


Figura 4.3 – Representação de uma junta genérica da Malha Quadrada.

Aplicando as relações estabelecidas pelas Equações (4.7) e (4.8) para o cálculo da pressão sonora na junta j apresentados na Figura 4.3, e após a manipulação algébrica das mesmas, é possível obter a expressão da Eq. (4.9).

$$P_j(n) = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^4 P_i(n-1) \right] - P_j(n-2) \quad (4.9)$$

Observa-se, na Eq. (4.9), que a formulação considera, para o cálculo da Pressão Sonora na junta j em um determinado instante n , as pressões sonoras dos nós vizinhos em um instante anterior e a pressão sonora no próprio nó j dois instantes anteriores. Isso significa que o estado da distribuição de pressão sonora do modelo precisa ser armazenado em três instantes diferentes.

Para garantir a convergência do método e a simulação correta da propagação do som em diferentes frequências, deve-se definir adequadamente a frequência de amostragem (f_s) (MURPY; HOWARD, 2000). Essa frequência está relacionada com a distância entre as juntas de dispersão (dx) e a velocidade de propagação do som no meio. Para evitar erros numéricos no que diz respeito à velocidade, esta deve ser corrigida, assumindo o valor $c_{corr} = c\sqrt{2}$ para a malha bidimensional quadrada. Sendo assim, a frequência de atualização da pressão sonora é definida pela Eq. (4.10).

$$f_s = \frac{c\sqrt{2}}{dx} \quad (4.10)$$

A relação estabelecida pela Eq. (4.10) implica no fato de que quanto maior for a frequência de amostragem desejada, mais densa deverá ser a malha, ou seja, exigir-se-á menores valores de dx .

4.3. A Malha Tridimensional das Guias de Ondas Digitais

Da mesma forma que as malhas de duas dimensões, as tridimensionais possuem diferentes topologias para aplicação das DWM. Dentre elas, estão as malhas Cúbicas, Dodecaédricas, Tetraédricas e Octaédricas, cujas juntas possuem outras seis, doze, quatro e oito juntas vizinhas, respectivamente – Figura 4.4 (MURPHY *et al.*, 2007).

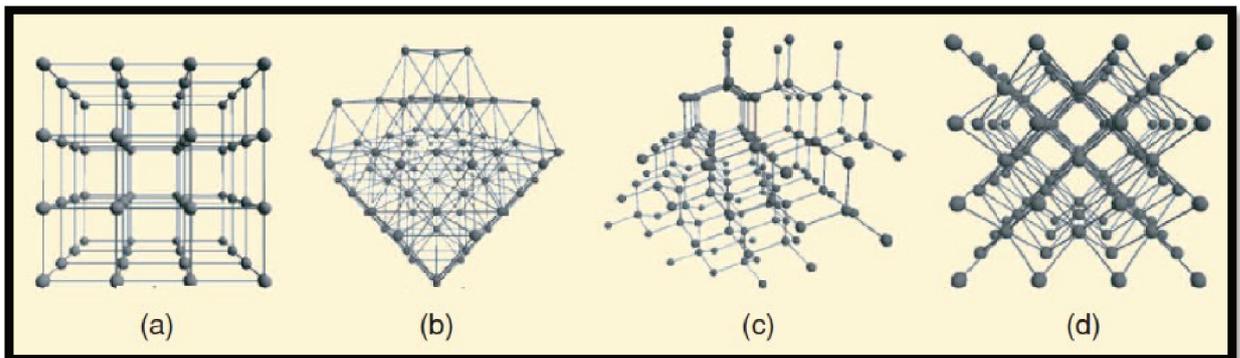


Figura 4.4 – Topologia de malhas tridimensionais: (a) Cúbica; (b) Dodecaédrica; (c) Tetraédrica; e (d) Octaédrica (Modificada a partir de Murphy *et al.*, 2007).

Para as simulações tridimensionais a serem desenvolvidas através da ferramenta, será utilizada a formulação referente à topologia Cúbica da Malha. De forma semelhante à malha quadrada, as guias de ondas conectadas em uma junta qualquer são perpendiculares entre si. Além das guias direcionadas ao norte, sul, leste e oeste, existem também aquelas acima e abaixo da junta analisada – Figura 4.5.

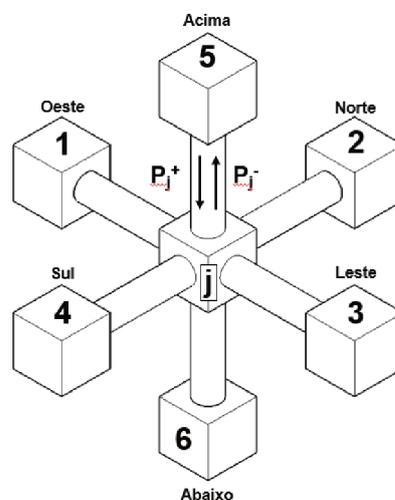


Figura 4.5 – Representação da junta genérica da Malha Cúbica.

Utilizando, novamente, as Equações (4.7) e (4.8) para o cálculo da pressão sonora de uma junta j da malha cúbica, obtém-se a Eq. (4.11). Essa equação é utilizada para a atualização temporal da pressão sonora em todas as juntas da malha baseada nos estados de instantes anteriores.

$$P_j(n) = \frac{1}{3} \left[\sum_{i=1}^6 P_i(n-1) \right] - P_j(n-2) \quad (4.11)$$

A frequência de atualização da pressão sonora para este tipo de malha é diferente da utilizada na malha quadrada, já que, nesta, a velocidade de propagação sonora é baseada na diagonal de um quadrado, enquanto na cúbica ela deve ser corrigida levando em consideração a propagação do som na direção da diagonal do cubo. Desta forma, a velocidade do som corrigida é dada por $c_{corr} = c\sqrt{3}$ e a taxa de amostragem é calculada de acordo com a Eq. (4.12).

$$f_s = \frac{c\sqrt{3}}{dx} \quad (4.12)$$

As mesmas considerações a respeito da taxa de amostragem comentadas no Item 4.2 também são válidas para a formulação da malha cúbica.

4.4. A Formulação das Condições de Contorno

Uma junta localizada sobre uma superfície de contorno apresenta uma análise diferente do restante das juntas da malha. A principal consideração é que ela interage apenas com um nó do interior do plano ou volume simulado. Na acústica, porém, quando a onda atinge uma determinada superfície, uma parcela de sua energia será absorvida e outra parcela refletida – fenômenos estes que dependem do material presente no contorno e da frequência do som incidente.

O esquema necessário para a consideração destas propriedades na formulação é ilustrado na Figura 4.6. Uma junta imaginária (junta 2), além da junta adjacente ao contorno (junta J), se torna necessária. A guia de onda que conecta estas duas juntas possuirá um valor de impedância (R_2) distinto do daquelas que compõem o restante da malha (R_1).

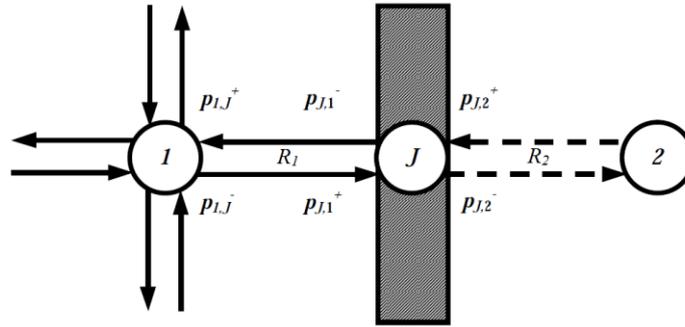


Figura 4.6 – Terminação de uma Malha de Guia de Ondas Digitais devido a um contorno, resultando em reflexão (Modificada a partir de Murphy e Mullen, 2002).

O coeficiente de reflexão (r) da superfície sobre a qual se encontra a junta j é dado pela Eq. (4.13), a qual se baseia na diferença das impedâncias acústicas dos dois meios.

$$r = \frac{R_2 - R_1}{R_2 + R_1} \quad (4.13)$$

O coeficiente de reflexão assumirá sempre um valor positivo entre 0 e 1. Em estudos de acústica em salas fechadas, é possível considerar, também, o coeficiente de absorção (α) relacionado ao coeficiente de reflexão pela Eq. (4.14). Neste caso, como a parcela da energia sonora transmitida ao exterior do recinto não interessa, considera-se que toda a energia que não foi refletida foi absorvida.

$$\alpha = 1 - r \quad (4.14)$$

Utilizando a definição do coeficiente de reflexão da Eq. (4.13) e as relações estabelecidas nas Equações (4.6) e (4.8), é possível chegar à expressão para o cálculo da pressão sonora de uma junta sobre o contorno – Eq. (4.15).

$$P_j = (1 + r) P_1(n - 1) - r P_j(n - 2) \quad (4.15)$$

Esta formulação é bastante utilizada para o contorno das DWM, porém não é precisa para superfícies onde existe a absorção total da energia sonora – superfícies anecoicas – ou aquelas cujo coeficiente de reflexão é dependente da frequência.

A seguir, serão descritas as considerações utilizadas no trabalho para a implementação de contornos anecoicos ou com propriedades dependentes da frequência nos modelos a serem simulados.

4.4.1. Contornos Anecoicos

Uma superfície é considerada anecoica quando toda a energia sonora que incide sobre ela é absorvida, ou seja, nenhuma parte é refletida para o recinto do qual ela se originou. A consideração de uma superfície com estas propriedades em um modelo é útil para simular os locais onde não existe, de fato, um contorno limitando a região simulada. Um exemplo é a presença de uma janela aberta em uma sala, já que o som que a atinge se propagará para fora do recinto.

Para a obtenção de uma superfície anecoica, Murphy e Mullen (2002) propõem a utilização da expansão em séries de Taylor para a junta do contorno. Segundo os autores, esta formulação foi implementada com sucesso para a simulação da extremidade aberta do trato vocal.

A pressão da junta no contorno (P_B) dependerá, então, das pressões de seus nós vizinhos na direção perpendicular à superfície do contorno em instantes anteriores, conforme mostrado na Figura 4.7.

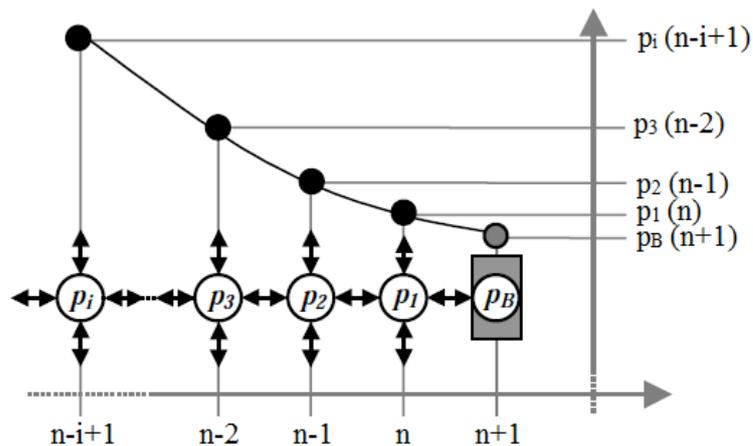


Figura 4.7 – Junta do contorno e juntas vizinhas utilizadas na expansão de Taylor. (Modificada a partir de Murphy e Mullen, 2002).

Na Figura 4.7, é possível observar que os intervalos de tempo considerados são unitários. A partir da sequência das diferenças finitas anteriores associadas que originam em P_1 , é possível escrever as expressões da Eq. (4.16).

$$\begin{aligned}
 \nabla^1 P_1(n) &= P_1(n) - P_2(n-1) \\
 \nabla^2 P_1(n) &= \nabla^1 P_1(n) - \nabla^1 P_2(n-1) \\
 \nabla^3 P_1(n) &= \nabla^2 P_1(n) - \nabla^2 P_2(n-1)
 \end{aligned}
 \tag{4.16}$$

Sendo as funções da pressão definidas nestas juntas contínuas e considerando as pressões no interior da malha conhecidas, a pressão na junta do contorno é expressa pela Eq. (4.17).

$$P_B(n+1) = P_1(n) + \nabla^1 P_1(n) + \frac{1}{2} \nabla^2 P_1(n) + \frac{1}{6} \nabla^3 P_1(n) + \dots \quad (4.17)$$

A partir da combinação das Equações (4.15) e (4.16), é possível chegar às expressões da Eq. (4.18). A citada equação mostra como fica a fórmula a ser implementada no código, para diferentes graus da expansão de Taylor.

$$\begin{aligned} P_B(n+1)_0 &= P_1(n) \\ P_B(n+1)_1 &= 2 P_1(n) - P_2(n-1) \\ P_B(n+1)_2 &= \frac{5}{2} P_1(n) - 2 P_2(n-1) + \frac{1}{2} P_3(n-2) \\ P_B(n+1)_3 &= \frac{8}{3} P_1(n) - \frac{5}{2} P_2(n-1) + P_3(n-2) - \frac{1}{6} P_4(n-3) \end{aligned} \quad (4.18)$$

Observa-se que a expansão de ordem zero do contorno equivale à solução exata apresentada pela Eq. (4.15) quando se considera o coeficiente de reflexão nulo. Vale ressaltar que quanto maior o grau da expansão, mais preciso será o resultado para um contorno anecoico. Isto, porém, exigirá mais da memória do computador durante o processamento, já que será necessário armazenar o estado de pressão na malha até quatro instantes anteriores, para o caso da expansão de terceira ordem.

4.4.2. Condições de Contorno Dependentes da Frequência

Para se obter uma condição de contorno cujas propriedades de reflexão são dependentes da frequência, recomenda-se substituir a junta j que se encontra sobre o contorno – Figura 4.6 – por um filtro de resposta impulsiva infinita (IIR – *Infinite Impulse Response*). A função transferência deste filtro deve representar a propriedade de reflexão da superfície em função da frequência (MURPHY; MULLEN, 2002). A modelagem dessas propriedades através de um filtro IIR pode ser encontrada no trabalho de Huopaniemi, Savioja e Karjalainen (1997).

4.5. Erro de Dispersão

Na simulação da propagação sonora utilizando as malhas quadrada ou cúbica de Guias de Ondas Digitais, é possível observar erros na velocidade de propagação que dependem tanto da frequência quanto da direção (VAN DUYNÉ; SMITH, 1995). Uma das formas de se reduzir o efeito desses erros é a utilização de diferentes topologias de malha, como as malhas triangular ou tetraédrica, citadas anteriormente.

Na Figura 4.8 é ilustrado, de forma simplificada, o erro de dispersão. Nota-se que, na simulação, apesar da propagação da onda ser circular, as juntas localizadas nas direções diagonais em relação à junta central serão atingidas após o dobro do tempo em relação àquelas que se encontram nas direções ortogonais, sendo que este tempo deveria ser aproximadamente 40% maior.

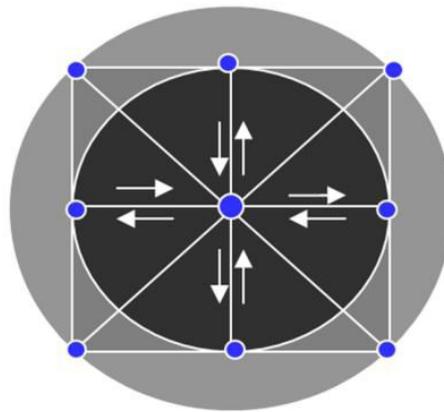


Figura 4.8 – Representação esquemática da restrição da propagação sonora em uma Malha de Guias de Ondas Digitais Quadrada (BOAVENTURA, 2014).

A interpolação das malhas quadrada e cúbica se apresenta como uma alternativa à utilização de diferentes topologias. Com esta técnica, é possível reduzir o erro de dispersão, sem um aumento significativo do custo computacional e sem a necessidade de refinar ainda mais a malha (SAVIOJA; VÄLIMÄKI, 1997).

Para facilitar a visualização e compreensão da interpolação da malha, a formulação será desenvolvida para a malha bidimensional e, em seguida, estendida para o caso tridimensional.

Em uma malha quadrada, a pressão sonora de uma junta central (P_j) se propaga para as juntas vizinhas, ortogonalmente (P_i) – Figura 4.9.

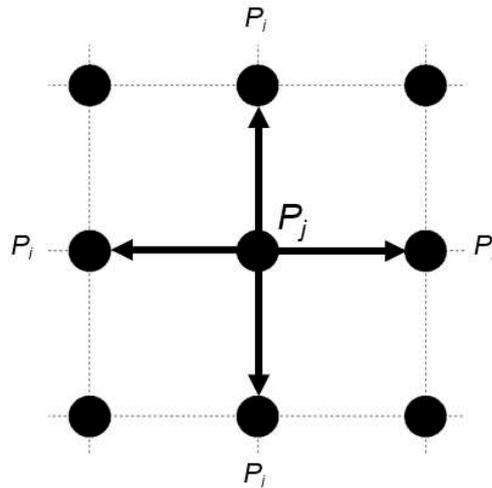


Figura 4.9 – Propagação da pressão sonora na malha quadrada original.

Idealmente, porém, as ondas devem se propagar com a mesma velocidade em todas as direções. Desta forma, para um mesmo passo do tempo, é adicionado um número arbitrário de juntas conectadas à junta central – Figura 4.10. As direções possíveis de propagação são dadas pelas juntas já existentes na malha (P_i) e as juntas interpoladas (P_H).

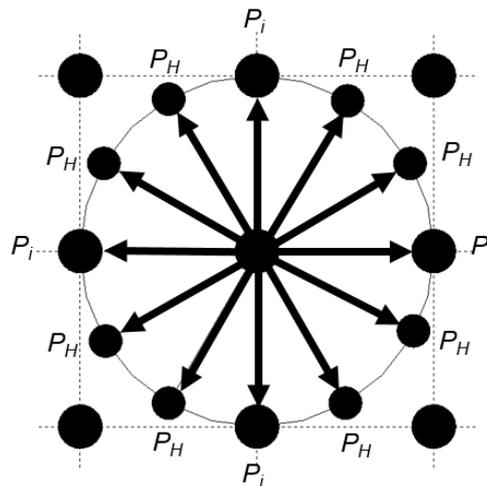


Figura 4.10 – Estrutura da malha bidimensional com propagação em várias direções hipotéticas.

Constata-se que a estrutura mostrada na Figura 4.10 pode ser formulada a partir do equacionamento apresentado no Item 4.1. Porém, na análise da malha quadrada, apenas algumas destas juntas, de fato, existem. Para a implementação do atraso unitário em direções diagonais, considera-se que a onda de pressão sonora irá se propagar para as juntas mais próximas existentes na malha, representadas pelas juntas P_D , P_i e a própria junta P_j na Figura 4.11. Este processo é denominado como *Desinterpolação*, por Savioja e Välimäki (1997).

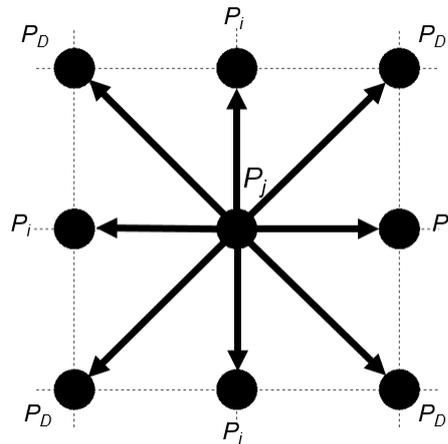


Figura 4.11 – Malha de Guias de Ondas Digitais desinterpolada, representando as juntas para as quais a pressão das juntas P_H irá se propagar.

Após a desinterpolação de todas as juntas e suas respectivas contribuições nas juntas vizinhas j a serem consideradas, a pressão P_j em um determinado instante n é dada pela Eq. (4.19).

$$P_j(n) = \frac{2}{H} \sum_{r=1}^3 \sum_{s=1}^3 h_{r,s} P_{r,s}(n-1) - P_j(n-2) \quad (4.19)$$

Na Eq. 4.19:

- H é o número de nós interpolados na malha;
- Os índices r e s representam a junta pela sua posição na estrutura da malha – a junta j é representada por $r = 2$ e $s = 2$; e
- $h_{r,s}$ são os coeficientes de ponderação obtidos a partir dos coeficientes de interpolação que serão detalhados a seguir.

Os coeficientes de ponderação dependem da quantidade de juntas interpoladas que serão consideradas e dos coeficientes de interpolação. Estes são dados pelas expressões da Eq. (4.20), e se referem à técnica da Interpolação de Lagrange de Primeira Ordem. A geometria utilizada para estes cálculos é mostrada na Figura 4.12.

$$\begin{aligned}
 w_{y,v} &= (1 - a_x) a_y \\
 w_{c,v} &= (1 - a_x) (1 - a_y) \\
 w_{d,v} &= a_x a_y \\
 w_{x,v} &= (1 - a_y) a_x
 \end{aligned}
 \tag{4.20}$$

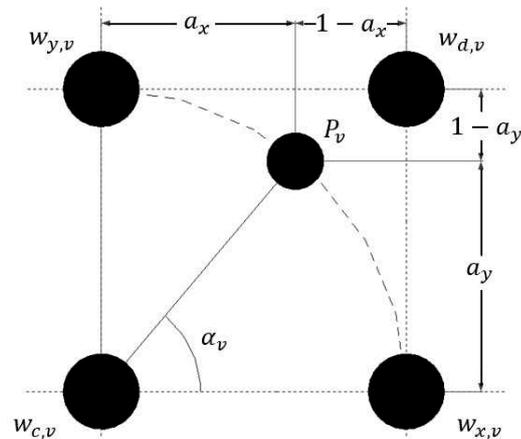


Figura 4.12 – Geometria utilizada como base para a definição dos coeficientes de interpolação.

Nas expressões da Eq. (4.20) e na Figura 4.12, tem-se que $a_x = \cos \alpha_v$ e $a_y = \sin \alpha_v$. O índice v se refere a uma junta interpolada genérica. Os Coeficientes de ponderação são, então, calculados pelas expressões da Eq. (4.21).

$$\begin{aligned}
 h_d &= \sum_{v=1}^{\frac{H}{4}} w_{d,v} \\
 h_i &= 4 \sum_{v=1}^{\frac{H}{4}} w_{c,v} \\
 h_j &= 2 \sum_{v=1}^{\frac{H}{4}} w_{x,v} = 2 \sum_{v=1}^{\frac{H}{4}} w_{y,v}
 \end{aligned}
 \tag{4.21}$$

Para a aplicação na Eq. (4.20), utilizam-se as considerações das Equações (4.22).

$$h_d = h_{1,1} = h_{1,3} = h_{3,1} = h_{3,3}$$

$$h_i = h_{1,2} = h_{2,1} = h_{3,2} = h_{2,3} \quad (4.22)$$

$$h_j = h_{2,2}$$

Em uma malha tridimensional cúbica, o procedimento é feito de forma semelhante; porém, existirá uma maior quantidade de juntas vizinhas, para que seja feita a desinterpolação. As Figuras 4.13, 4.14 e 4.15 representam estas juntas (SAVIOJA; VÄLIMÄKI, 2003). Nessas figuras, a junta central da qual irá se originar o pulso de pressão será posicionada no centro de um cubo cuja aresta é igual ao dobro do comprimento da guia de onda.

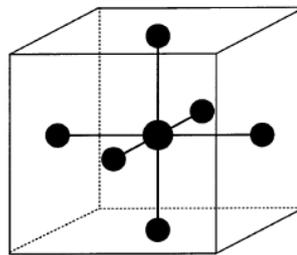


Figura 4.13 – Juntas vizinhas à junta central, considerando a malha cúbica original.

As juntas vizinhas mostradas na Figura 4.13 se localizam nos centros das faces dos cubos e representam aquelas que estão, de fato, conectadas à junta central por guias de ondas. Estas juntas são analisadas de forma semelhante às juntas de índice i da formulação bidimensional.

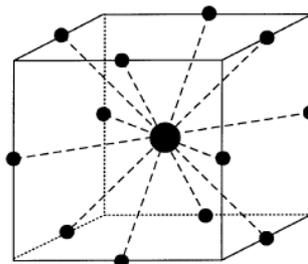


Figura 4.14 – As doze juntas vizinhas à junta central, nas direções das diagonais das faces.

As juntas vizinhas à junta central, que se localizam no centro das arestas do cubo, são mostradas na Figura 4.14. Elas se encontram em direções diagonais em relação à junta

central, porém estão em uma mesma posição relativa que as juntas de índice D da malha bidimensional. Nesta análise, elas serão identificadas pelo índice $2D$.

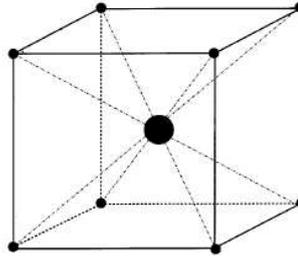


Figura 4.15 – As oito juntas vizinhas à junta central em direções das diagonais do cubo.

As últimas juntas que se encontram na vizinhança da junta central estão posicionadas nos vértices do cubo e se encontram na direção das diagonais do cubo. Estas juntas serão identificadas pelo índice $3D$.

A pressão sonora na junta central com a influência dos nós interpolados é dada pela Eq. (4.23).

$$P_j(n) = \sum_{r=1}^3 \sum_{s=1}^3 \sum_{t=1}^3 h_{r,s,t} P_{r,s,t}(n-1) - P_j(n-2) \quad (4.23)$$

Neste caso, os valores dos coeficientes de ponderação podem ser considerados como mostrado nas expressões da Eq. (4.24).

$$\begin{aligned} h_{2D} &= h_{1,1,2} = h_{2,1,1} = h_{2,1,3} = h_{3,1,2} = h_{1,2,1} = h_{3,2,1} = h_{1,2,3} = h_{3,2,3} = h_{3,3,2} \\ &= h_{2,3,2} = h_{3,3,2} = h_{2,3,3} \end{aligned}$$

$$h_{3D} = h_{1,1,1} = h_{1,1,3} = h_{3,1,1} = h_{3,1,3} = h_{1,3,1} = h_{1,3,3} = h_{3,3,1} = h_{3,3,3} \quad (4.24)$$

$$h_i = h_{2,1,2} = h_{1,2,2} = h_{2,2,1} = h_{2,2,3} = h_{3,2,2} = h_{2,3,2}$$

$$h_j = h_{2,2,2}$$

Os valores de h_{2d} , h_{3d} , h_i e h_j são obtidos a partir dos coeficientes de ponderação, de forma semelhante ao apresentado para o modelo bidimensional – Eq. (4.21) – porém, de acordo com a geometria tridimensional das juntas interpoladas.

4.6. Simulações

Neste item, serão apresentadas simulações em duas e três dimensões da propagação sonora no interior de recintos, utilizando dois métodos: as Malhas das Guias de Ondas Digitais e o Método dos Elementos Finitos. Os resultados serão comparados, com o intuito de validar o DWM.

Com as primeiras simulações serão verificados os resultados obtidos com o método das DWM com e sem a utilização da técnica de interpolação apresentada. As referências adotadas para a avaliação do erro de dispersão serão os resultados obtidos pelo MEF. Comprovada a eficácia da técnica, ela será utilizada em todas as simulações seguintes.

O próximo passo será implementar a nova formulação do contorno anecoico e comparar com a formulação tradicional – onde se considera um coeficiente de reflexão nulo. Estas respostas também serão comparadas àquelas obtidas pelo MEF.

Modelos com diferentes geometrias serão desenvolvidos, bem como as propriedades de absorção sonora do contorno e dos obstáculos variados. A fonte sonora atuará com uma entrada impulsiva e a pressão sonora em função do tempo obtidos pelos dois métodos será comparada para determinados pontos.

O programa do Método das Malhas de Guias de Ondas Digitais será desenvolvido no MATLAB®. Serão consideradas as malhas quadradas e cúbicas para simulações bidimensionais e tridimensionais, respectivamente.

Para as simulações envolvendo o Método dos Elementos Finitos, os modelos e simulações serão desenvolvidos no Ansys®. As características detalhadas das simulações serão descritas à medida que as situações forem apresentadas.

4.6.1. Análises Bidimensionais

Os modelos bidimensionais são úteis na acústica, para uma representação simplificada da propagação sonora nos recintos quando não existem grandes exigências com a precisão do método e não se dispõe de computadores com capacidade processamento de alta velocidade. Tais modelos também são bastante utilizados para a simulação da vibração de superfícies. Neste item, as análises bidimensionais servirão para uma validação preliminar da metodologia.

Para os fins destas análises, serão consideradas três diferentes geometrias – Figura 4.16. A configuração das barreiras e as posições da fonte e dos receptores foram planejadas de forma a verificar os fenômenos da propagação direta, da reflexão e da difração do som no ambiente.

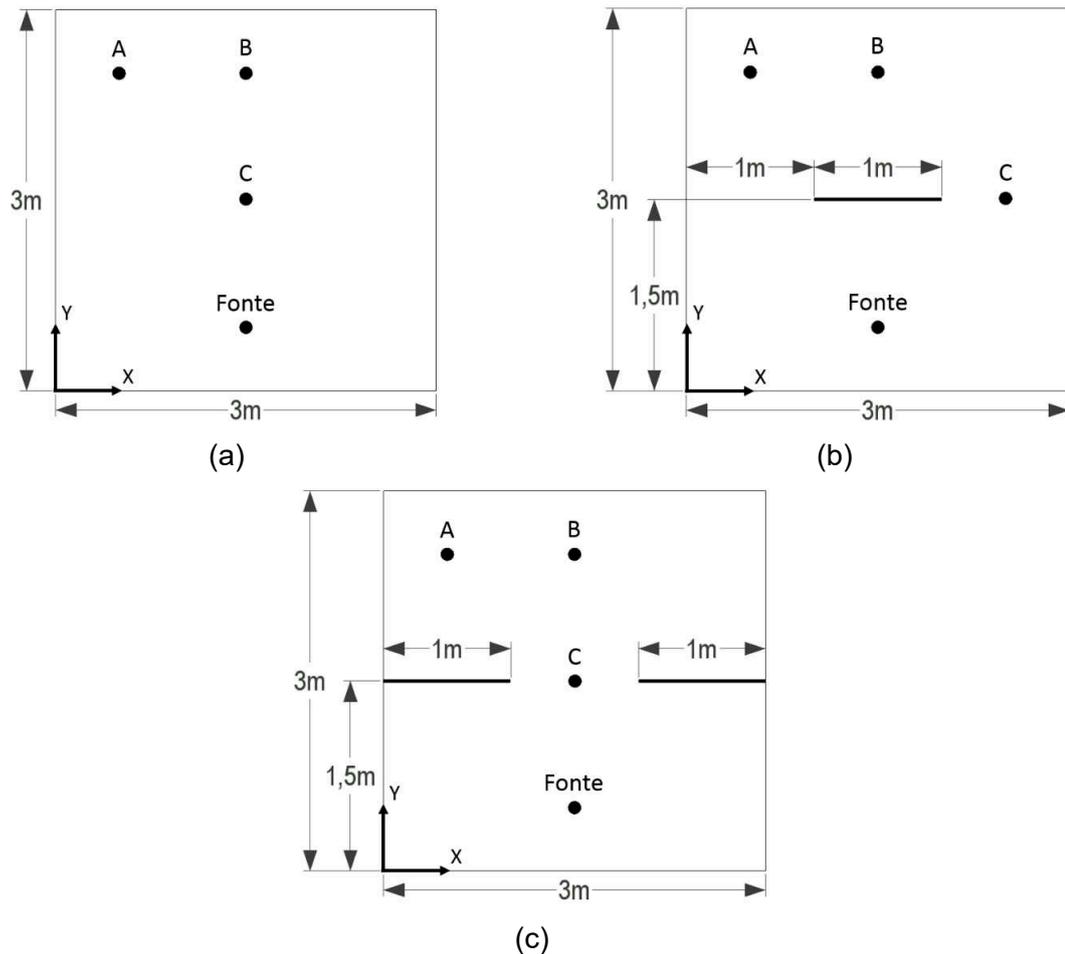


Figura 4.16 – Geometrias da representação bidimensional de salas para simulação: (a) Sala vazia; (b) Sala com barreira central; (c) Sala com barreiras laterais.

As coordenadas da fonte e dos pontos A, B e C para as três geometrias estão apresentadas na Tabela 4.1. Estes valores foram definidos baseados no referencial mostrado em cada uma das salas apresentadas na Figura 4.16.

Tabela 4.1 – Localização da fonte e dos receptores das geometrias simuladas de acordo com o sistema de coordenadas estabelecido.

Ponto	Modelo (a)		Modelo (b)		Modelo (c)	
	X	Y	X	Y	X	Y
Fonte	1,5 m	0,5 m	1,5 m	0,5 m	1,5 m	0,5 m
A	0,5 m	2,5 m	0,5 m	2,5 m	0,5 m	2,5 m
B	1,5 m	2,5 m	1,5 m	2,5 m	1,5 m	2,5 m
C	1,5 m	1,5 m	2,5 m	1,5 m	1,5 m	1,5 m

No modelo do MEF utilizou-se o elemento FLUID29, considerado o mais adequado para simulações acústicas em duas dimensões. Este elemento possui três ou quatro nós – para elementos triangulares ou retangulares, respectivamente – com três graus de liberdade cada: deslocamento horizontal, deslocamento vertical e pressão sonora; e ainda oferece opções para considerá-lo adjacente ou não a uma estrutura, além de simulações de modelos planos ou modelos axissimétricos.

Os modelos, portanto, foram construídos segundo as geometrias da Figura 4.16, e os elementos em contato com o contorno (paredes) ou com as barreiras foram alterados para a opção que os considera adjacentes a estruturas sólidas. Os demais, consideram a ausência da estrutura.

O programa ainda exige que se informe as propriedades do meio de propagação (densidade e velocidade do som), dos contornos e da parede (absorção sonora), sendo que este último só é avaliado nos elementos adjacentes a estruturas. Como se deseja simular a propagação do som no ar, a densidade informada foi de $1,21 \text{ kg/m}^3$ e a velocidade do som foi de 340 m/s . Os valores da absorção sonora do contorno utilizados tanto no MEF quanto no método das DWM serão definidos pelas quatro configurações mostradas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Coeficientes de absorção definidos para as simulações realizadas.

Configurações	Coefficiente de Absorção
1	0,00
2	0,40
3	0,80
4	1,00

Destaca-se que o coeficiente de absorção deve ter seu valor sempre entre 0 e 1. Um coeficiente de absorção 0 indica uma superfície perfeitamente reflexiva, enquanto o valor 1 representa a absorção total, podendo ser utilizada para a simulação de um campo livre. Ressalta-se, ainda, que para as salas (b) e (c), apenas as propriedades acústicas do contorno variaram. Isso significa que o coeficiente de absorção foi mantido igual a zero para as barreiras internas em todas as simulações.

A fonte, em todas as simulações que serão apresentadas, foi inserida com uma excitação impulsiva, representada pela metade do ciclo de um seno de 200 Hz , assim como apresentado na Figura 4.17. Para esta situação, o intervalo de tempo de ação da fonte é de $2,5 \cdot 10^{-3}$ segundos, o que garante que todas as frequências entre 0 e 400 Hz sejam excitadas.



Figura 4.17 – Excitação inserida pela fonte no sistema.

De acordo com Gerges (2000), o elemento deve ter, no máximo, um comprimento 6 vezes menor que o comprimento da onda simulada. Uma onda que se propaga no ar com a frequência de 400 Hz possui um comprimento de 85 cm, sendo recomendado, portanto, um elemento menor que 14 cm, aproximadamente. Nas simulações do MEF realizadas, foi adotado um comprimento de 10 cm. As considerações a respeito da composição da Malha de Guia de Ondas Digitais serão apresentadas na seção a seguir.

4.6.1.1. Implementação da Interpolação de Malha

Nesta seção, serão avaliados os efeitos da implementação da interpolação de malha e a sua contribuição com a redução do erro de dispersão. Os testes que serão realizados utilizaram o modelo (a) da sala bidimensional e os coeficientes de absorção sonora no contorno nulos.

As simulações das Malhas de Guias de Ondas Digitais foram, a princípio, realizadas com guias de comprimento 10,02 cm, a fim de comparar com os resultados obtidos pelo Ansys® para um refino equivalente. Dada a relação da Eq. (4.10) para a discretização espacial utilizada, o incremento de tempo das Malhas de Guias de Ondas Digitais será de, aproximadamente, 0,21 ms. Apesar deste valor, no Método dos Elementos Finitos, não depender do tamanho do elemento, ele foi ajustado no Ansys® de forma equivalente. As Figuras 3.18, 3.19 e 3.20 mostram a comparação da resposta no tempo para os primeiros 0,2 segundos da propagação sonora nos pontos A, B e C para a situação descrita.

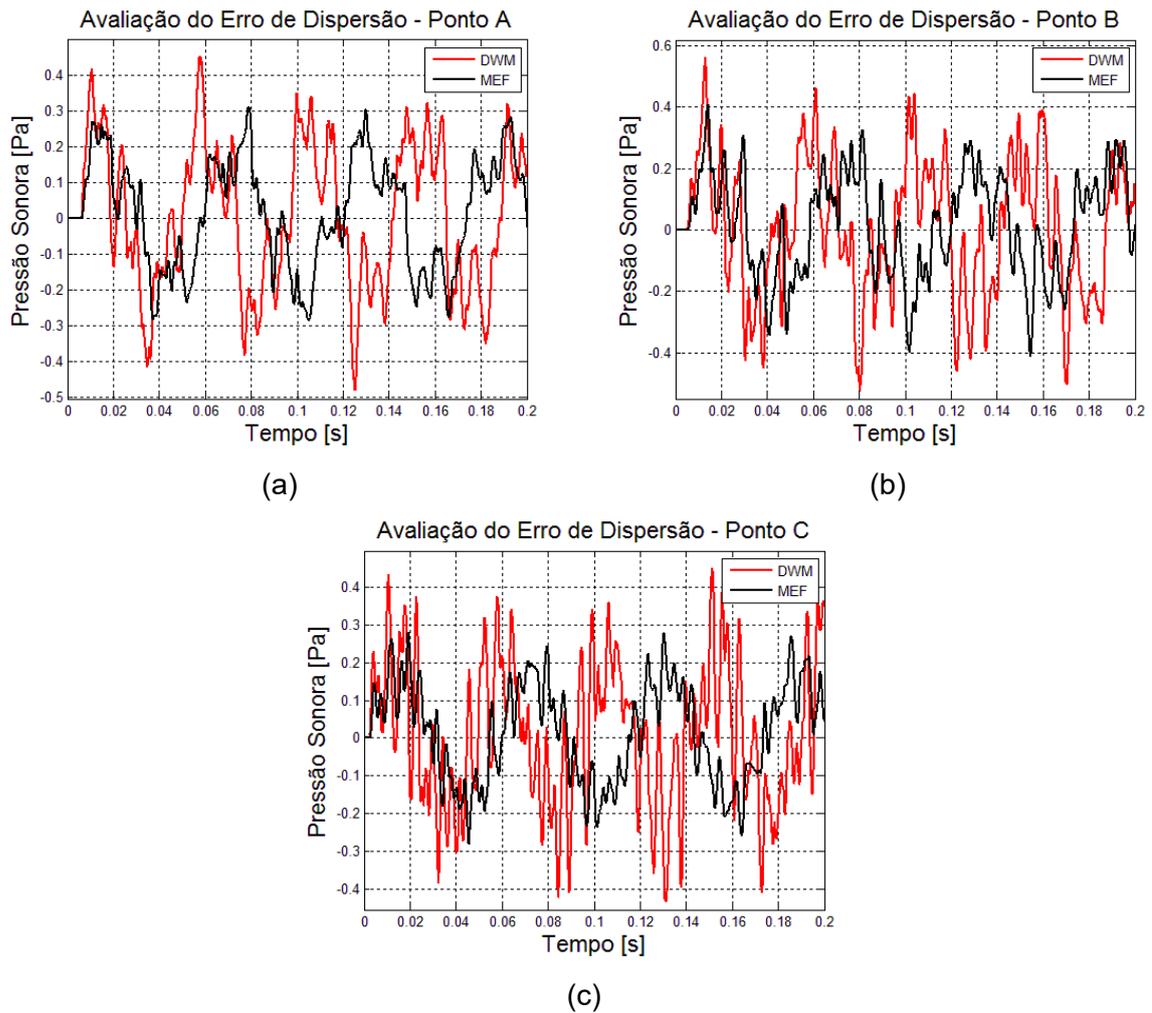


Figura 4.18 – Comparação da resposta no tempo da pressão sonora da sala (a) obtido via DWM e MEF. (a) Sinais simulados para o ponto A; (b) Sinais simulados para o ponto B; (c) Sinais simulados para o ponto C

Observa-se, pelos resultados apresentados na Figura 4.18, que os sinais da pressão sonora nos pontos de interesse divergem de forma considerável em relação ao resultado de referência obtido pelo MEF. Em seguida, desejou-se verificar qual o comprimento da guia de onda seria necessário para se obter resultados semelhantes aos obtidos no Ansys®. Após realizados os testes, verificou-se que a malha necessária para este fim deveria ser composta por guias de aproximadamente 5,01 cm de comprimento. Os resultados deste refinamento são apresentados na Figura 4.19.

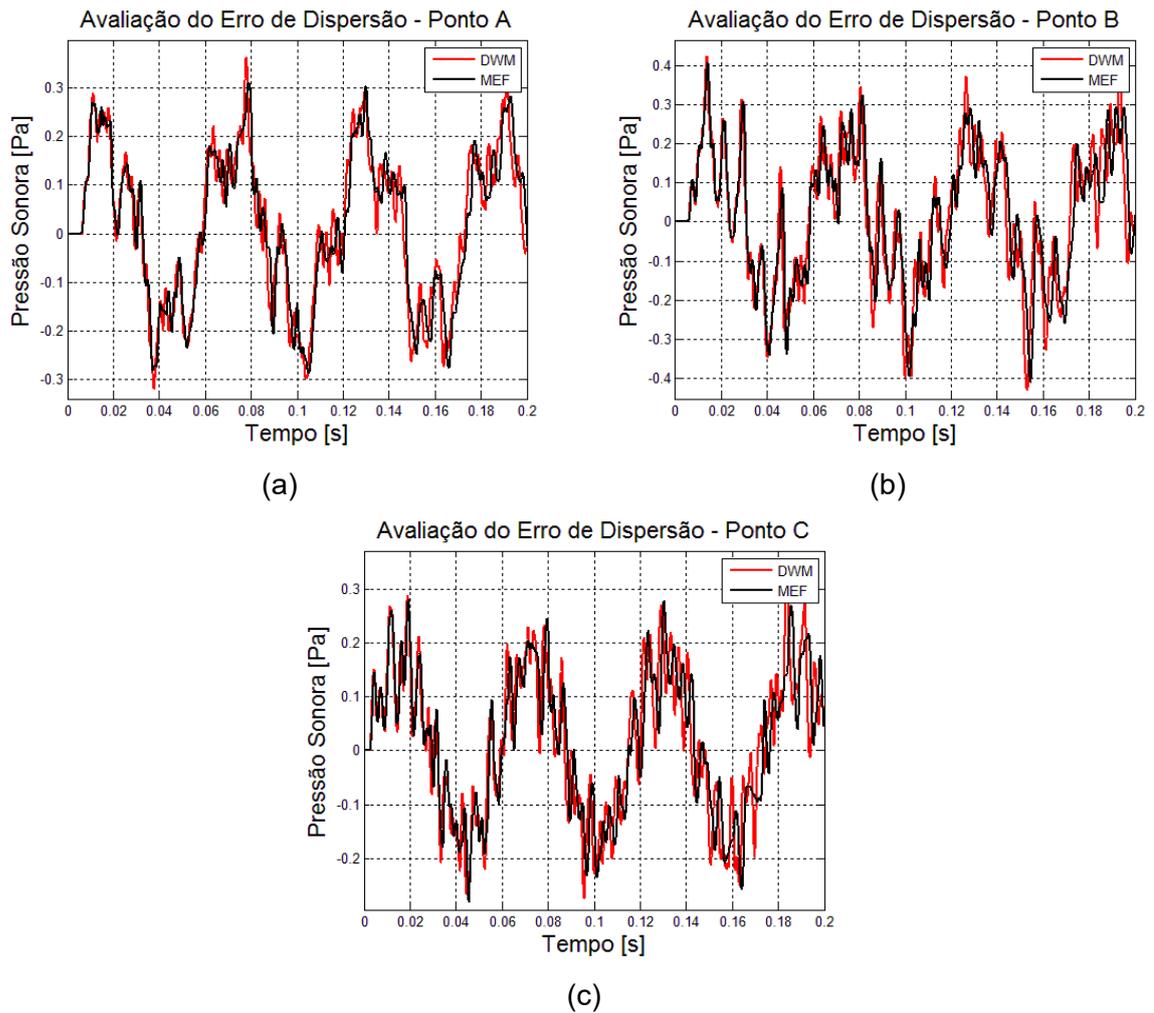


Figura 4.19 – Avaliação do efeito do refinamento da malha de DWM e comparação com os resultados de MEF para a sala (a). (a) Sinais simulados para o ponto A; (b) Sinais simulados para o ponto B; (c) Sinais simulados para o ponto C

Verifica-se que, para um maior refinamento da malha do método DWM, os resultados se mostram mais próximos àqueles obtidos no MEF.

A seguir, foram realizadas as simulações do modelo de DWM com guias de 10,02 cm; porém, com os efeitos da interpolação de Malha. Os resultados obtidos estão mostrados na Figura 4.20.

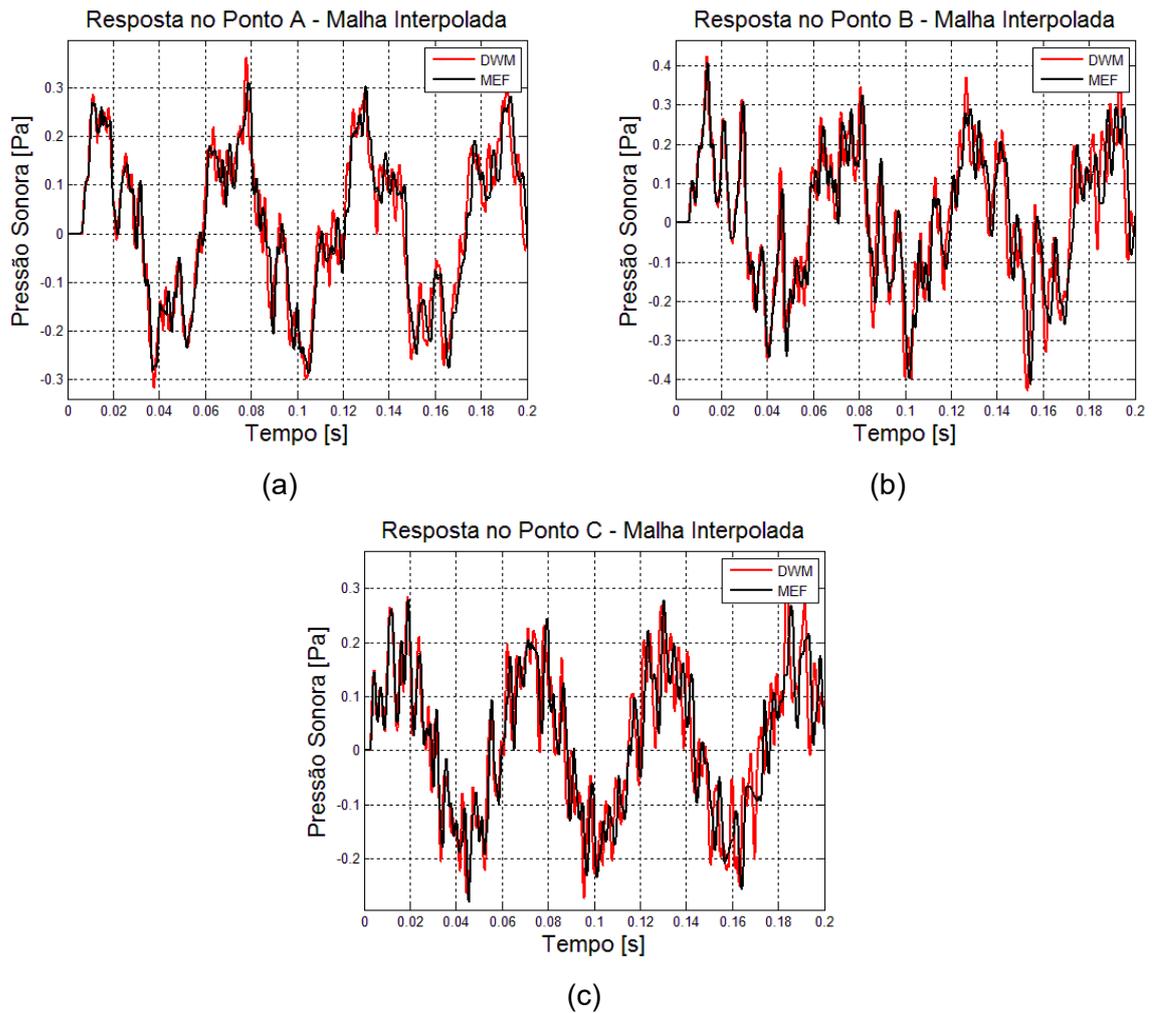


Figura 4.20 – Avaliação do efeito da interpolação da malha de DWM e comparação com os resultados de MEF para a sala (a). (a) Sinais simulados para o ponto A; (b) Sinais simulados para o ponto B; (c) Sinais simulados para o ponto C

É possível verificar, na Figura 4.20, que os resultados obtidos pela interpolação de Malha se mostram semelhantes àqueles obtidos com a redução do comprimento das guias para 5,01 cm, além de apresentarem menor tempo de processamento. Os tempos de processamento necessários para cada simulação encontram-se apresentados na Tabela 4.3, a seguir. Vale ressaltar que o sistema utilizado para todas as simulações foi o mesmo.

Tabela 4.3 – Tempos de processamento para cada simulação realizada na etapa de verificação do método de Interpolação de Malha.

Simulação	Tempo de Processamento
MEF	5 minutos e 32 segundos
DWM – Malha de 10,02 cm	12 segundos
DWM – Malha de 10,02 cm Interpolada	14 segundos
DWM – Malha de 5,01 cm	27 segundos

Com base na Tabela 4.3, constata-se que o tempo de processamento de todas as simulações de DWM são inferiores ao tempo gasto pelo MEF. Além disso, percebe-se que a malha interpolada aumenta o custo computacional; porém, ele é inferior àquele observado no refinamento da malha, além de obter resultados semelhantes a este processo.

Verificada a eficácia do método e o seu benefício no custo computacional, decidiu-se por implementar esta formulação em todas as simulações realizadas neste trabalho.

4.6.1.2. Avaliação das Formulações de Absorção Total

Conforme já comentado, a consideração de superfícies com coeficiente de absorção total é importante para casos em que se deseja simular ambientes abertos, ou recintos que possuem alguma abertura que permite a propagação livre do som.

As simulações realizadas nesta seção utilizaram o modelo da Sala (a) – não existem barreiras no interior da sala. Os parâmetros utilizados no código de MEF foram os mesmos informados nos códigos computacionais para avaliação da formulação de Interpolação. Os cálculos foram realizados para os primeiros 0,2 segundos de propagação sonora.

O primeiro caso analisado da DWM considerou a formulação tradicional das condições de contorno, onde foi informado o coeficiente de reflexão nulo ($r = 0$). No programa Ansys®, foi criada uma área circular que circunscreve os modelos, em cujo contorno foram definidos elementos FLUID129. Este elemento representa contornos infinitos em simulações acústicas. Os resultados obtidos para a pressão sonora em função do tempo nos pontos A, B e C estão apresentados na Figura 4.21.

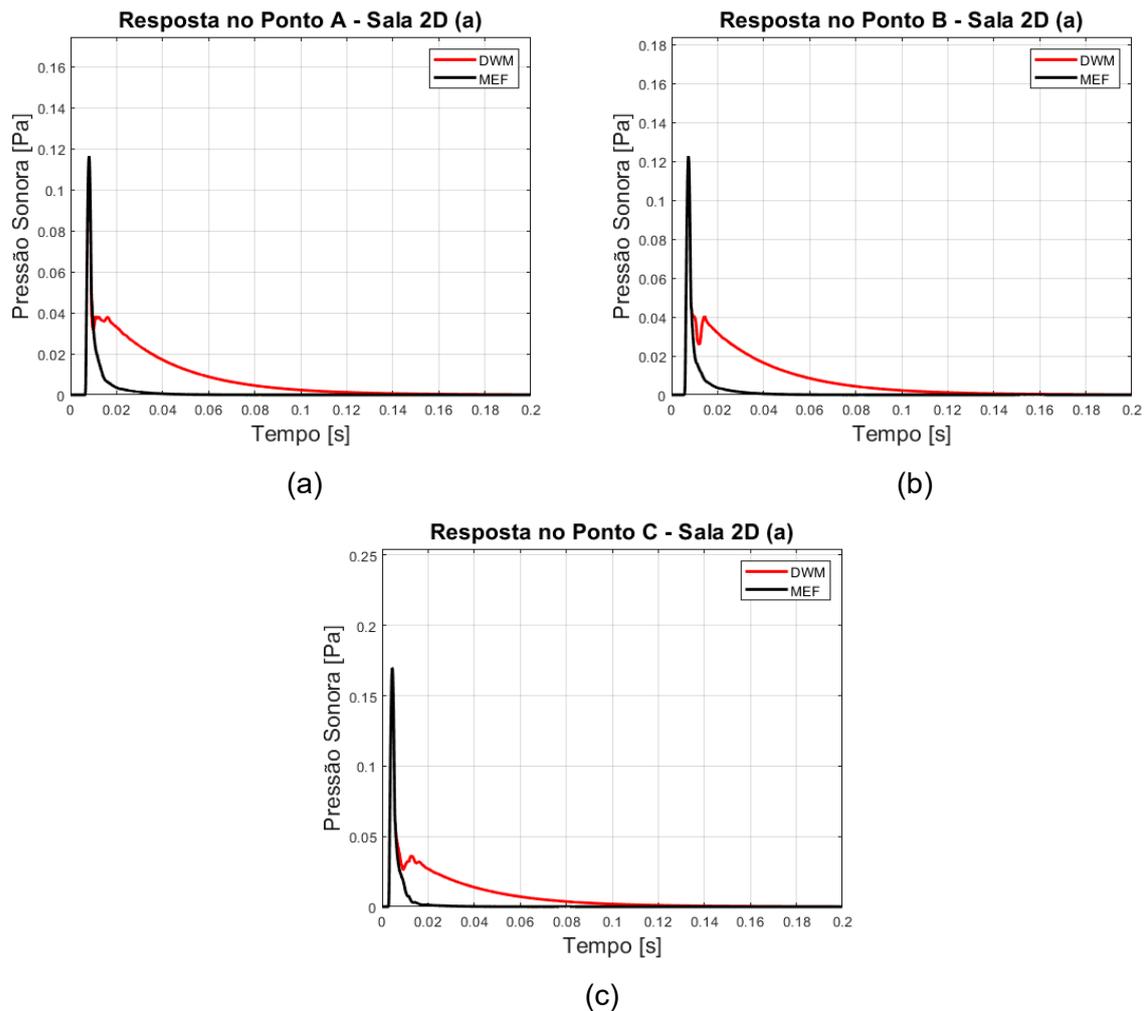


Figura 4.21 – Resultados da comparação da absorção total da Formulação Tradicional do DWM e do MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

Observa-se, na Figura 4.21, que os resultados obtidos no DWM apresentam um segundo pico de menor intensidade, o que pode significar que uma pequena parcela de energia foi refletida pelas paredes.

Utilizando a formulação para o contorno com absorção total a partir das expansões da série de Taylor de segunda ordem – conforme Equação 4.17 – os resultados obtidos foram os apresentados na Figura 4.22.

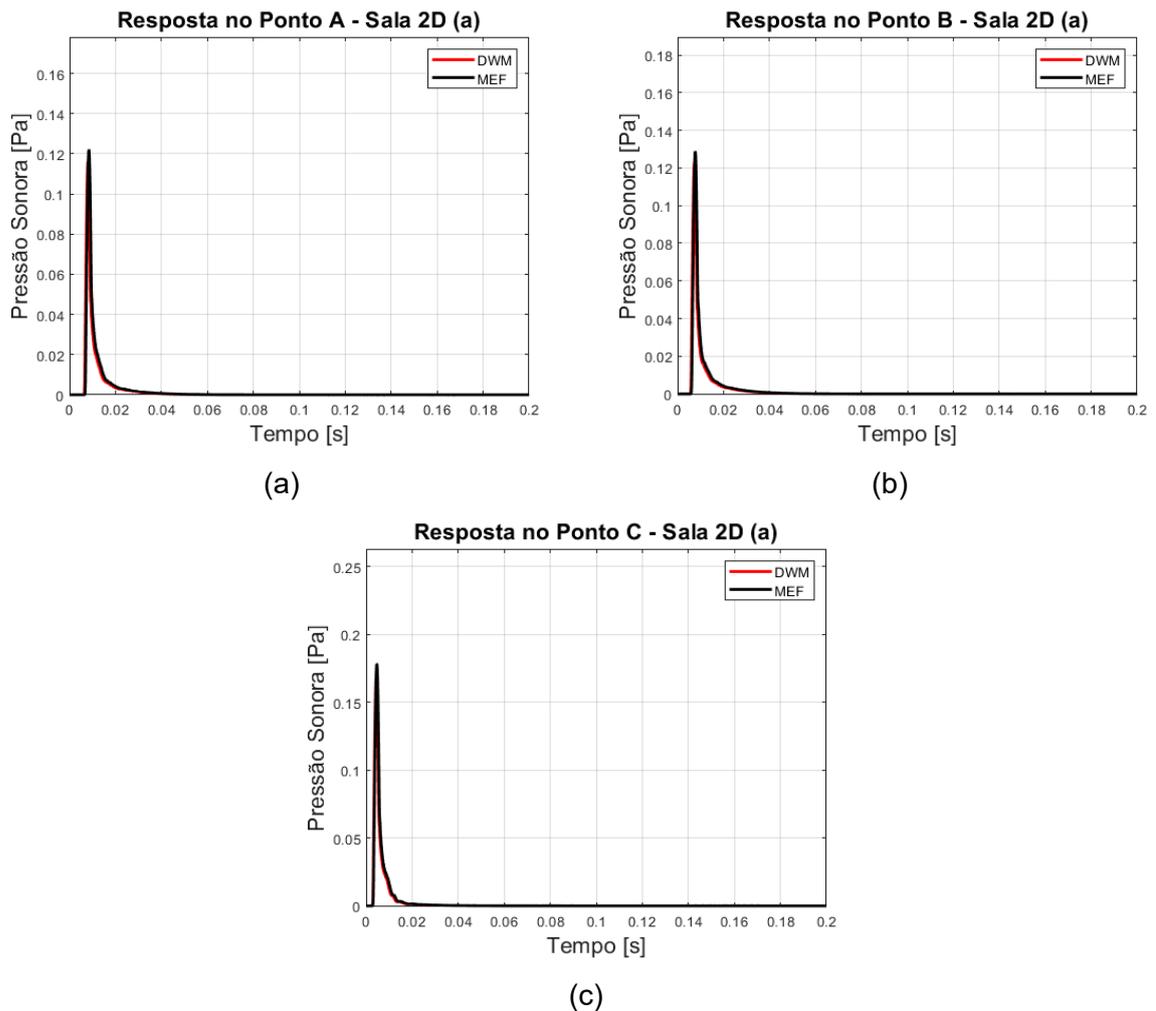


Figura 4.22 – Resultados da comparação da absorção total da Formulação por expansão em séries de Taylor, do DWM e do MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C

Avaliando os resultados obtidos, verifica-se que o segundo pico não mais se apresenta para esta formulação do contorno do DWM, indicando equivalência com os resultados apresentados pelo MEF.

Para melhor visualização deste efeito, foram obtidas imagens da distribuição da pressão sonora em toda a área da sala, em diferentes instantes. O resultado deste procedimento está apresentado nas Figuras 4.23, 4.24, 4.25 e 4.26. Ressalta-se que, para a apresentação dos resultados do MEF, foi ignorada a área circular adicional criada para estes procedimentos de simulação.

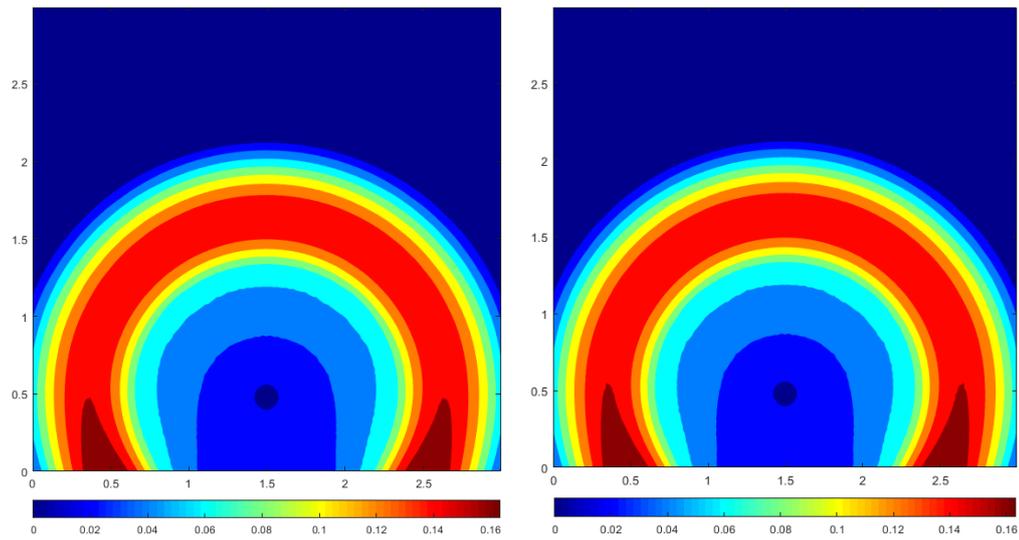


Figura 4.23 – Distribuição da pressão sonora na área da sala, no Instante 0,005 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

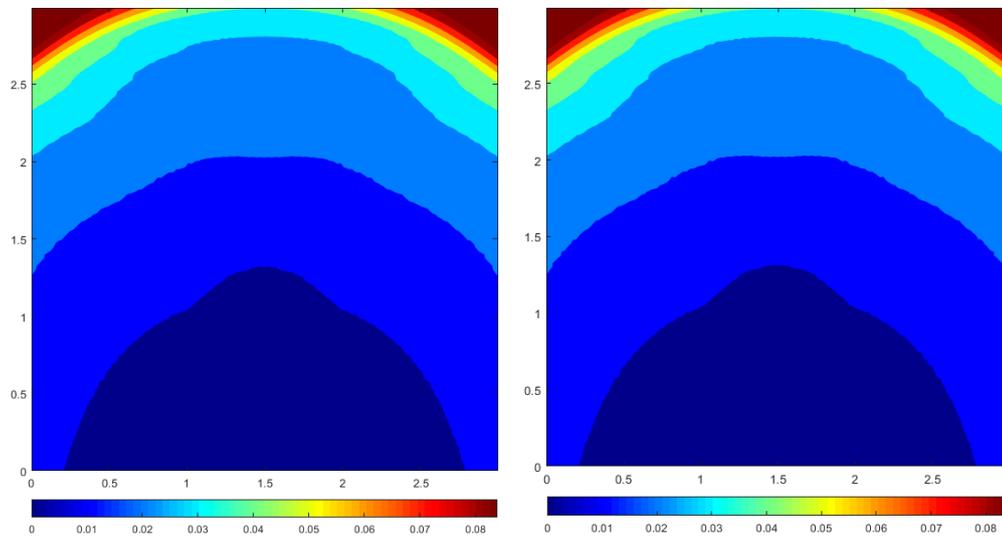


Figura 4.24 – Distribuição da pressão sonora na área da sala, no Instante 0,010 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

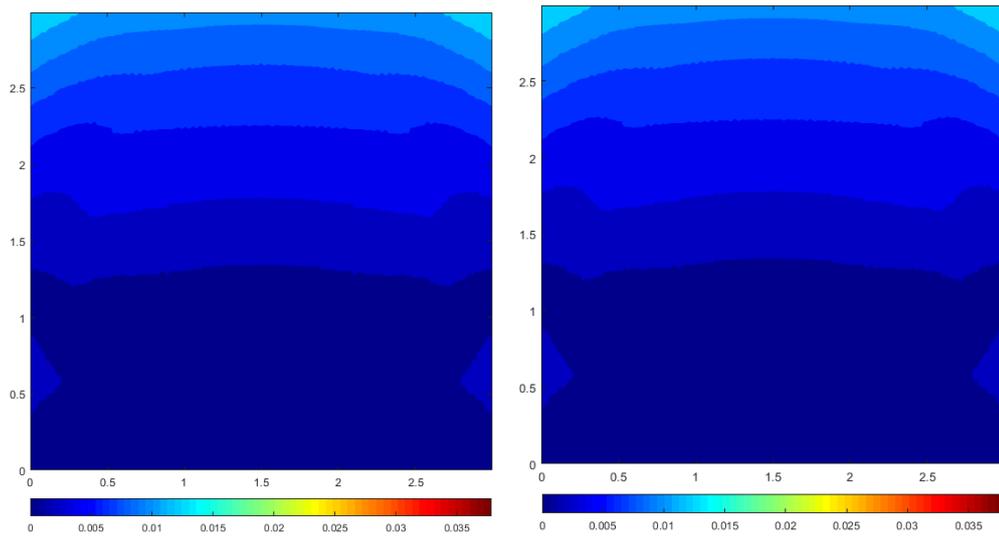


Figura 4.25 – Distribuição da pressão sonora na área da sala, no Instante 0,015 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

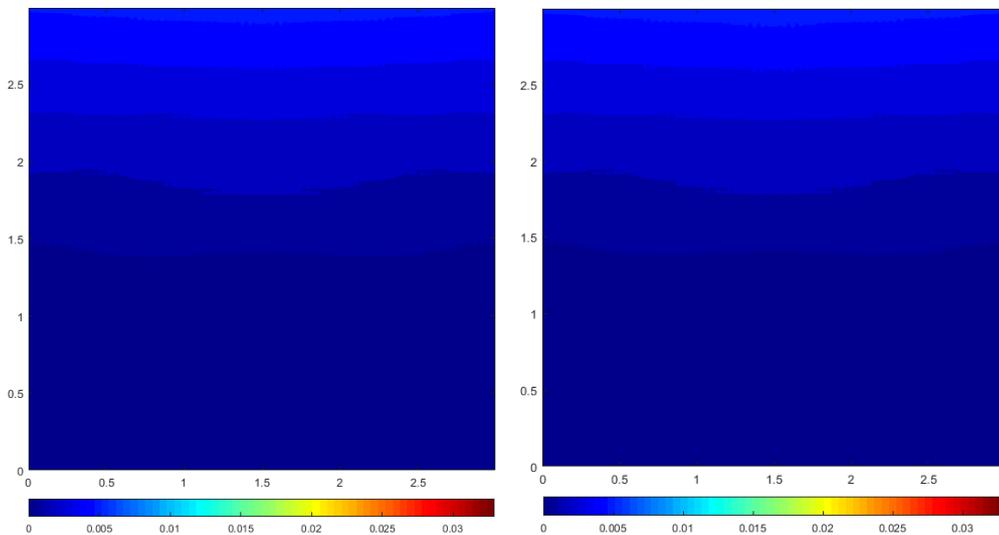


Figura 4.26 – Distribuição da pressão sonora na área da sala, no Instante 0,020 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

Observando a propagação do som nos recintos simulados, é possível verificar a equivalência entre os resultados obtidos pelos dois métodos. Ressalta-se que os limites das escalas de cores foram atualizados em cada instante de tempo; porém, foram definidos com valores iguais para ambos os métodos.

Conforme apresentado na Tabela 4.2, foram avaliadas quatro diferentes configurações para absorção total de cada sala, sendo a última a de absorção total. Para todas as simulações da Configuração 4 seguintes, será utilizada apenas a formulação da expansão por séries de Taylor.

4.6.1.3. Análise do Método em Diferentes Configurações

Passou-se, então, para a avaliação dos resultados obtidos para as diferentes geometrias de sala – Figura 4.16 – e para diferentes configurações do contorno – Tabela 4.2.

A primeira simulação realizada foi para a Sala (a) – Configuração 1. Os resultados obtidos para o sinal da propagação do som no domínio do tempo nos primeiros 0,5 segundos estão mostrados na Figura 4.27. Nesta figura, os valores obtidos pelo DWM são comparados com os do MEF.

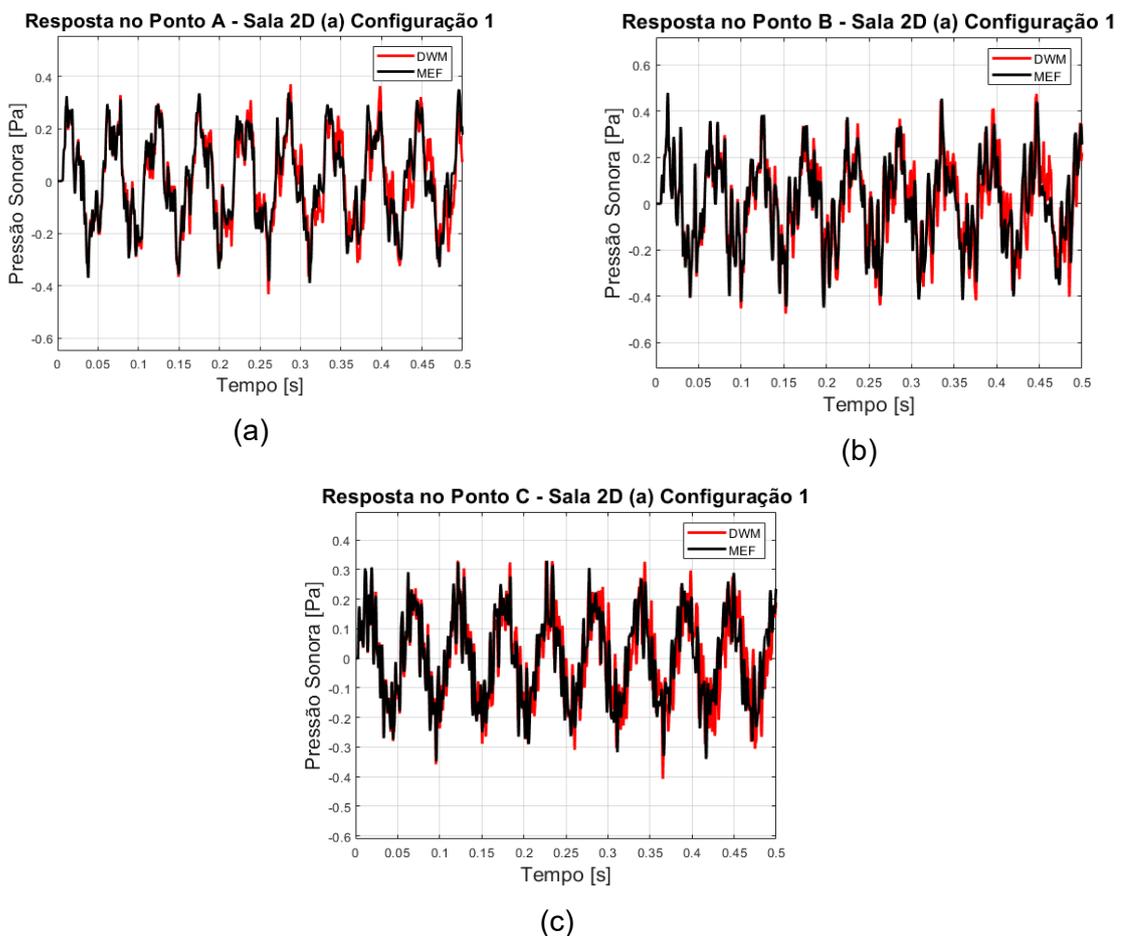


Figura 4.27 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,5 segundos da Sala (a) bidimensional – Configuração 1, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C

Observa-se, na Figura 4.27, a equivalência dos sinais, principalmente nos primeiros 0,2 segundos. A partir deste instante, é possível verificar pequena divergência entre os sinais,

causada, provavelmente, pelo erro de dispersão do DWM, que cresce à medida que ocorre a propagação da onda sonora. Apesar disto, o método pode ser considerado válido, já que, para muitas reflexões, a energia sonora se dissipará de forma significativa.

A seguir, nas Figuras 4.28, 4.29, 4.30 e 4.31, são mostrados os mapas de distribuição da pressão sonora na Sala (a) para quatro diferentes instantes. A apresentação destas figuras só foi feita para a Configuração 1 da Sala (a) bidimensional. O intuito desta análise foi verificar, de forma visual, a precisão das simulações do DWM nas primeiras reflexões da onda no contorno.

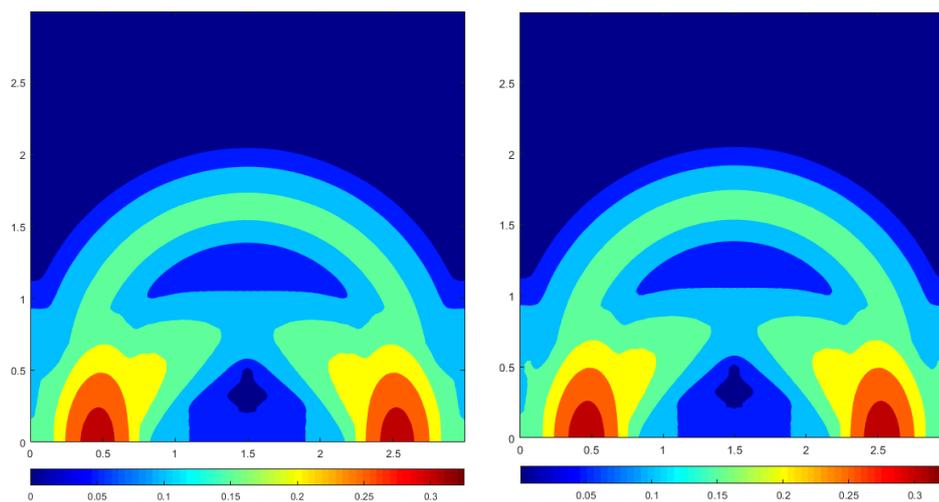


Figura 4.28 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,005 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

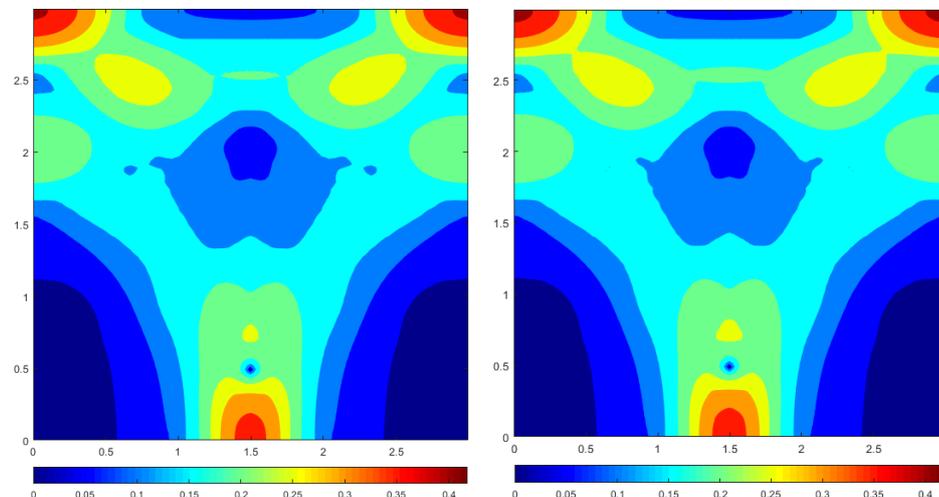


Figura 4.29 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,010 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

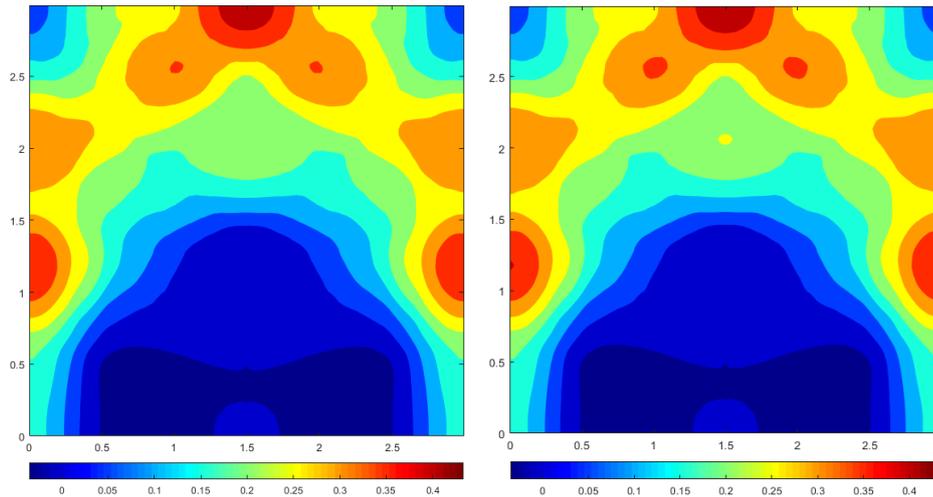


Figura 4.30 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,015 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

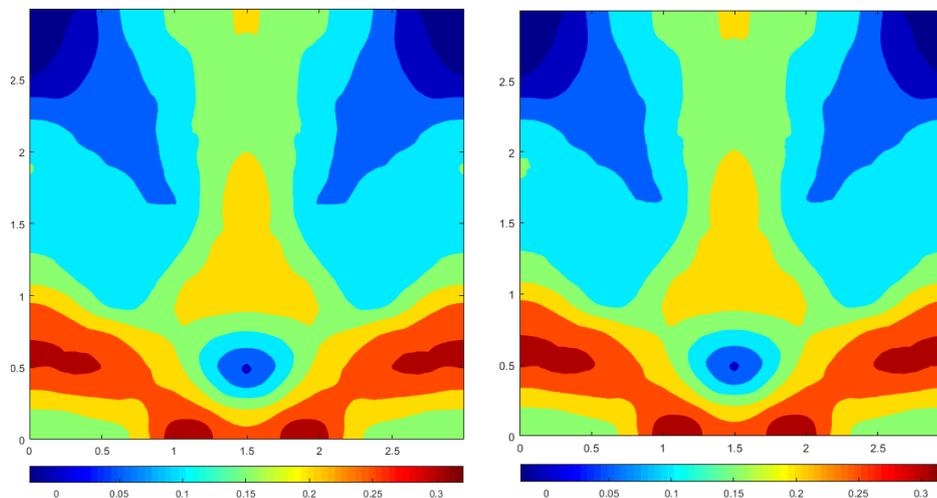


Figura 4.31 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,020 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

Nas Figuras 4.28 a 4.31, é possível verificar que existe equivalência entre os mapas de distribuição da pressão sonora obtidos.

A seguir, passou-se para a avaliação dos resultados obtidos com a variação dos coeficientes de absorção das paredes do contorno. A comparação dos resultados obtidos pelo DWM e pelo MEF para a Configuração 2 – Coeficiente de absorção de 0,4 ou 40% foi apresentada na Figura 4.32, a seguir. A simulação foi realizada para os primeiros 0,2 segundos de propagação do som.

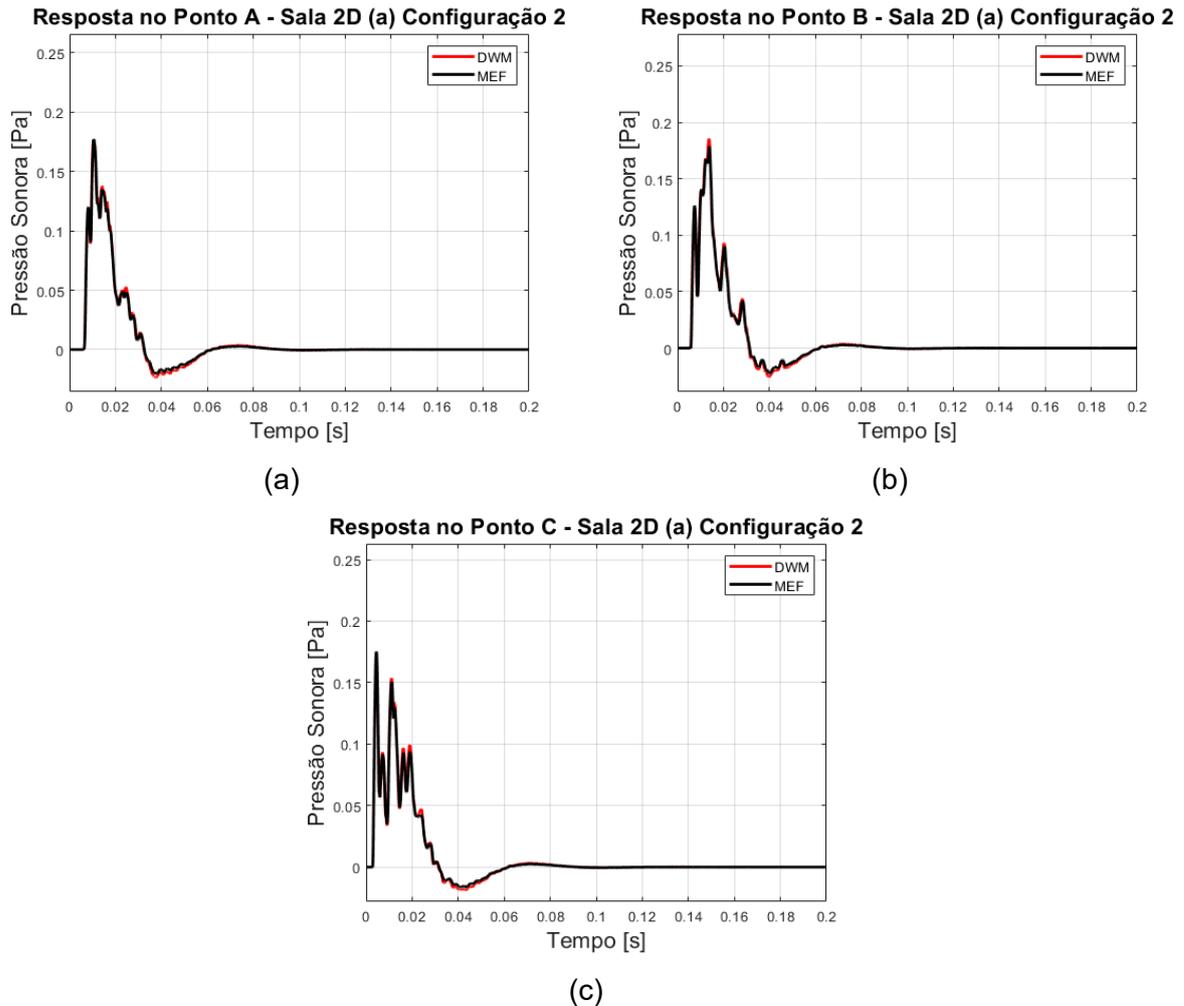


Figura 4.32 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (a) bidimensional – Configuração 2, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

Observa-se equivalência nos resultados obtidos pelos dois métodos em todos os pontos de controle. Como a energia se dissipa rapidamente, não foi possível observar a divergência que ocorre, devido ao acúmulo do erro de dispersão no tempo. Este fato foi observado em todas as simulações seguintes da Sala (a) bidimensional.

Em seguida, passou-se para a simulação da Configuração 3 – Coeficiente de absorção de 0,8 ou 80% – cujos resultados estão apresentados na Figura 4.33. Destaca-se que os resultados também foram obtidos apenas para os primeiros 0,2 segundos de propagação sonora.

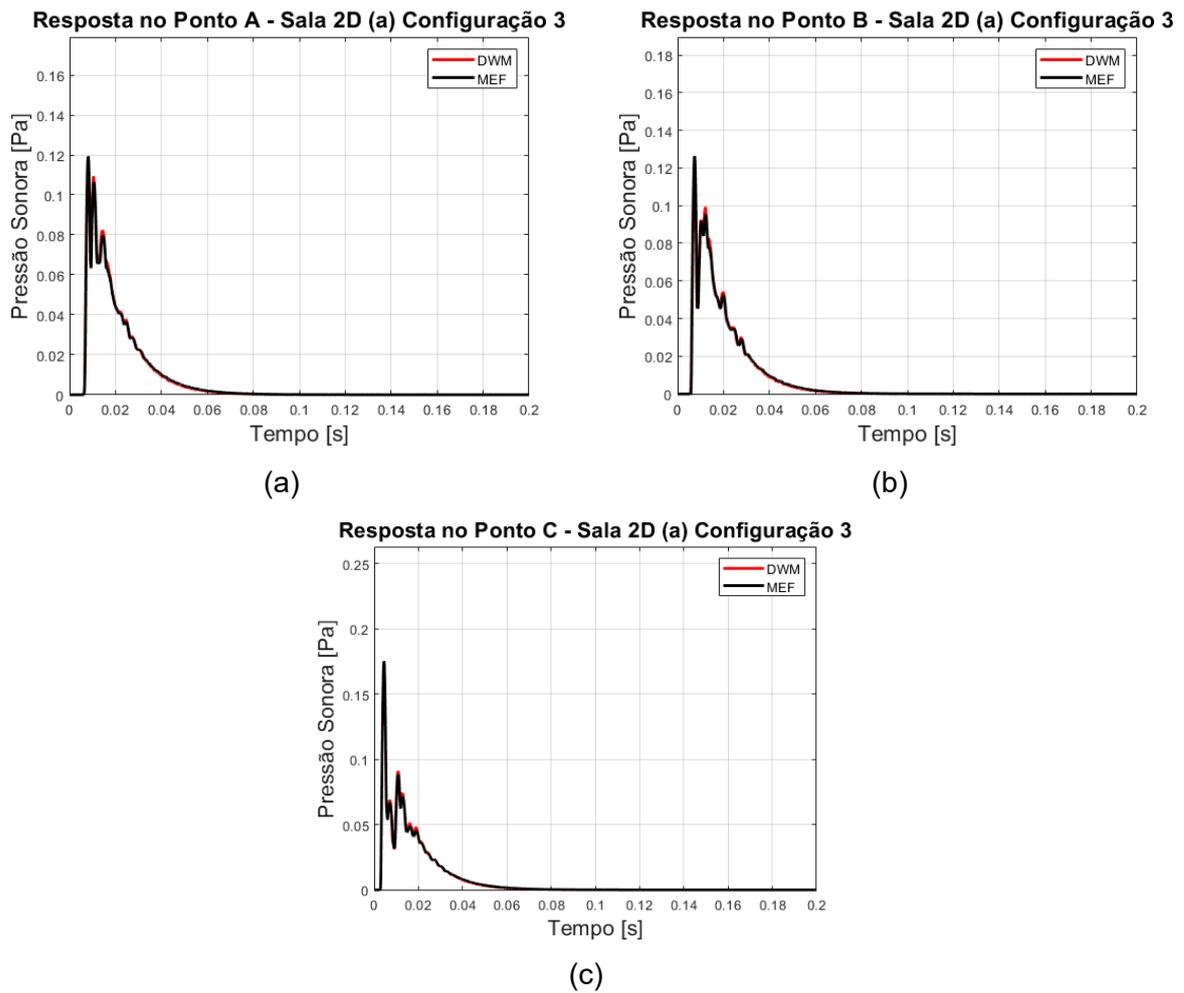


Figura 4.33 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (a) bidimensional – Configuração 3, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

Os resultados desta simulação, novamente, mostram equivalência entre os métodos DWM e MEF. Para a Sala (a) bidimensional, os resultados da Configuração 4 já foram apresentados na análise da formulação do contorno anecoico.

Na sequência, passou-se para as simulações da Sala (b) bidimensional. O primeiro resultado obtido foi para a Configuração 1. Os sinais no tempo da pressão sonora obtidos nos pontos de controle, comparando os valores do DWM e o MEF, encontram-se apresentados na Figura 4.34:

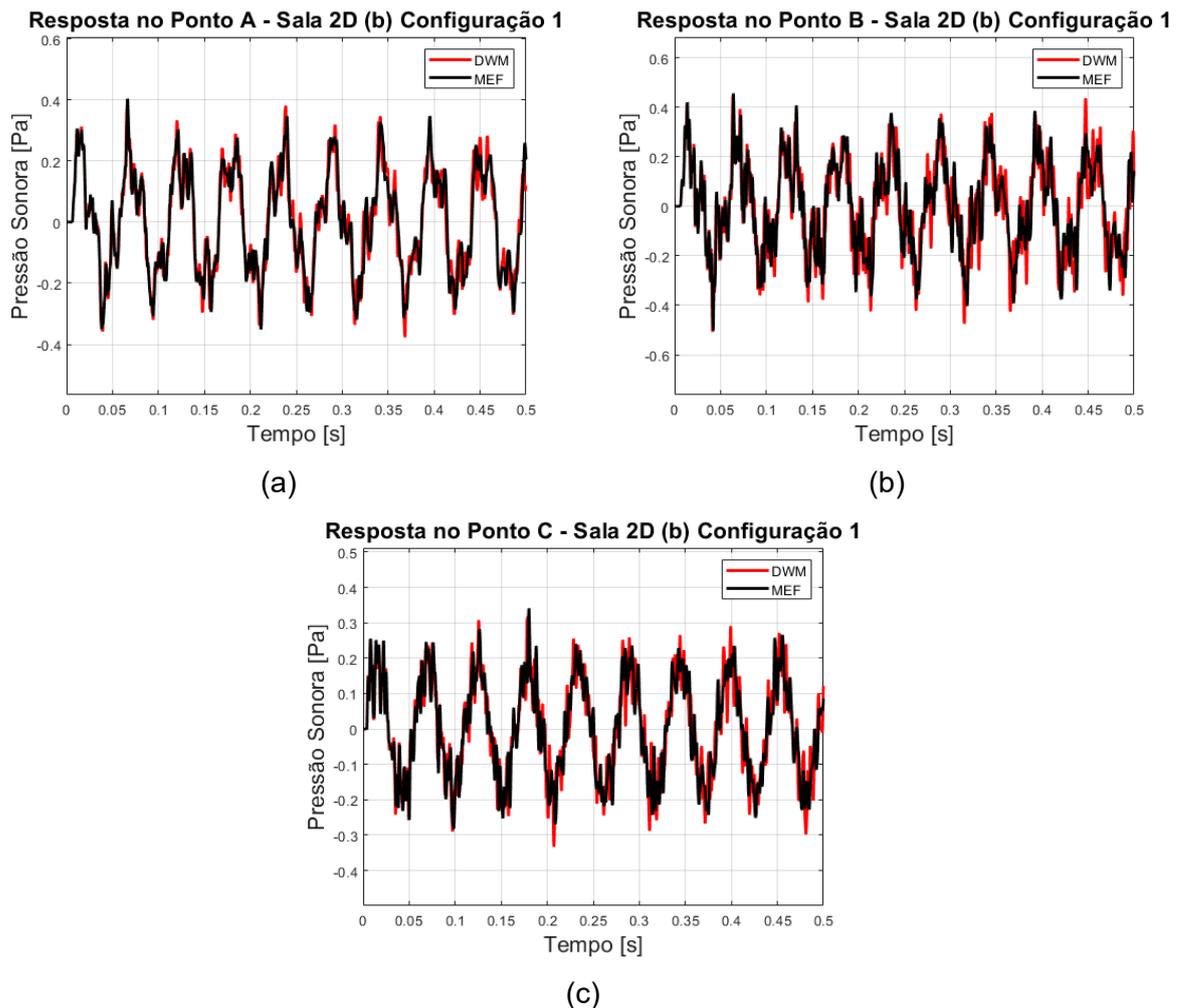


Figura 4.34 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,5 segundos da Sala (b) bidimensional – Configuração 1, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C

Novamente, é possível verificar a equivalência entre os sinais, sendo as maiores diferenças observadas a partir dos 0,3 segundos, quando os erros de dispersão dos métodos são maiores. As Figuras 4.35 a 4.38 mostram os mapas de pressão sonora simulados para 4 diferentes instantes, a fim de se comparar os resultados obtidos para as primeiras reflexões de cada método.

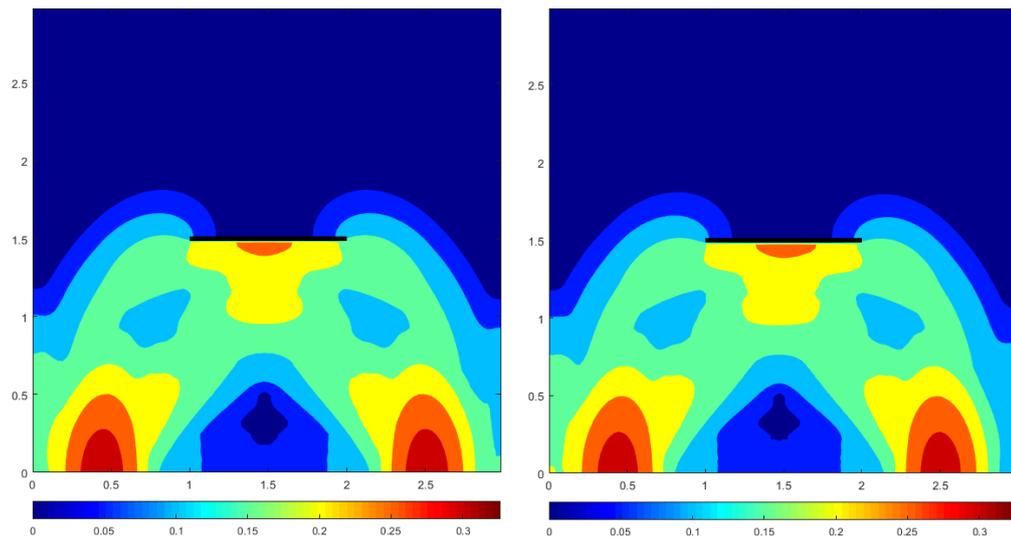


Figura 4.35 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,005 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

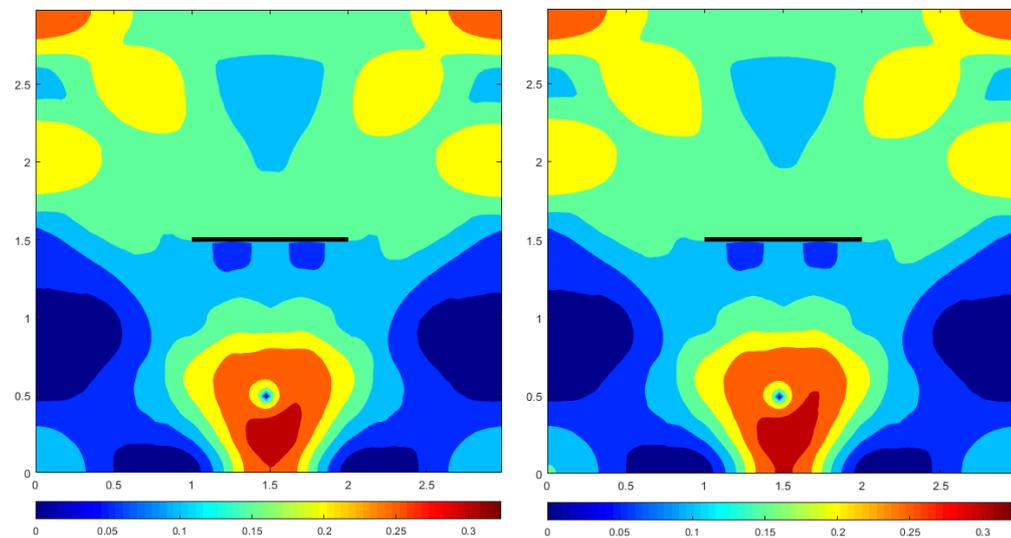


Figura 4.36 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,010 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

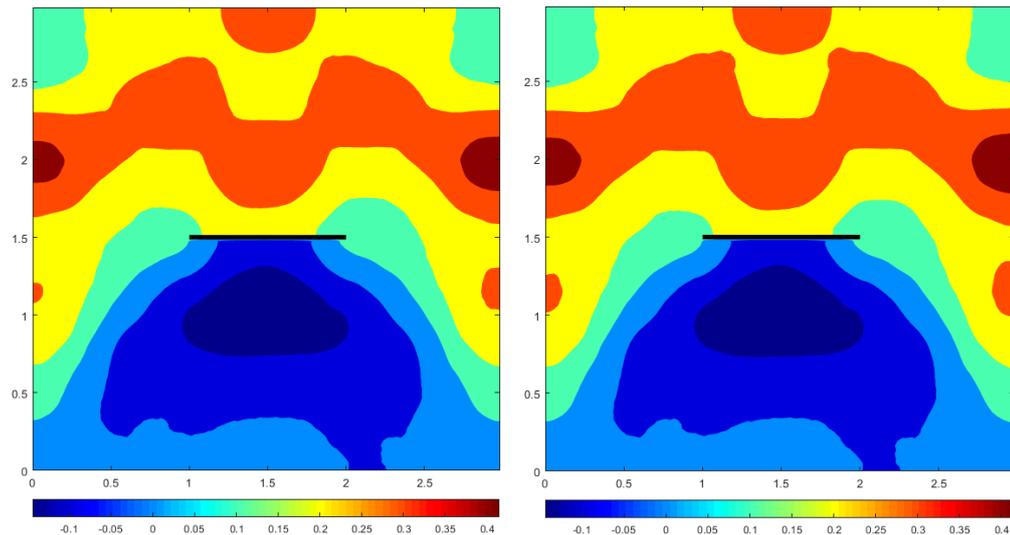


Figura 4.37 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,015 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

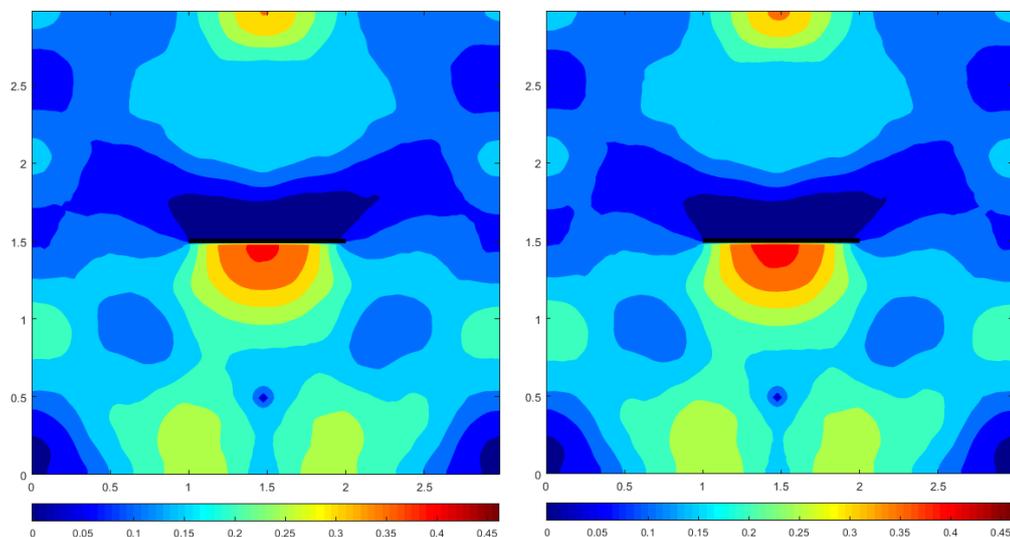


Figura 4.38 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,020 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

Considerando que ambas as simulações apresentam os mesmos limites na escala, percebe-se que os resultados são semelhantes.

A próximo passo foi a simulação da Configuração 2 da Sala (b) bidimensional. Os resultados obtidos para os primeiros 0,2 segundos dos métodos DWM e MEF estão mostrados na Figura 4.39.

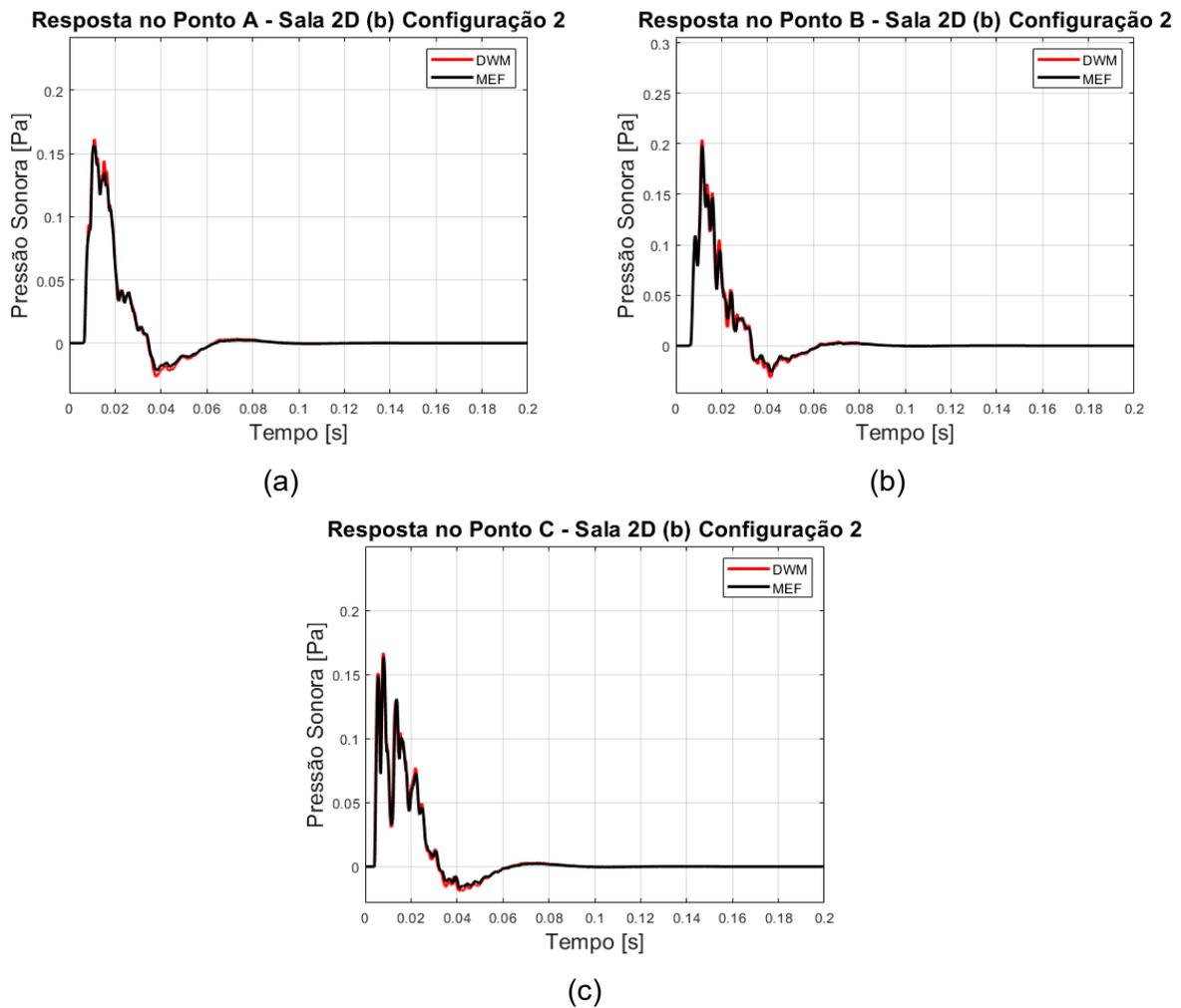


Figura 4.39 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (b) bidimensional – Configuração 2, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C

Observa-se, na Figura 4.39, que os resultados obtidos se mostram equivalentes, com pequenos desvios após os 0,03 segundos. Para a avaliação das simulações da Configuração 3 nos primeiros 0,2 segundos, apresenta-se a Figura 4.40.

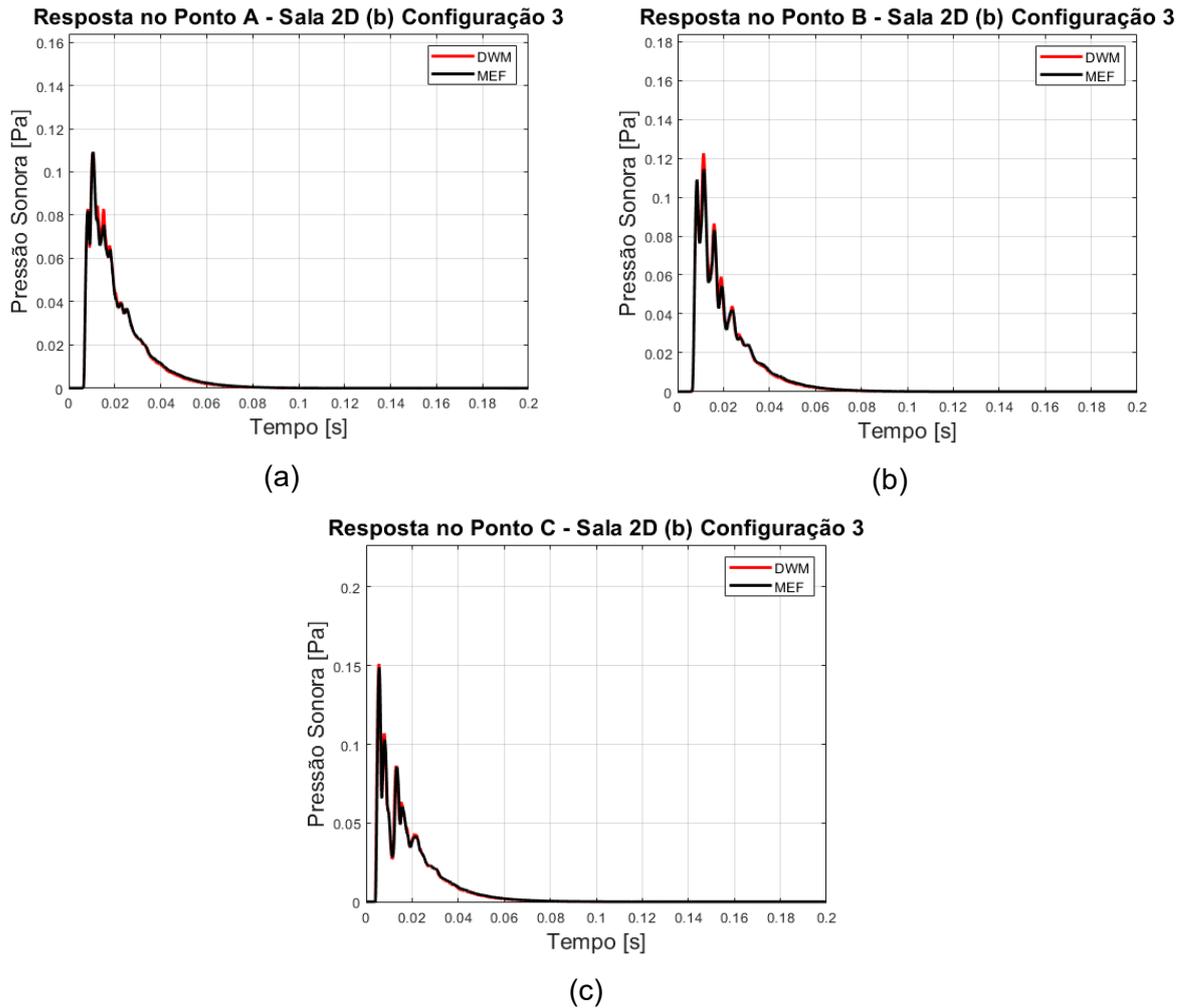


Figura 4.40 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (b) bidimensional – Configuração 3, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

Na Figura 4.40, também é possível verificar a conformidade entre os sinais simulados. Para finalizar as simulações da Sala (b), o mesmo procedimento foi executado para a Configuração 4. Os resultados são apresentados na Figura 4.41.

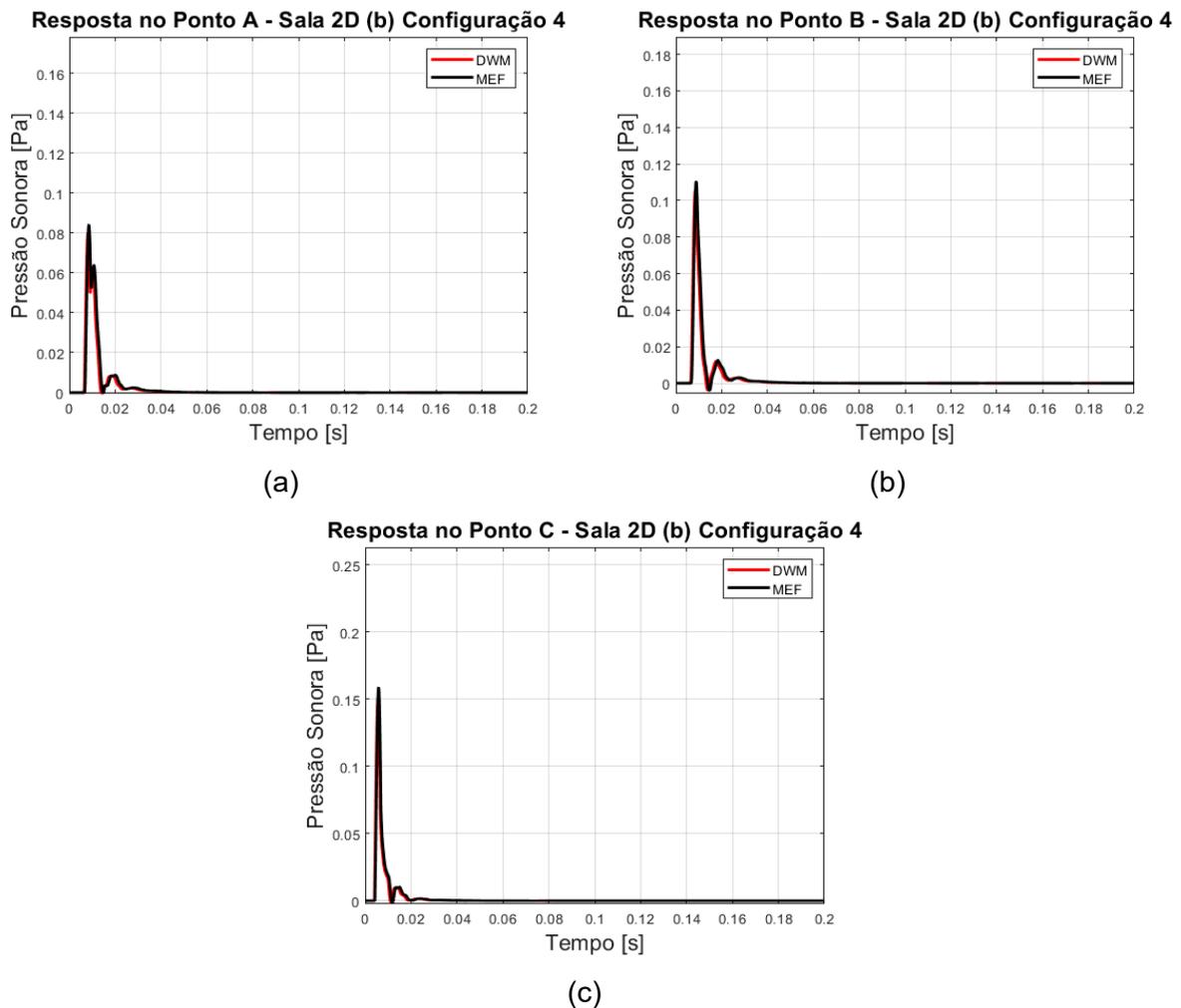


Figura 4.41 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (b) bidimensional – Configuração 4, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C

Em ambas as simulações, é possível verificar um pequeno efeito de reflexão nos primeiros instantes da propagação sonora. Isto se deve à presença da barreira na região interna da sala. Em uma análise geral, verifica-se equivalência entre os resultados obtidos pelos dois métodos.

As últimas simulações bidimensionais realizadas foram para o modelo da Sala (c). Os resultados dos sinais no tempo para os primeiros 0,5 segundos para os métodos DWM e MEF estão apresentados na Figura 4.42.

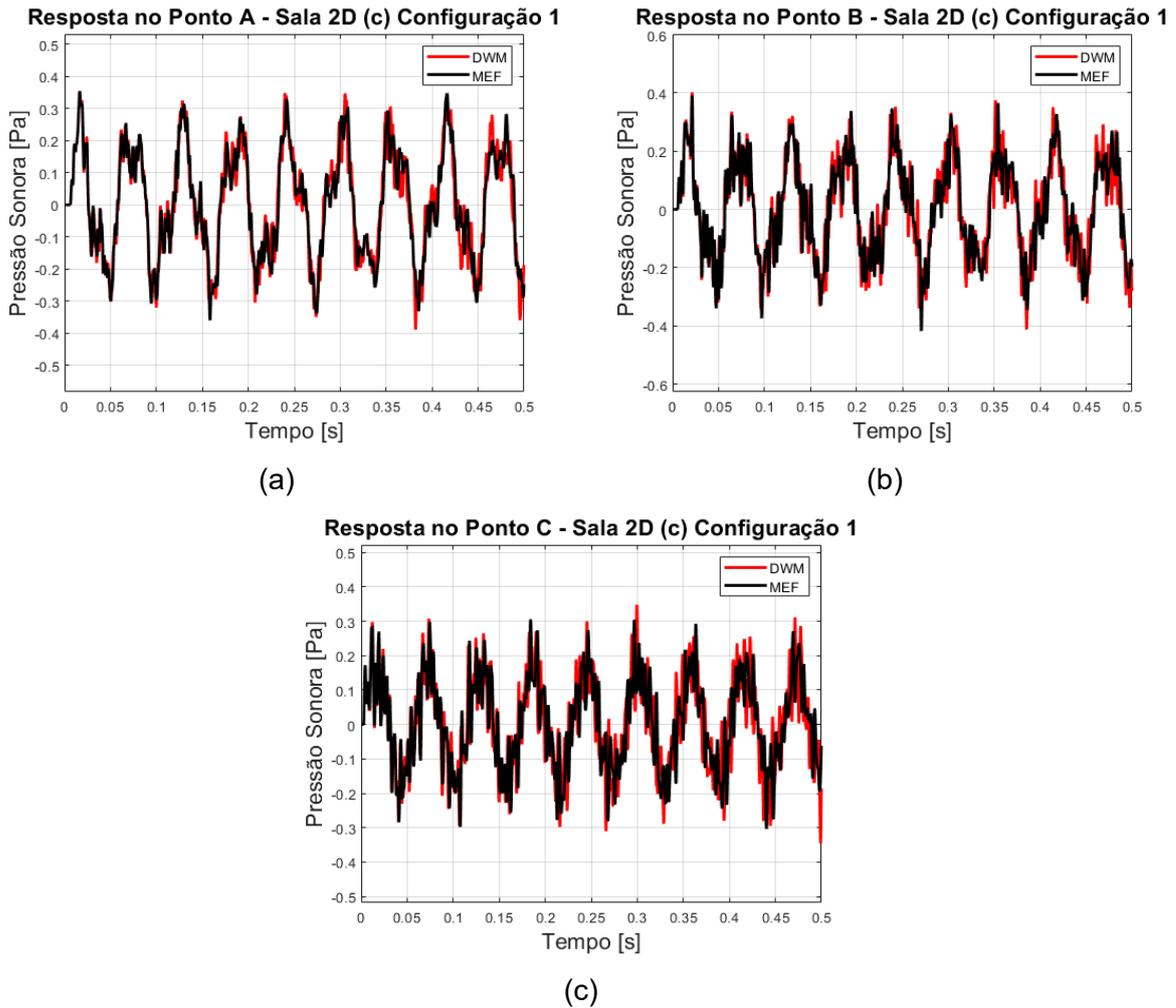


Figura 4.42 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,5 segundos da Sala (c) bidimensional – Configuração 1, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C

Semelhante às simulações da Configuração 1 das salas anteriores, observa-se equivalência entre os sinais simulados para ambos os métodos. As maiores diferenças ocorrem nos últimos instantes da simulação, novamente explicado pelos diferentes erros de dispersão, característicos de cada código computacional. Os campos sonoros em diferentes instantes desta simulação estão mostrados nas Figura 4.43 a 4.46.

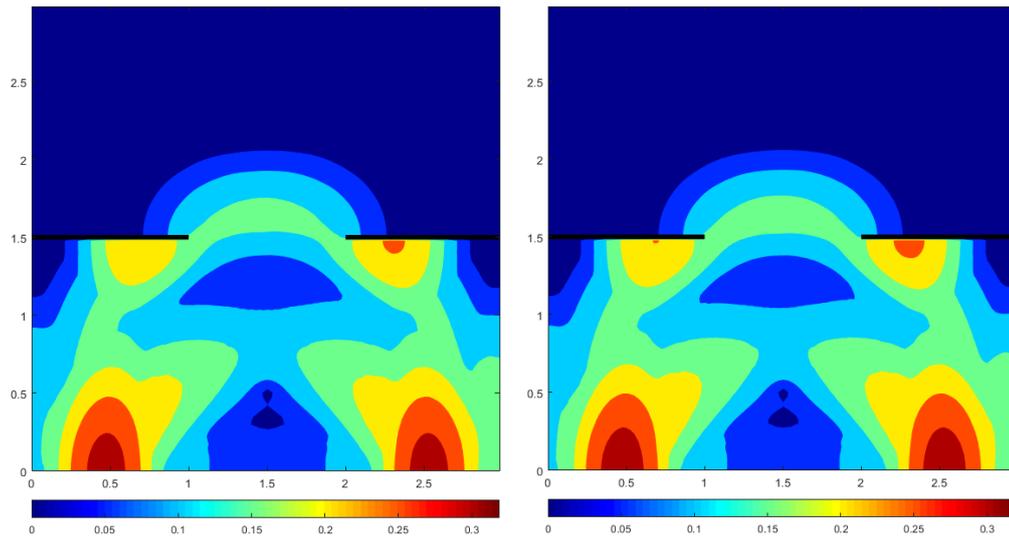


Figura 4.43 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,005 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

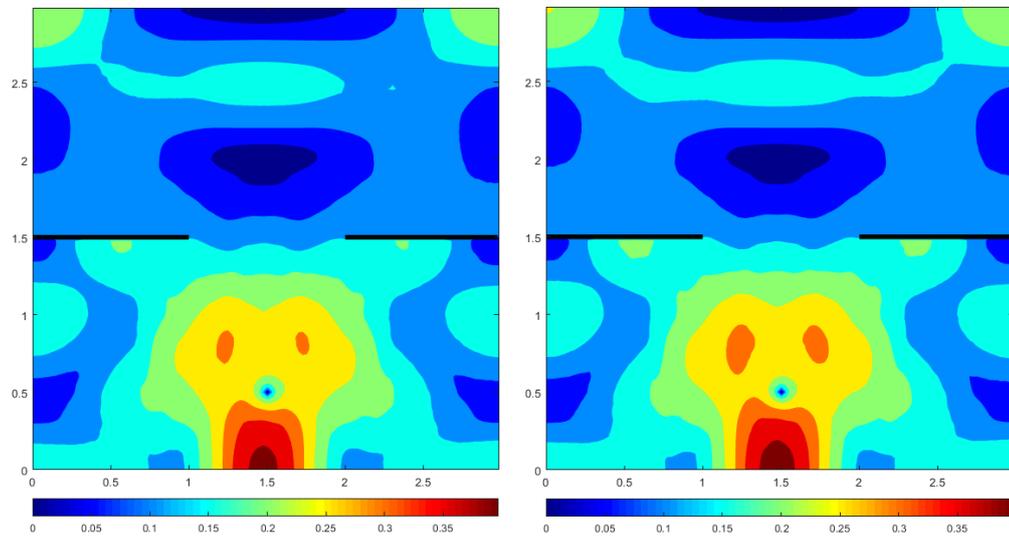


Figura 4.44 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,010 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

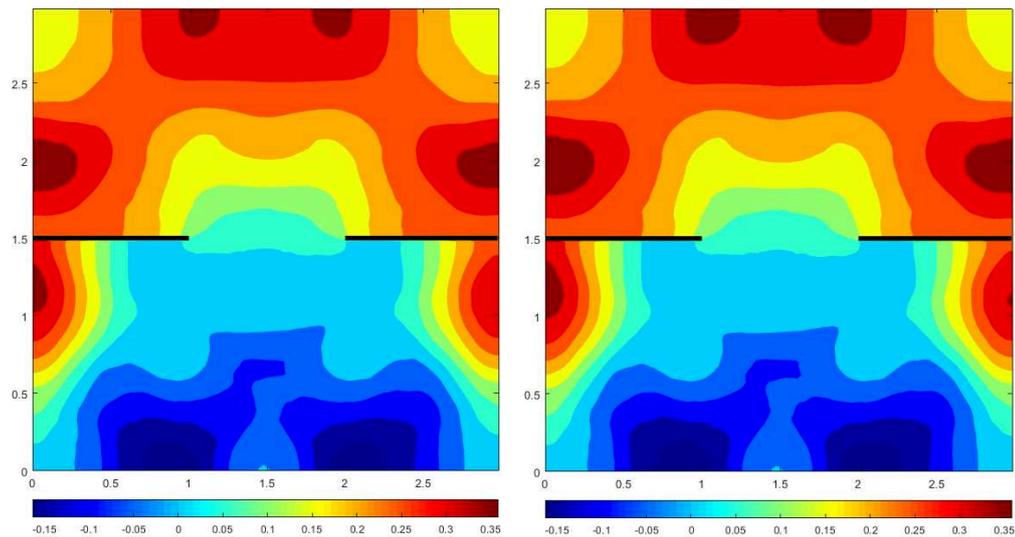


Figura 4.45 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,015 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

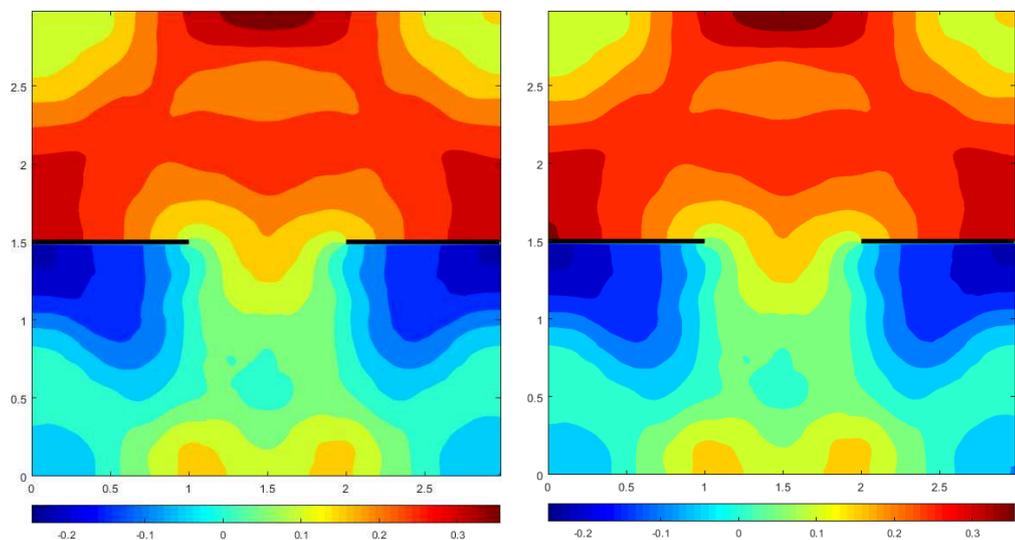


Figura 4.46 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) bidimensional – Configuração 1, no Instante 0,20 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

Verifica-se, com os resultados mostrados nas Figuras 4.43 a 4.46, a equivalência na distribuição da pressão sonora na sala, considerando as primeiras reflexões que ocorreram nas simulações.

Passou-se, então, para a simulação da Configuração 2 da Sala (c) bidimensional. O sinal sonoro simulado nos pontos A, B e C nos primeiros 0,2 segundos estão mostrados na Figura 4.47.

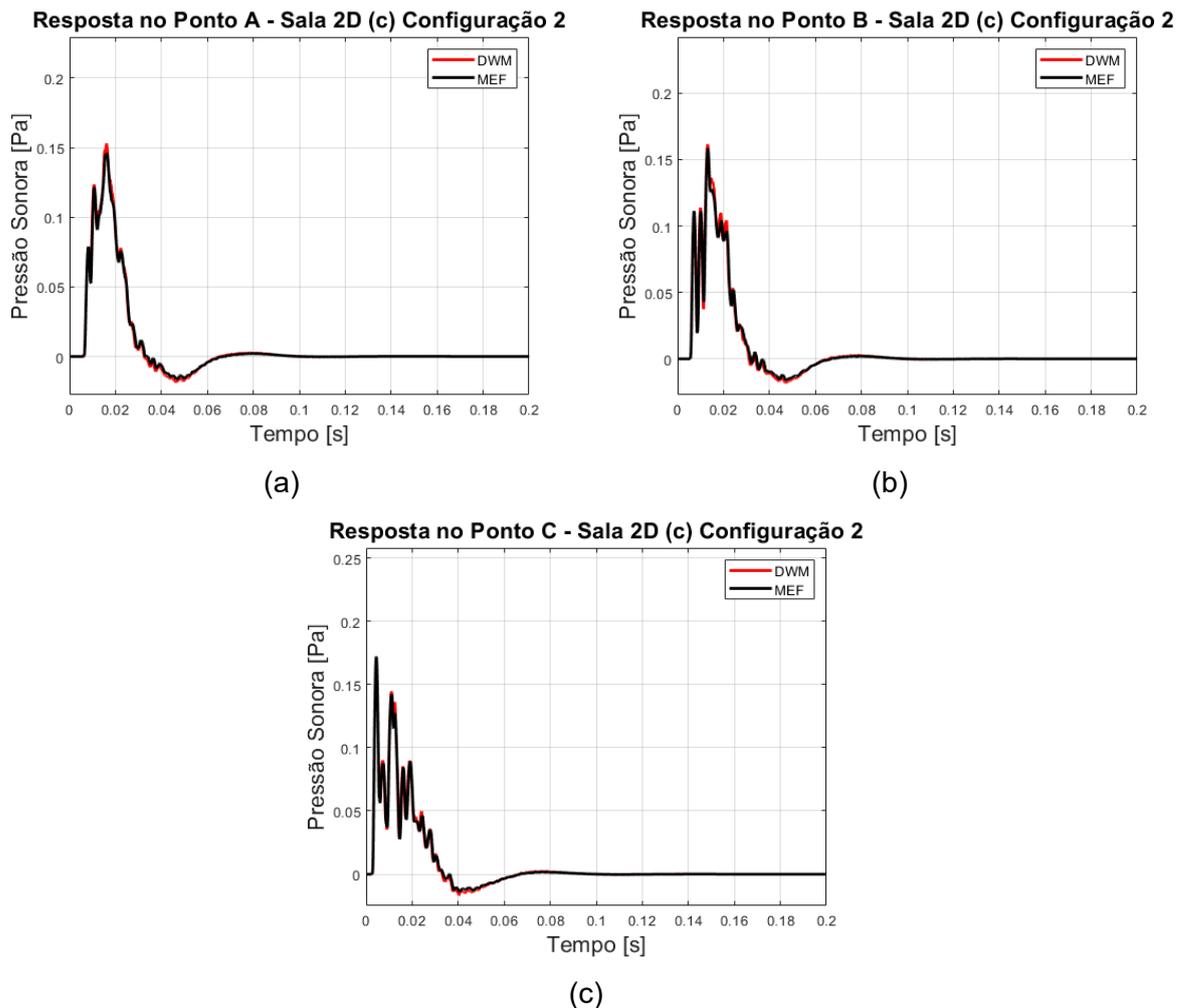


Figura 4.47 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (c) bidimensional – Configuração 2, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

Para os parâmetros informados nas simulações, os resultados obtidos pelos métodos DWM e MEF são próximos e considerados equivalentes.

As simulações realizadas na sequência referiram-se à Configuração 3 da sala (c) bidimensional. Os respectivos resultados são apresentados na Figura 4.48, na qual constam os primeiros 0,2 segundos simulados para os pontos A, B e C da sala.

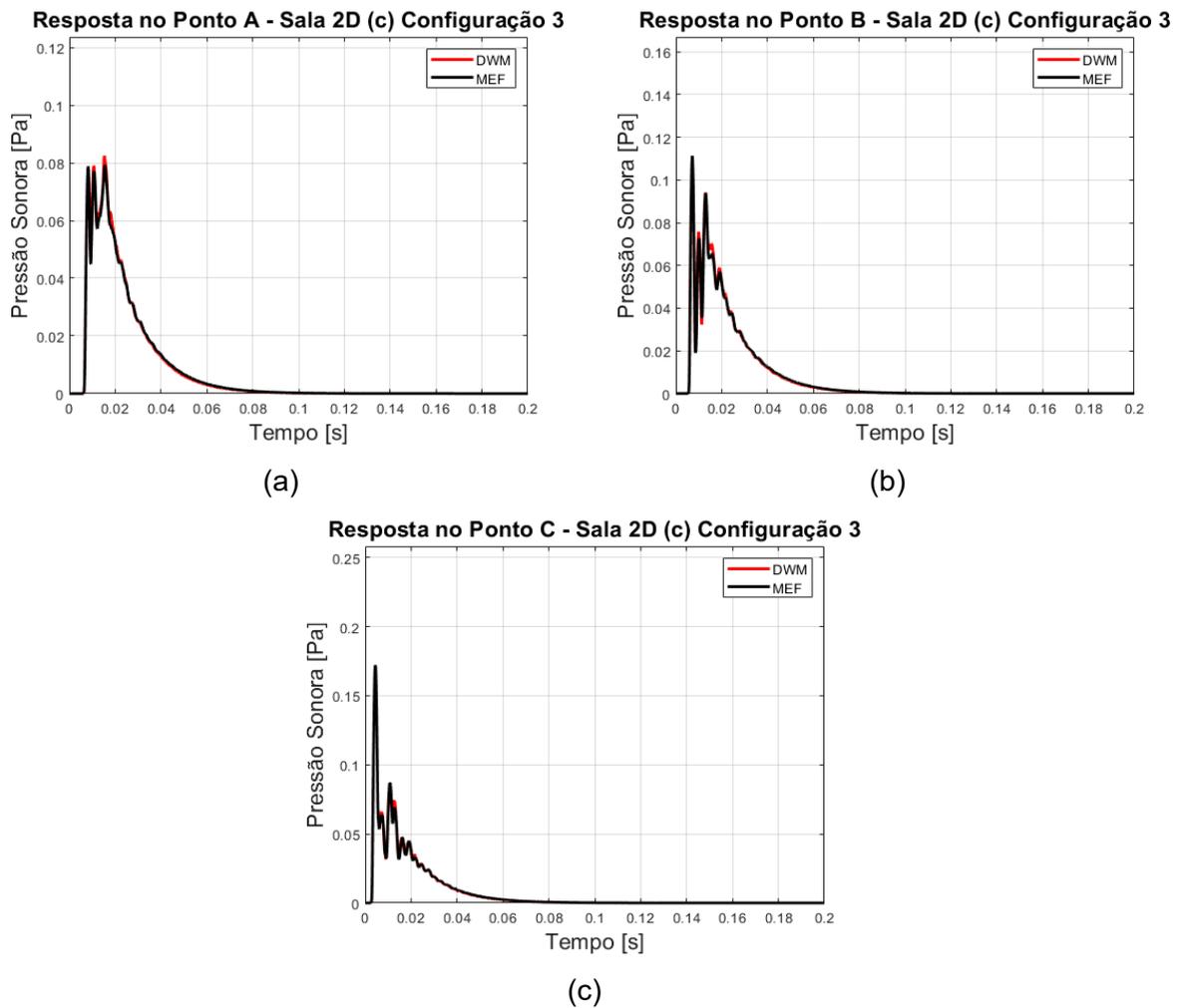


Figura 4.48 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (c) bidimensional – Configuração 3, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

Novamente, verifica-se a equivalência entre os resultados de ambos os métodos. Finalizando as simulações da Sala (c) bidimensional, o procedimento foi realizado novamente, considerando os coeficientes de absorção total nos contornos. Os resultados obtidos podem ser observados na Figura 4.49.

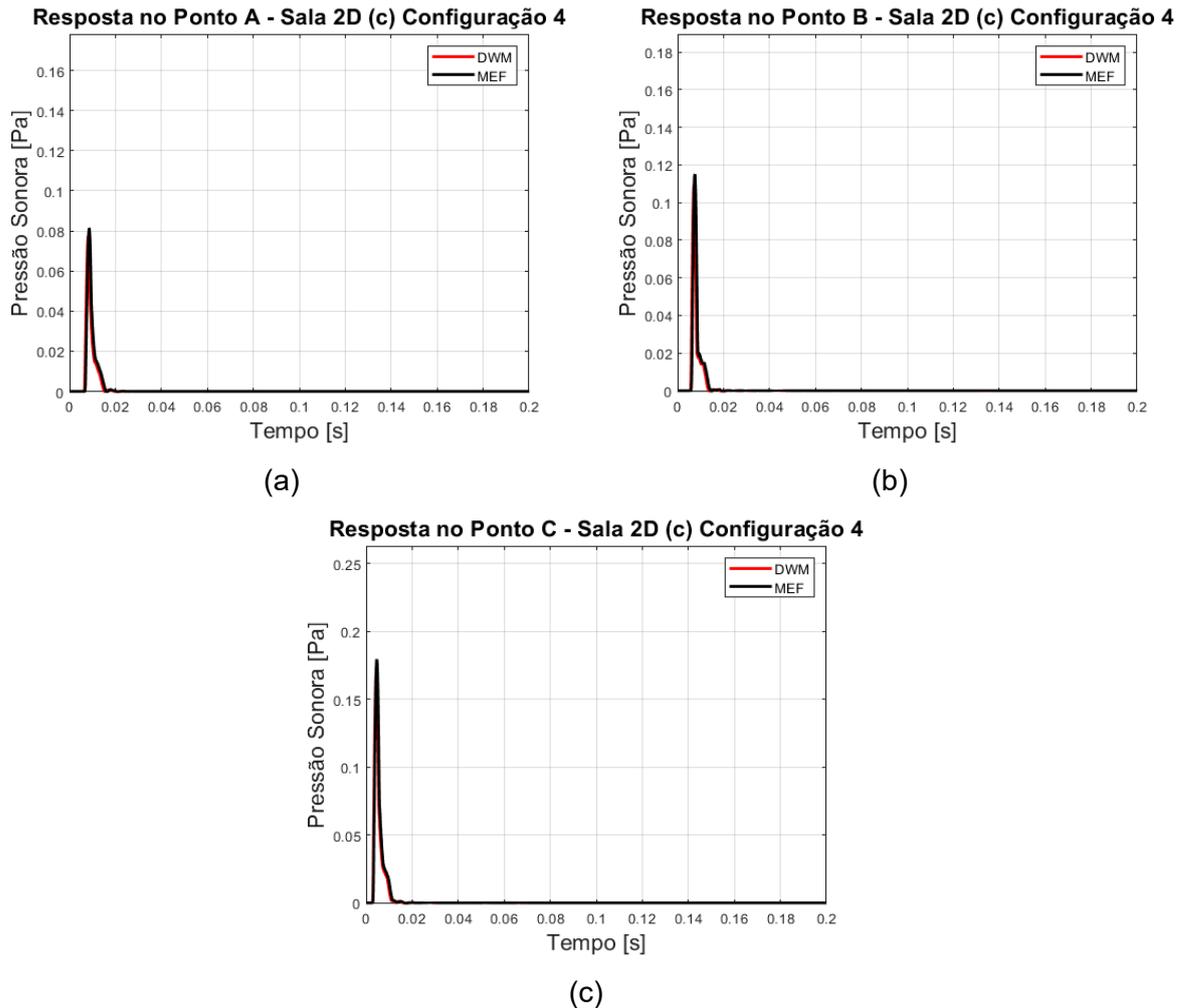


Figura 4.49 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (c) bidimensional – Configuração 4, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C

Para esta simulação, observa-se que os métodos preveem apenas um pico passando pelos pontos de controle, seguido de uma pequena alteração no decaimento. Este fato pode ser explicado pela reflexão das ondas sonoras nas barreiras presentes no modelo geométrico. Verificando a superposição dos resultados, é possível considerar os resultados equivalentes.

Observados todos os resultados apresentados para as simulações de uma sala simplificada para modelos bidimensionais, foi possível concluir que o código desenvolvido para as simulações de DWM produz resultados confiáveis e válidos; além disso, existe a vantagem de oferecer menor custo computacional.

Desta forma, avançou-se para as simulações tridimensionais, as quais se aproximam mais das situações práticas de aplicação e dos problemas alvo do desenvolvimento da ferramenta computacional proposta neste trabalho.

4.6.2. Análises Tridimensionais

Para as simulações da propagação sonora em salas tridimensionais, foram utilizados três modelos geométricos, cujas características e dimensões podem ser verificadas na Figura 4.50.

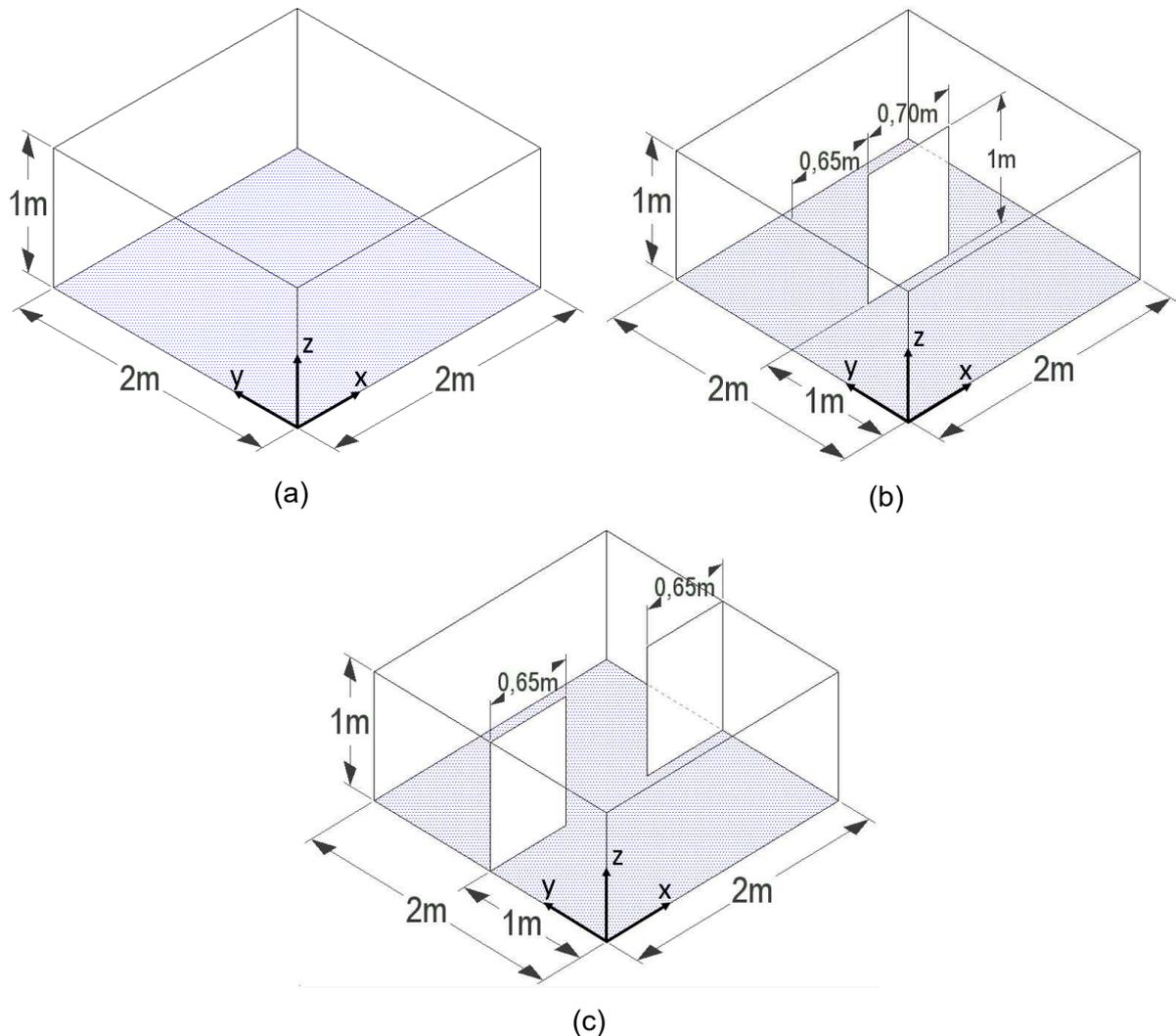


Figura 4.50 – Geometrias da representação tridimensional das salas para simulação: (a) Sala vazia; (b) Sala com barreira central; (c) Sala com barreiras laterais.

As dimensões escolhidas para a base da sala foram diferentes das utilizadas nos modelos bidimensionais. Isto se justifica pela intenção em reduzir o custo computacional para se obter os resultados a ser apresentados neste item. Apesar disto, as geometrias são análogas, ou seja, uma sala vazia, uma sala com barreira central e a última com barreiras laterais.

As vistas superiores das salas a serem simuladas, especificando a posição da fonte e dos sensores virtuais onde os sinais da pressão acústica em função do tempo foram obtidos, encontram-se apresentadas na Figura 4.51:

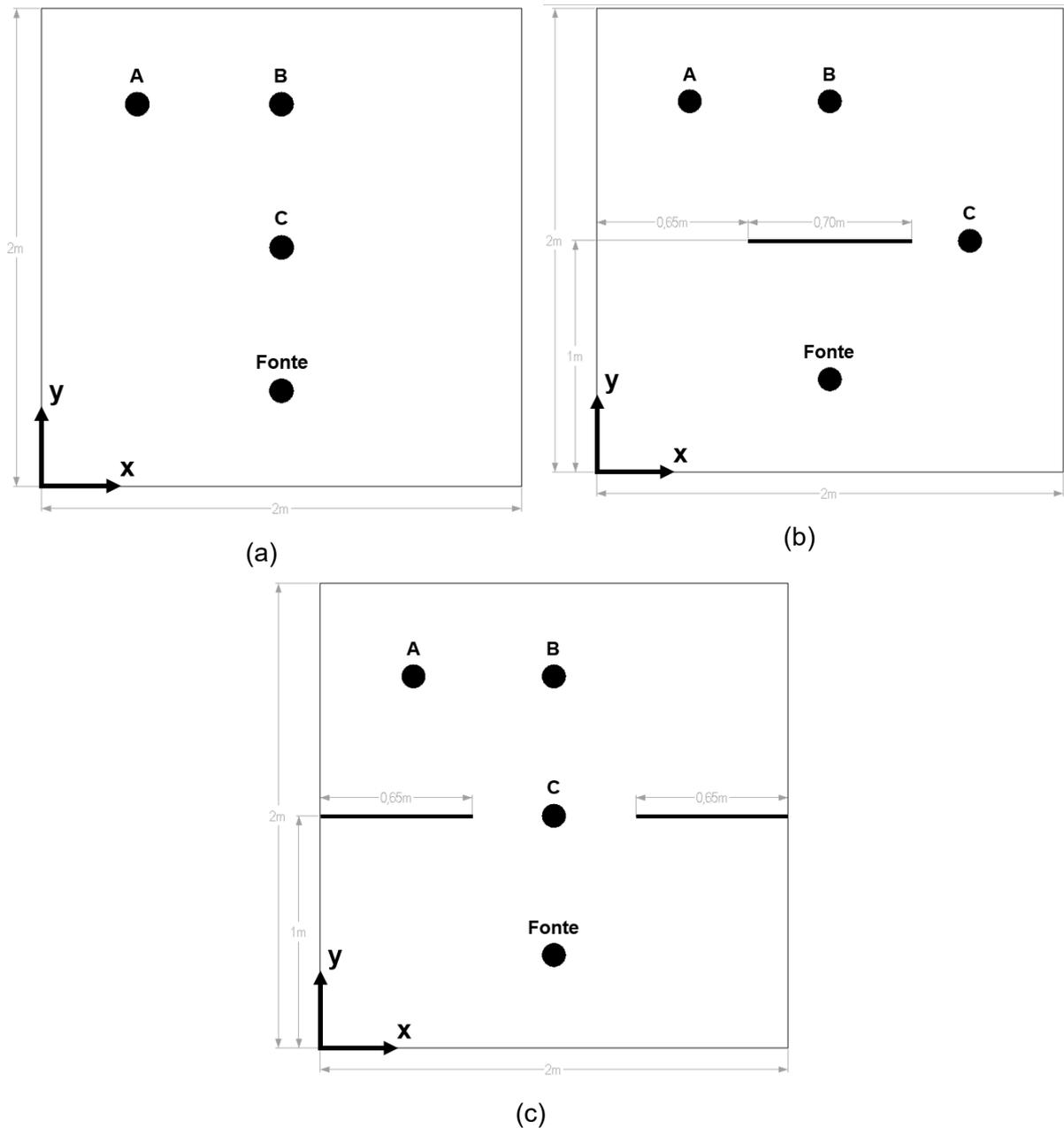


Figura 4.51 – Posicionamento das fontes e dos pontos de controle nos modelos tridimensionais das salas. (a) Sala vazia; (b) Sala com barreira central; (c) Sala com barreiras laterais.

Na Tabela 4.4 são definidas, ainda, as coordenadas dos pontos visualizados na Figura 4.50, em relação ao referencial, que pode ser observado na Figura 4.49.

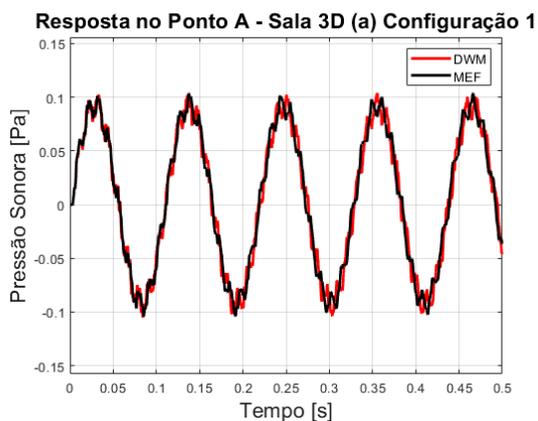
Tabela 4.4 – Localização da fonte e dos receptores das geometrias simuladas de acordo com o sistema de coordenadas estabelecido.

Ponto	Modelo (a)			Modelo (b)			Modelo (c)		
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
Fonte	1,0 m	0,5 m	0,5 m	1,0 m	0,5 m	0,5 m	1,0 m	0,5 m	0,5 m
A	0,5 m	1,5 m	0,5 m	0,5 m	1,5 m	0,5 m	0,5 m	1,5 m	0,5 m
B	1,0 m	1,5 m	0,5 m	1,0 m	1,5 m	0,5 m	1,0 m	1,5 m	0,5 m
C	1,0 m	1,0 m	0,5 m	1,0 m	1,0 m	0,5 m	1,5 m	1,0 m	0,5 m

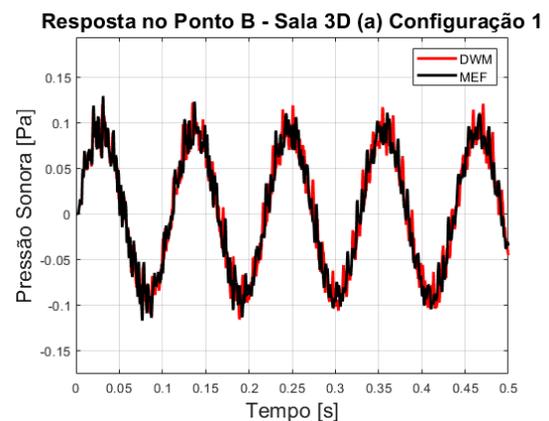
Os modelos utilizados no MEF nestas simulações são semelhantes aos utilizados nas simulações bidimensionais. A única diferença nesta modelagem é o elemento, sendo o FLUID30 o mais adequado para simulações tridimensionais. Nas situações em que foi necessário simular os contornos anecoicos, foi criado um volume esférico que circunscreve os modelos, em cujo contorno foram definidos elementos FLUID130. Este elemento representa contornos infinitos em simulações acústicas tridimensionais. Nas simulações de DWM, foi considerada a implementação do método de interpolação de malha. As diferentes configurações também se baseiam na alteração do coeficiente de absorção nas paredes do contorno das salas, e os valores utilizados para cada configuração são os mesmos apresentados na Tabela 4.2.

Aqui, a fonte também foi inserida com uma excitação impulsiva, representada pela metade do ciclo de um seno de 200 Hz, assim como representado na Figura 4.17.

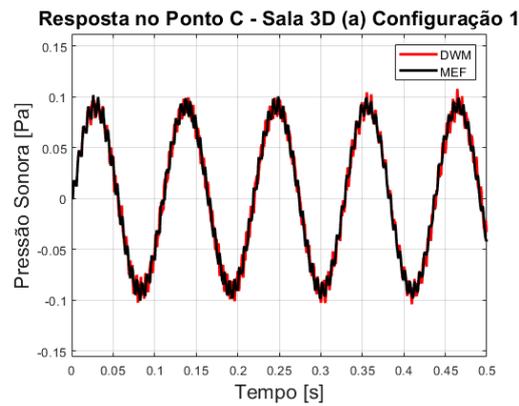
A primeira simulação tridimensional foi feita para a Sala (a) tridimensional – Configuração 1. Os resultados obtidos para a propagação do som no domínio do tempo nos primeiros 0,5 segundos podem ser observados na Figura 4.52. Os resultados obtidos pelo DWM foram comparados aos resultados obtidos através do MEF.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.52 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,5 segundos da Sala (a) tridimensional – Configuração 1, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

Semelhante ao observado nas simulações bidimensionais, é possível observar equivalência entre os sinais obtidos nos primeiros 0,2 segundos de propagação. Após este instante, algumas discrepâncias podem ser verificadas, o que também é explicado pelos erros de dispersão, que aumentam de forma moderada após um maior número de reflexões nas paredes da sala. As Figuras 4.53, 4.54, 4.55 e 4.56 apresentam os mapas da distribuição da pressão sonora em diferentes instantes para esta simulação. Estes mapas serão apresentados apenas para a primeira configuração de cada modelo geométrico de sala.

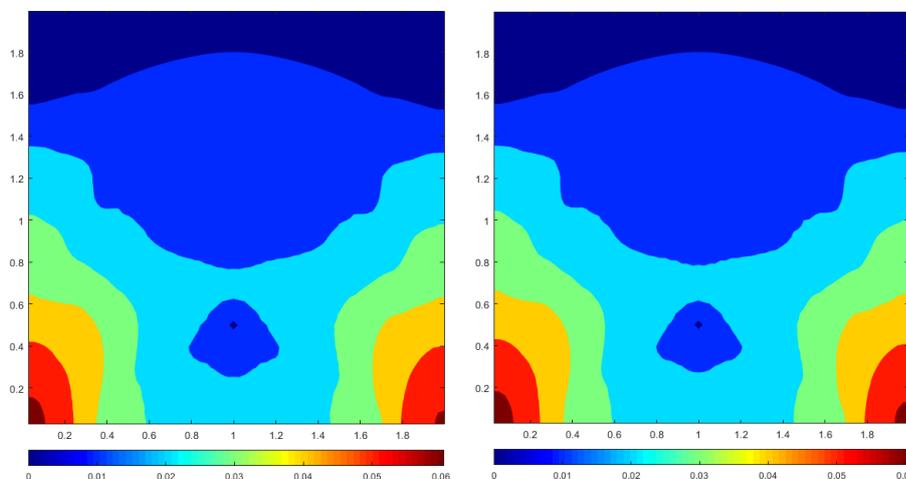


Figura 4.53 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,005 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

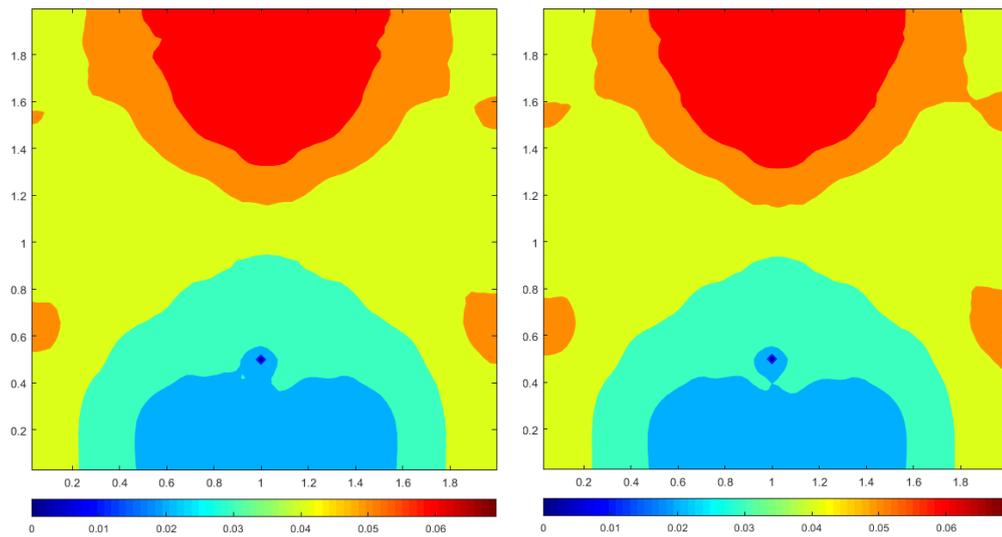


Figura 4.54 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,010 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

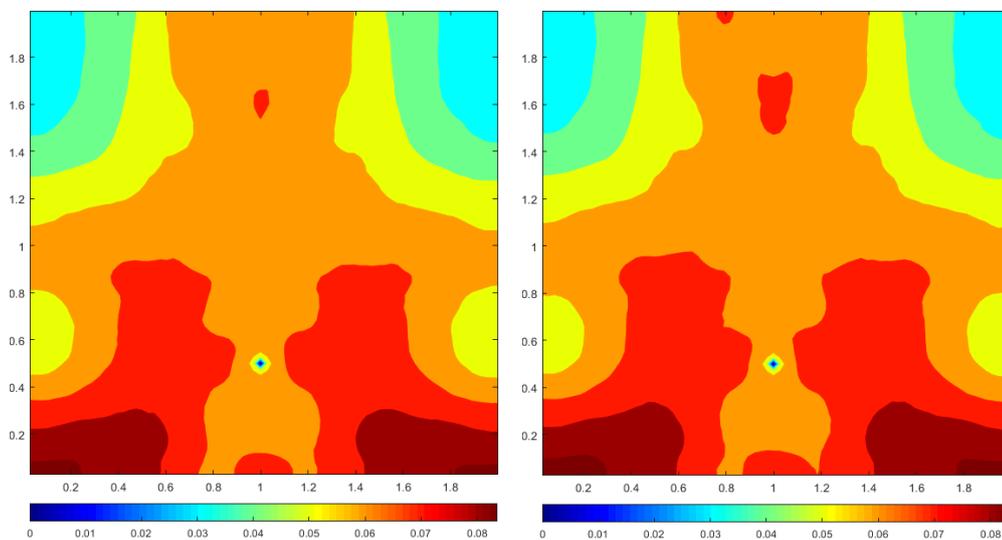


Figura 4.55 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,015 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

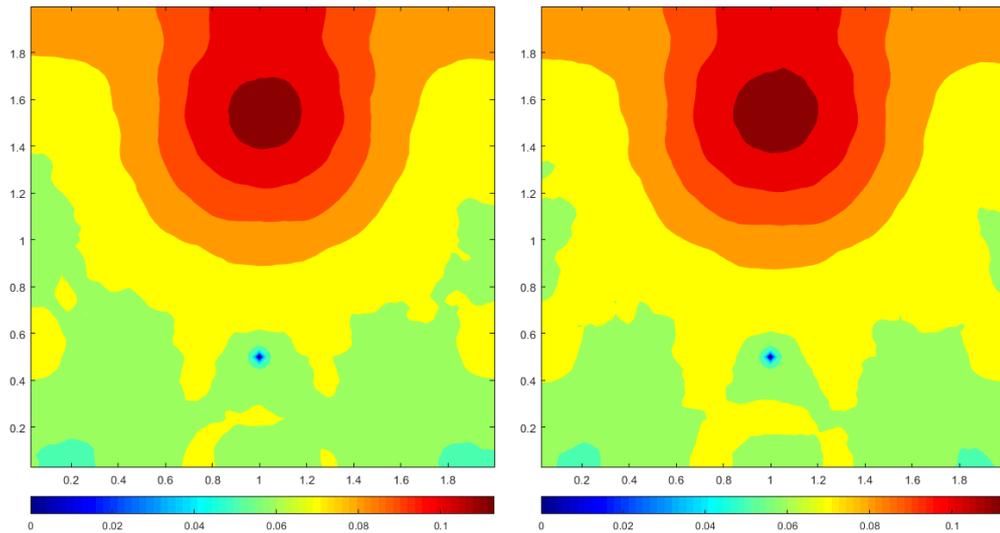
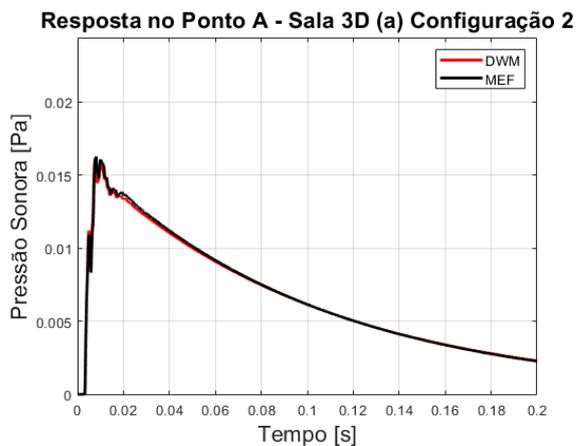


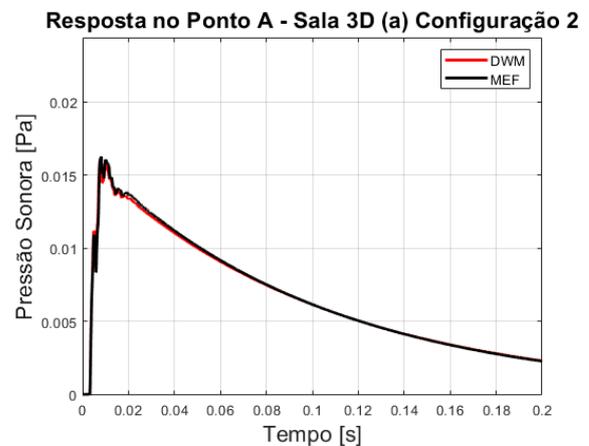
Figura 4.56 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (a) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,020 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

Observando as Figuras 4.53 a 4.56, verifica-se, novamente, a equivalência entre os valores obtidos em ambas as simulações.

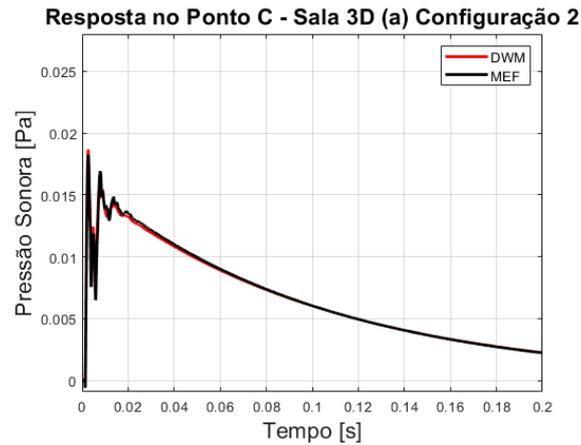
Em sequência, passou-se para a avaliação dos resultados obtidos com a variação dos coeficientes de absorção das paredes do contorno. Os resultados observados na Figura 4.57 se referem à Configuração 2, ou seja, um coeficiente de absorção de 0,4 ou 40%. Devido ao fato de que o nível sonoro se dissipa rapidamente com este nível de absorção, a simulação foi feita apenas para os primeiros 0,2 segundos de propagação.



(a)



(b)

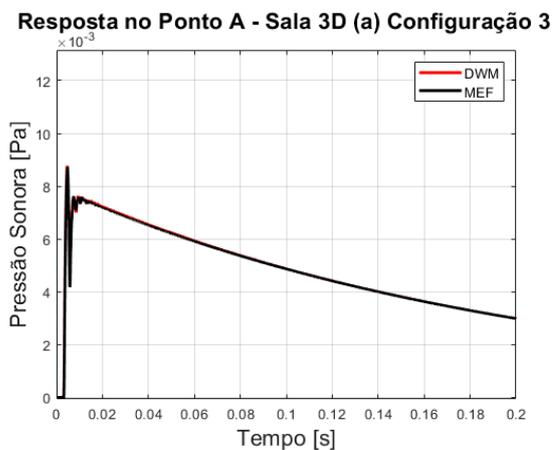


(c)

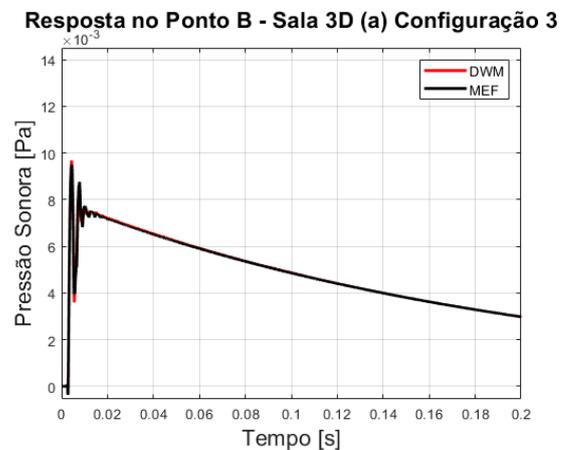
Figura 4.57 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (a) tridimensional – Configuração 2, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

Os resultados obtidos para a Configuração 2 evidenciam a equivalência entre os resultados do DWM e do MEF em todos os pontos de controle. Observa-se que as contínuas reflexões no modelo tridimensional, dadas as pequenas dimensões do modelo, fazem com que a energia nos pontos de controle se reduza de forma mais lenta, apresentando uma curva de decaimento com menor inclinação no período de simulação observado.

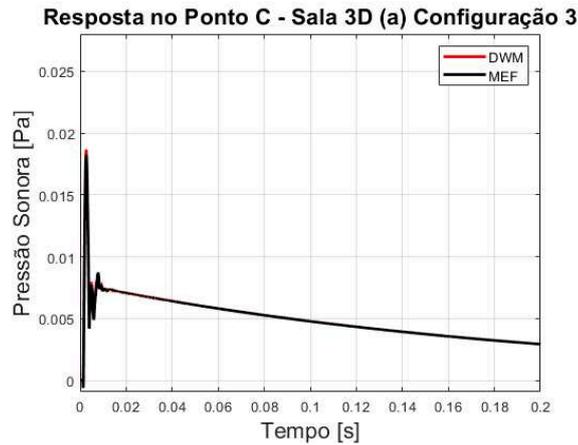
Para a simulação seguinte, foi considerada a Configuração 3, na qual foi inserida uma absorção de 0,8 ou 80% nas paredes do contorno. Os resultados do DWM e do MEF encontram-se apresentados na Figura 4.58.



(a)



(b)

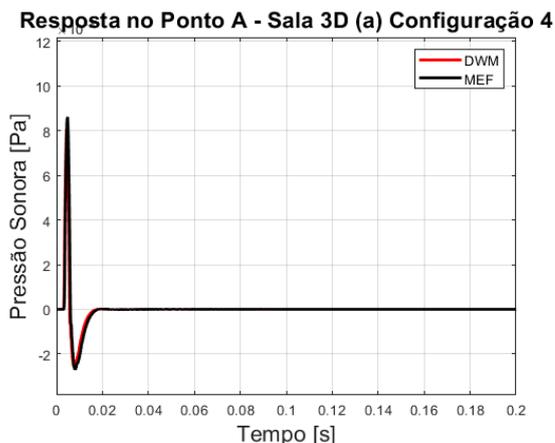


(c)

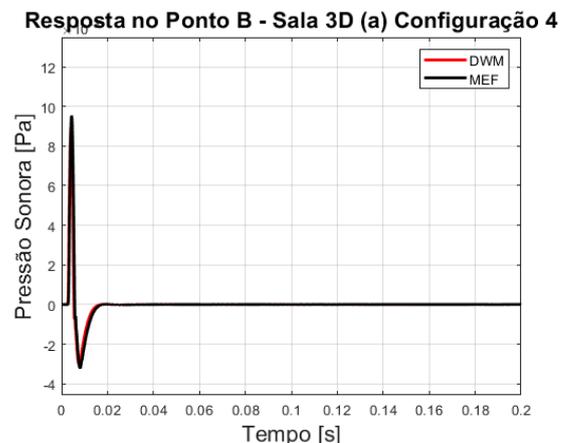
Figura 4.58 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (a) tridimensional – Configuração 3, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

Nesta simulação, novamente, observa-se equivalência entre os resultados dos dois métodos utilizados. Também se nota, nesta configuração, que o decaimento da energia é mais lento do que nos modelos bidimensionais; porém, com valores de pressão sonora absolutos menores que os apresentados na Configuração 2. Isto é considerado coerente, devido ao aumento do coeficiente de absorção do contorno.

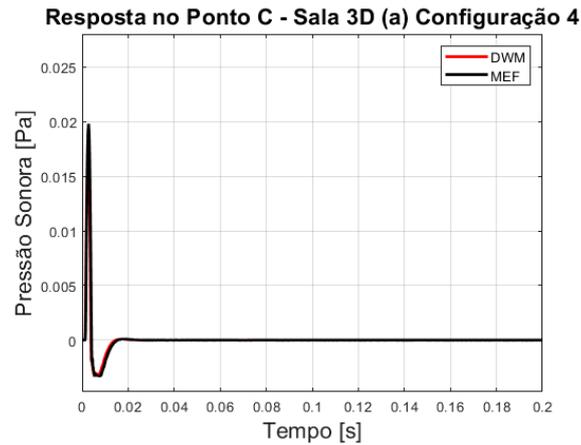
A última configuração da Sala (a) tridimensional trata-se do contorno anecoico, ou seja, da absorção total nos contornos da sala. Lembrando que a formulação do contorno utilizada no DWM foi a que utiliza a expansão por Séries de Taylor. Os resultados obtidos podem ser observados na Figura 4.59.



(a)



(b)

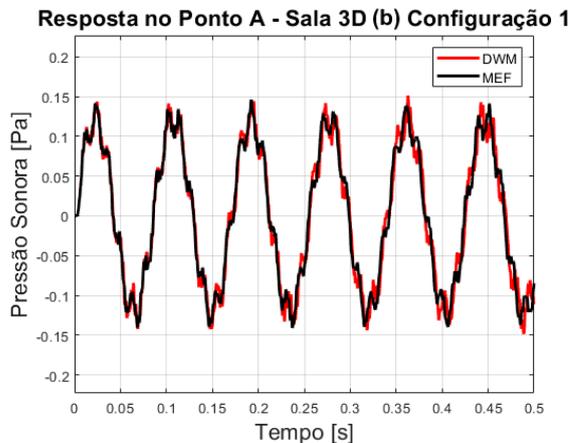


(c)

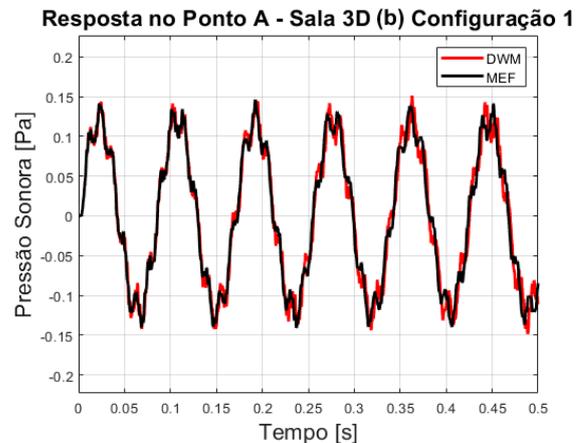
Figura 4.59 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (a) tridimensional – Configuração 4, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

Na Figura 4.59, verifica-se equivalência entre os resultados obtidos via DWM e MEF para contornos anecoicos.

Em sequência, passou-se para as simulações da Sala (b) tridimensional. Conforme se observa na Figura 4.51, esta sala possui uma barreira central à frente da fonte sonora. A primeira simulação considerou a Configuração 1 e os resultados, tanto do DWM quanto do MEF, foram colocados na Figura 4.60, para comparação. Nesta Figura, apresenta-se a variação da pressão sonora nos pontos receptores nos primeiros 0,5 segundos de propagação.



(a)



(b)

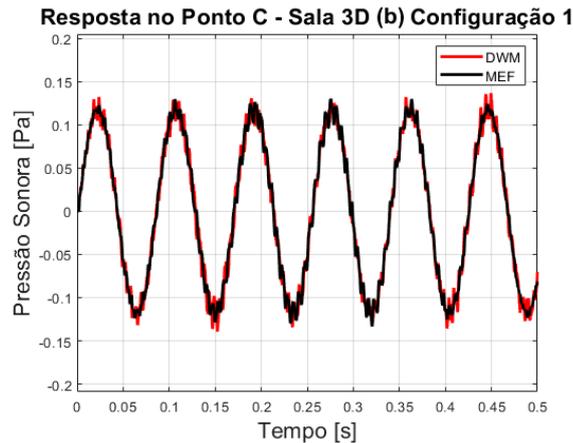


Figura 4.60 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,5 segundos da Sala (b) tridimensional – Configuração 1, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

Os resultados observados aqui possuem características semelhantes às obtidas na Sala (a) tridimensional para a mesma configuração, ou seja, apresentam discrepâncias moderadas após os primeiros 0,25 segundos de propagação, quando já ocorreram muitas reflexões.

As Figuras 4.61, 4.62, 4.63 e 4.64 apresentam os mapas da distribuição da pressão sonora em diferentes instantes para esta simulação. Os mapas serão apresentados apenas para a primeira configuração da Sala (b) tridimensional.

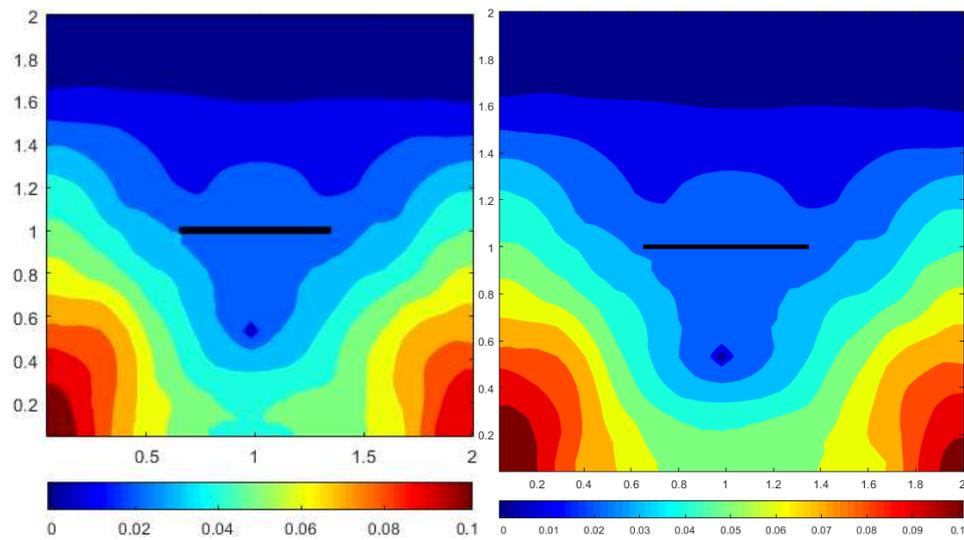


Figura 4.61 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,005 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

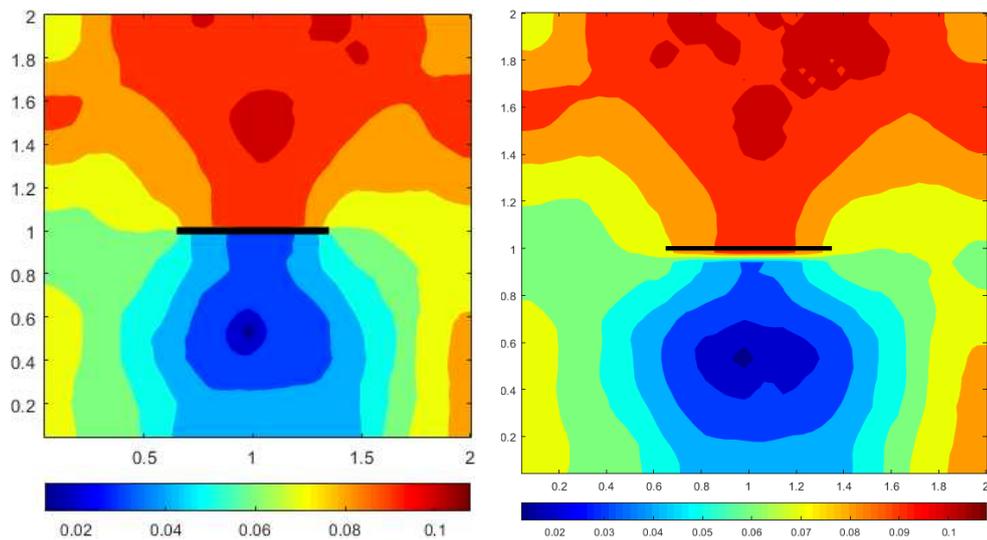


Figura 4.62 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,010 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

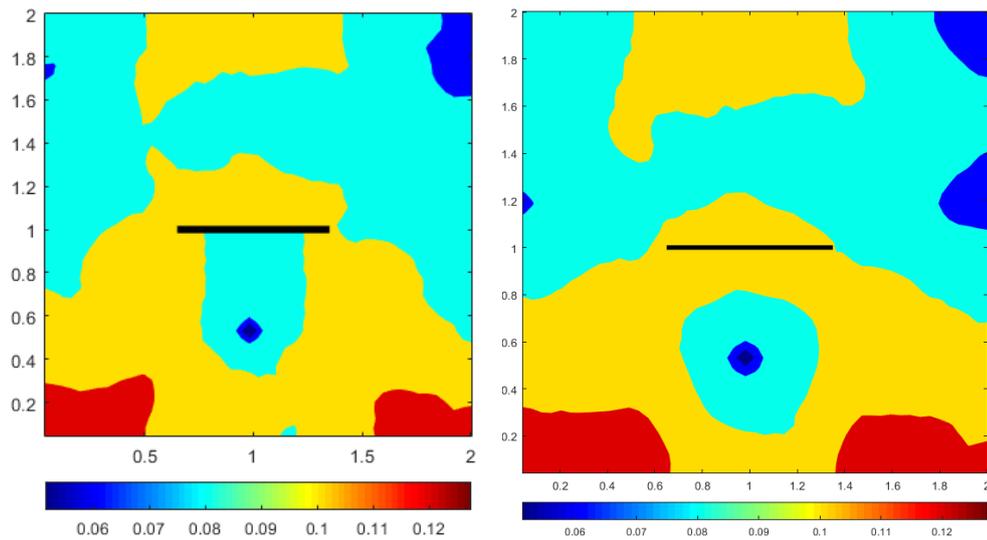


Figura 4.63 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,015 segundos. À esquerda, o resultado do DW; e à direita, o resultado do MEF.

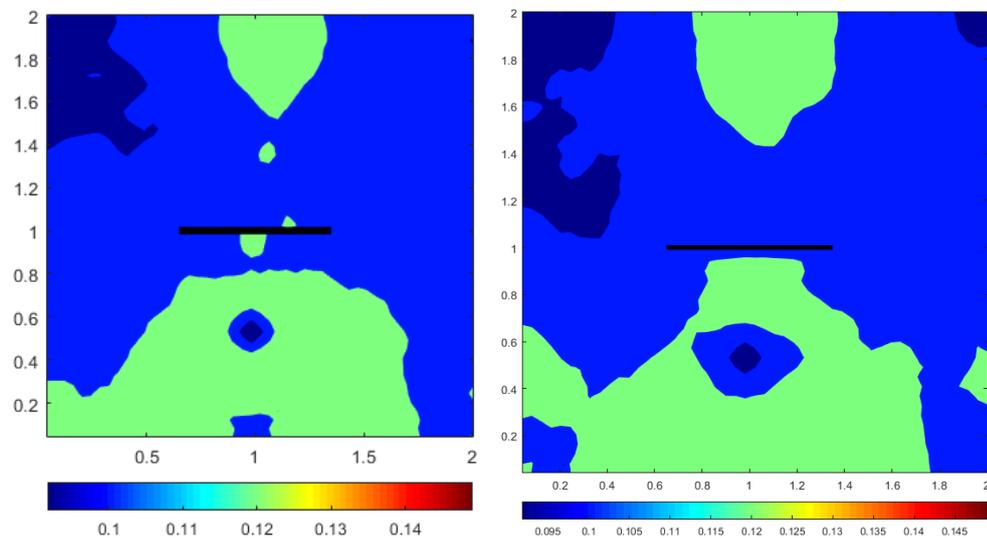


Figura 4.64 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (b) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,020 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

Para a visualização dos resultados contidos nas Figuras 4.60 a 4.63, encontrou-se um problema: a malha gerada pelo programa utiliza elementos tetraédricos, o que a torna irregular. Isto fez com que os mapas do DWM e do MEF não fossem observados exatamente na mesma coordenada vertical em toda a sua área. Sendo assim, no início da propagação sonora, os mapas se mostram semelhantes; porém, após algumas reflexões, as diferenças devido a esse fato se tornam mais expressivas. Apesar disso, considerando o início da

propagação e a comparação dos resultados nos sensores, é possível afirmar que os resultados são equivalentes.

Alterando, então, o coeficiente de absorção das paredes do contorno para 0,4 – ou 40% – foram obtidos os resultados para a Configuração 2 da Sala (b) tridimensional. Os gráficos da pressão em função do tempo estão apresentados na Figura 4.65.

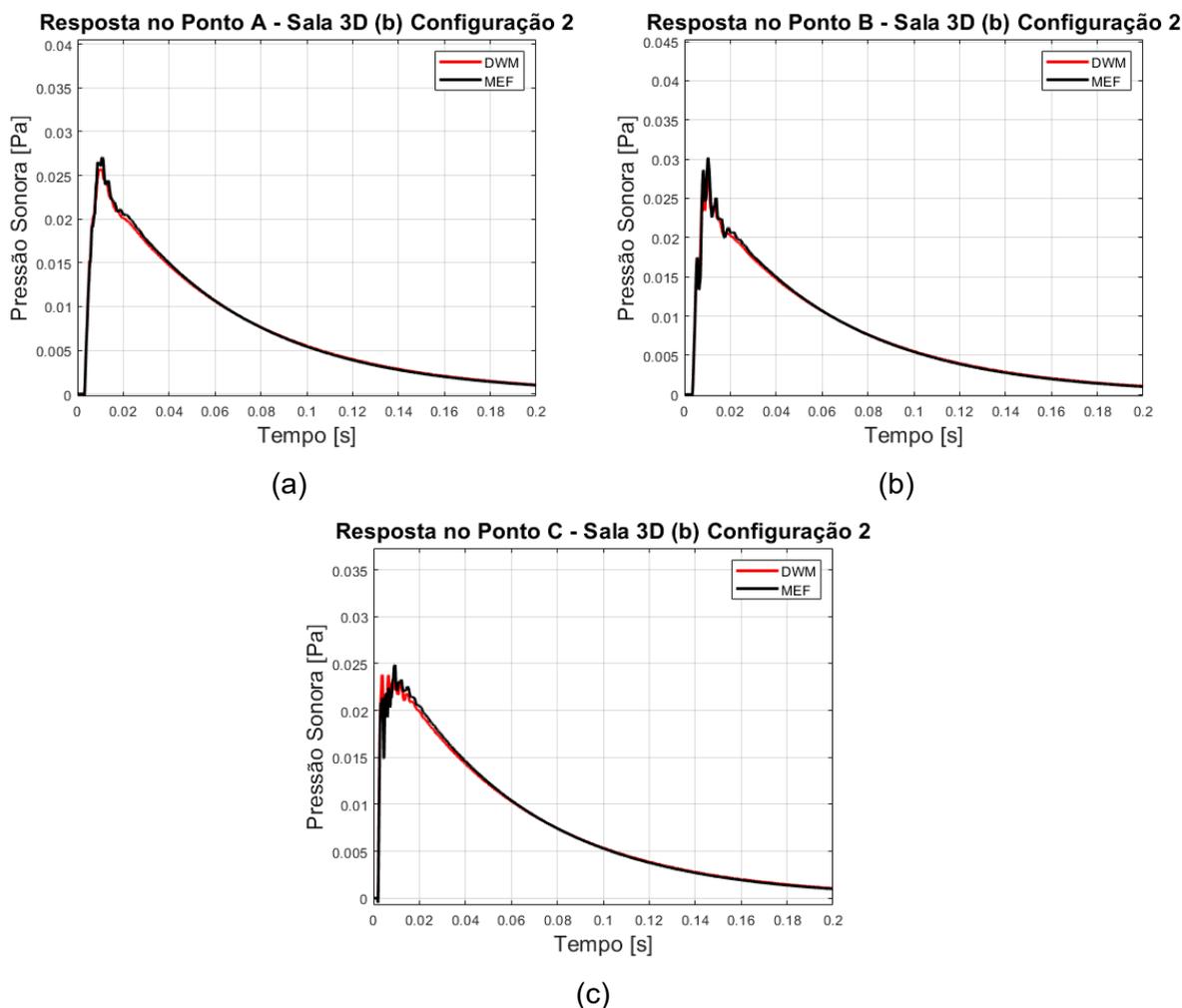


Figura 4.65 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (b) tridimensional – Configuração 2, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

É possível afirmar, observando a Figura 4.65, a equivalência entre os resultados obtidos pelos métodos referenciados. Novamente, observa-se uma redução mais lenta da energia sonora, provocada pelas sucessivas reflexões em uma sala de pequenas dimensões.

A próxima simulação, referente à Configuração 3, considera o coeficiente de absorção nas paredes do contorno de 0,8 ou 80%. Os resultados podem ser verificados na Figura 4.66.

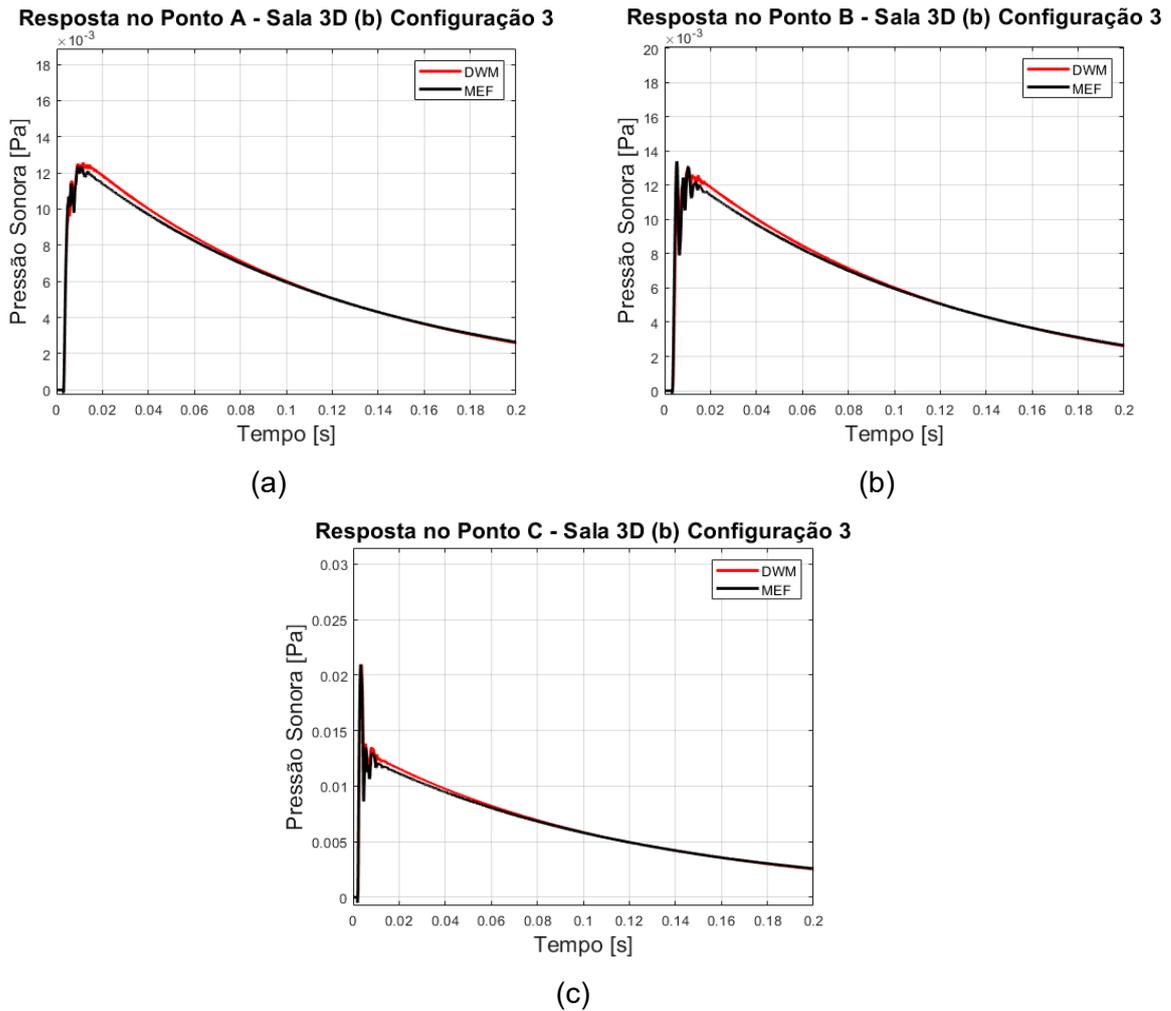


Figura 4.66 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (b) tridimensional – Configuração 3, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

Nestes resultados – Figura 4.66 –, é possível verificar pequenas discrepâncias do sinal após o instante 0,02 s. Além do desvio ser pequeno, os sinais convergem novamente após o instante 0,06 s. Para esta configuração, ainda é possível considerar os resultados equivalentes.

A última simulação para esta geometria de sala foi a Configuração 4, que considera a absorção total nos contornos da sala. A comparação entre os resultados do DWM e do MEF se encontra apresentada na Figura 4.67.

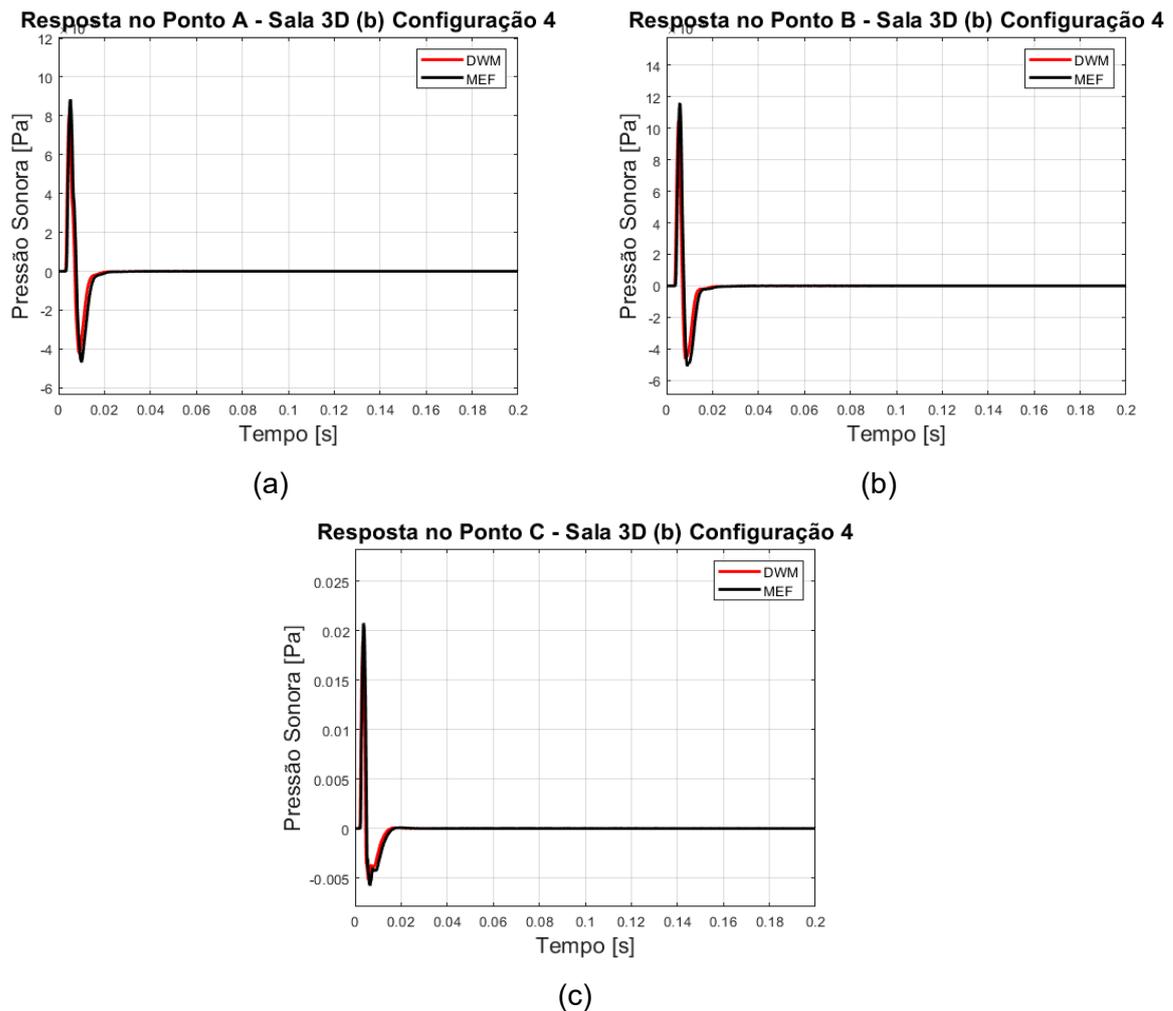


Figura 4.67 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (b) tridimensional – Configuração 4, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C

Observa-se, na Figura 4.67, resultados próximos e equivalentes obtidos pelo MEF e pelo DWM considerando a propagação sonora em recintos com contornos anecoicos.

O último modelo de sala avaliado foi a Sala (c) tridimensional, a qual apresenta barreiras laterais, com uma abertura pela qual é possível ocorrer a propagação livre do som. Para a primeira configuração, os resultados obtidos para os primeiros 0,5 segundos por DWM e MEF foram comparados, conforme se observa na Figura 4.68.

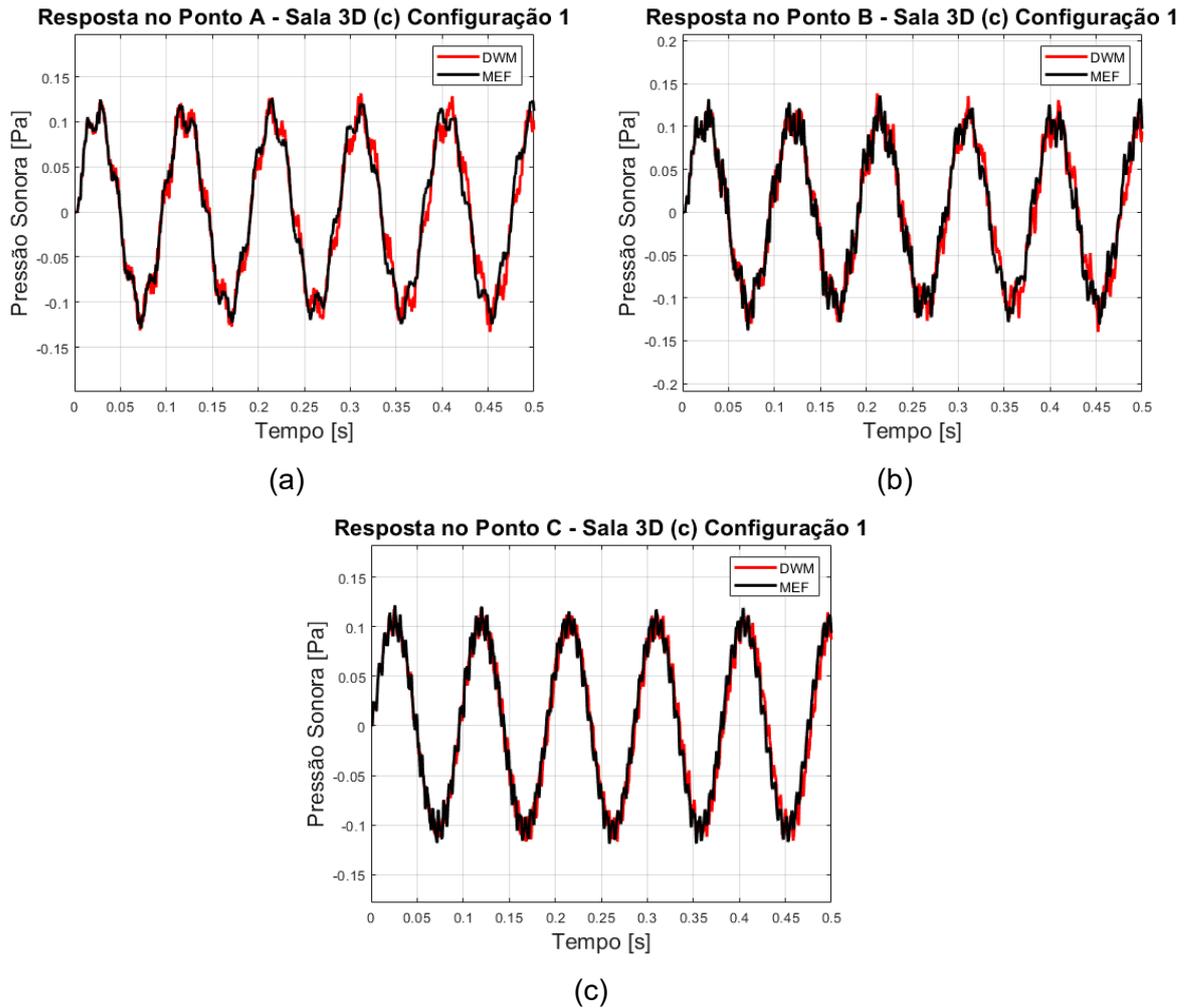


Figura 4.68 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,5 segundos da Sala (c) tridimensional – Configuração 1, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C

De forma semelhante aos resultados da primeira configuração das salas (a) e (b) tridimensionais, pode-se observar, com base na Figura 4.67, uma coerência entre os resultados obtidos via MEF e DWM, com uma maior evidência de erros de dispersão a partir dos 0,2 segundos de propagação sonora.

Os mapas da distribuição da pressão sonora em diferentes instantes para a Sala (c) tridimensional – Configuração 1 são apresentados nas Figuras 4.69, 4.70, 4.71 e 4.72.

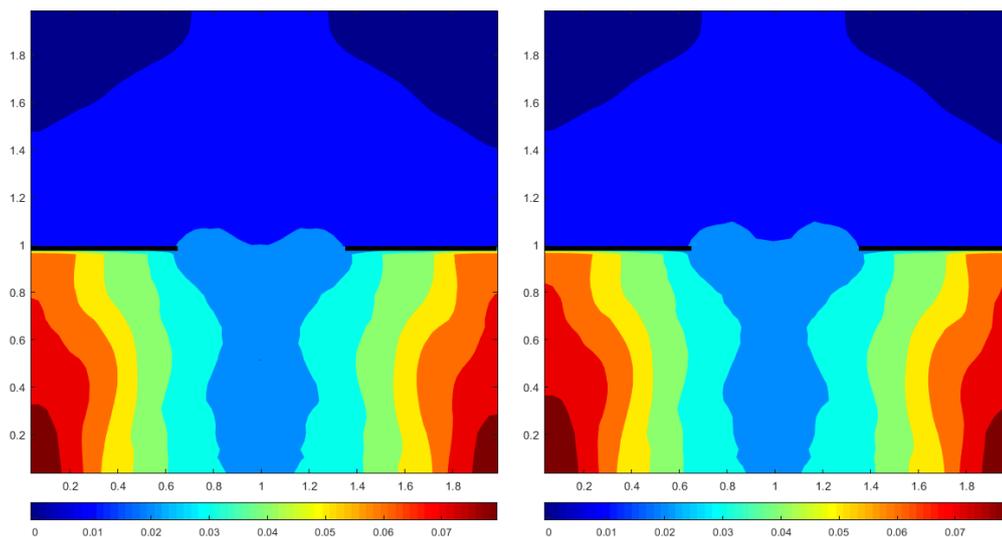


Figura 4.69 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,005 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

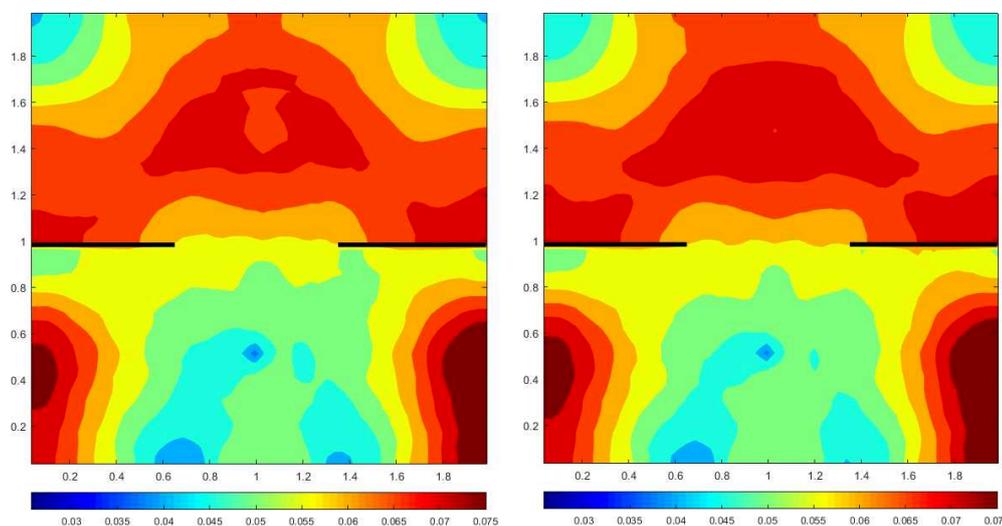


Figura 4.70 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,010 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

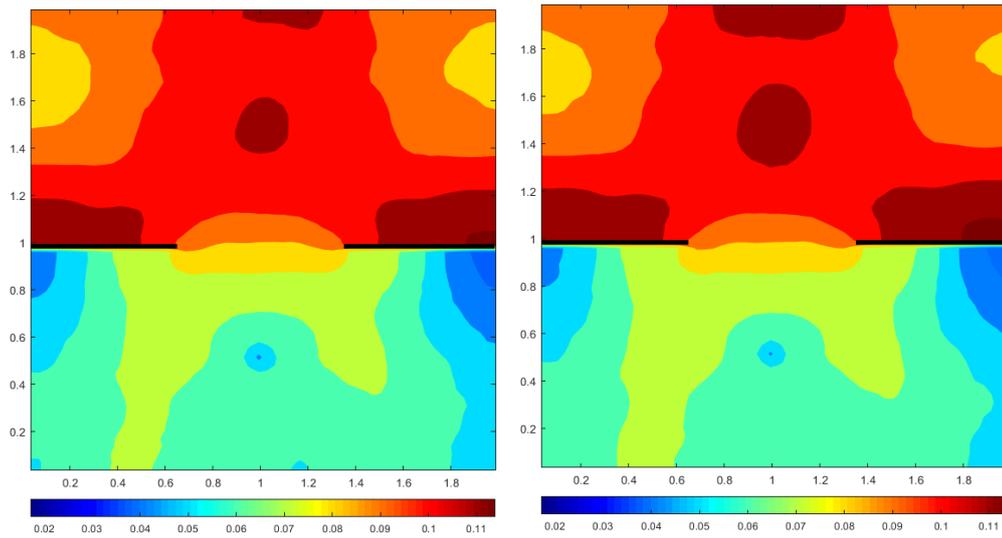


Figura 4.71 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,015 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

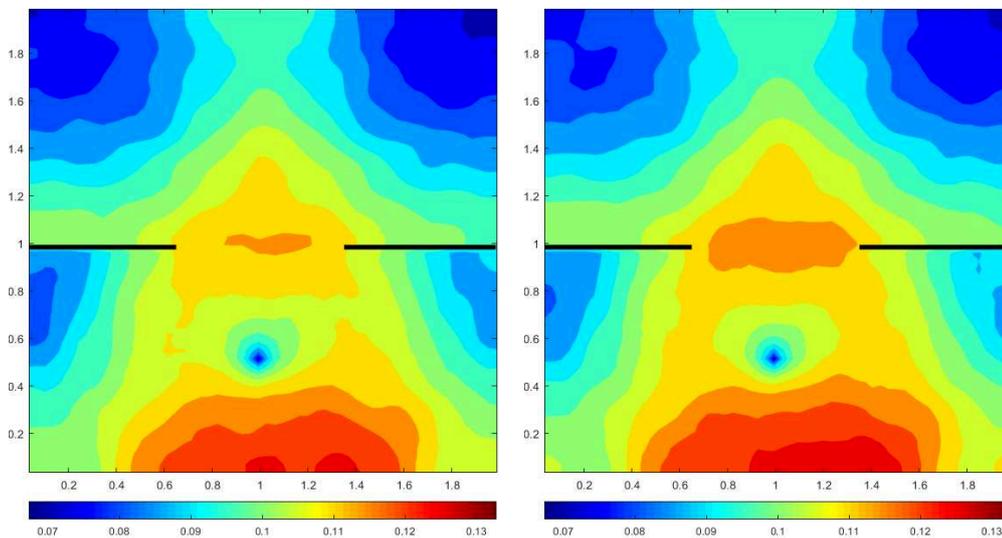


Figura 4.72 – Distribuição da pressão sonora na área da Sala (c) tridimensional – Configuração 1, no Instante 0,020 segundos. À esquerda, o resultado do DWM; e à direita, o resultado do MEF.

Nos resultados das Figuras 4.69 a 4.72 também ocorreu o problema de visualização, já que os elementos tetraédricos não permitiram a obtenção dos resultados de MEF em um plano regular, como aqueles mostrados pelo DWM. Ainda assim, é possível verificar a concordância entre os resultados, principalmente nos três primeiros instantes apresentados, o que permite afirmar que existe equivalência entre os resultados.

A seguir, foram simuladas as diferentes configurações, alterando o coeficiente de absorção dos contornos dos modelos. Para estas simulações, não serão apresentados os mapas de pressão sonora.

Os resultados da pressão sonora ao longo do tempo, nos três pontos de controle da Sala 3D (c) – Configuração 2, encontram-se apresentados na Figura 4.73:

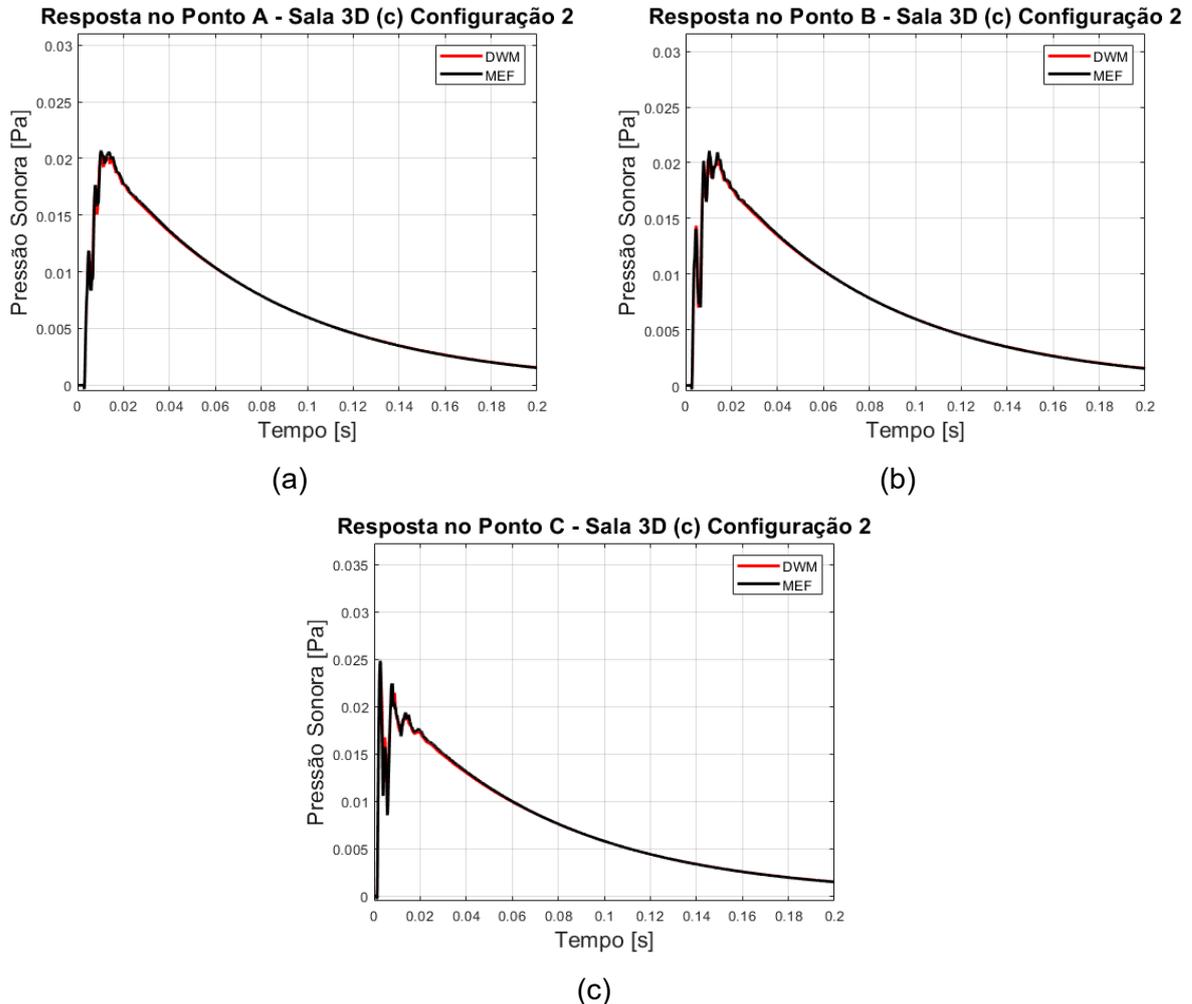


Figura 4.73 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (c) tridimensional – Configuração 2, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

Verifica-se, nos resultados compilados na Figura 4.73, a equivalência entre os resultados das simulações de DWM e MEF para a configuração em referência. Na Figura 4.74 passa para os resultados da Configuração 3 da Sala (c) tridimensional.

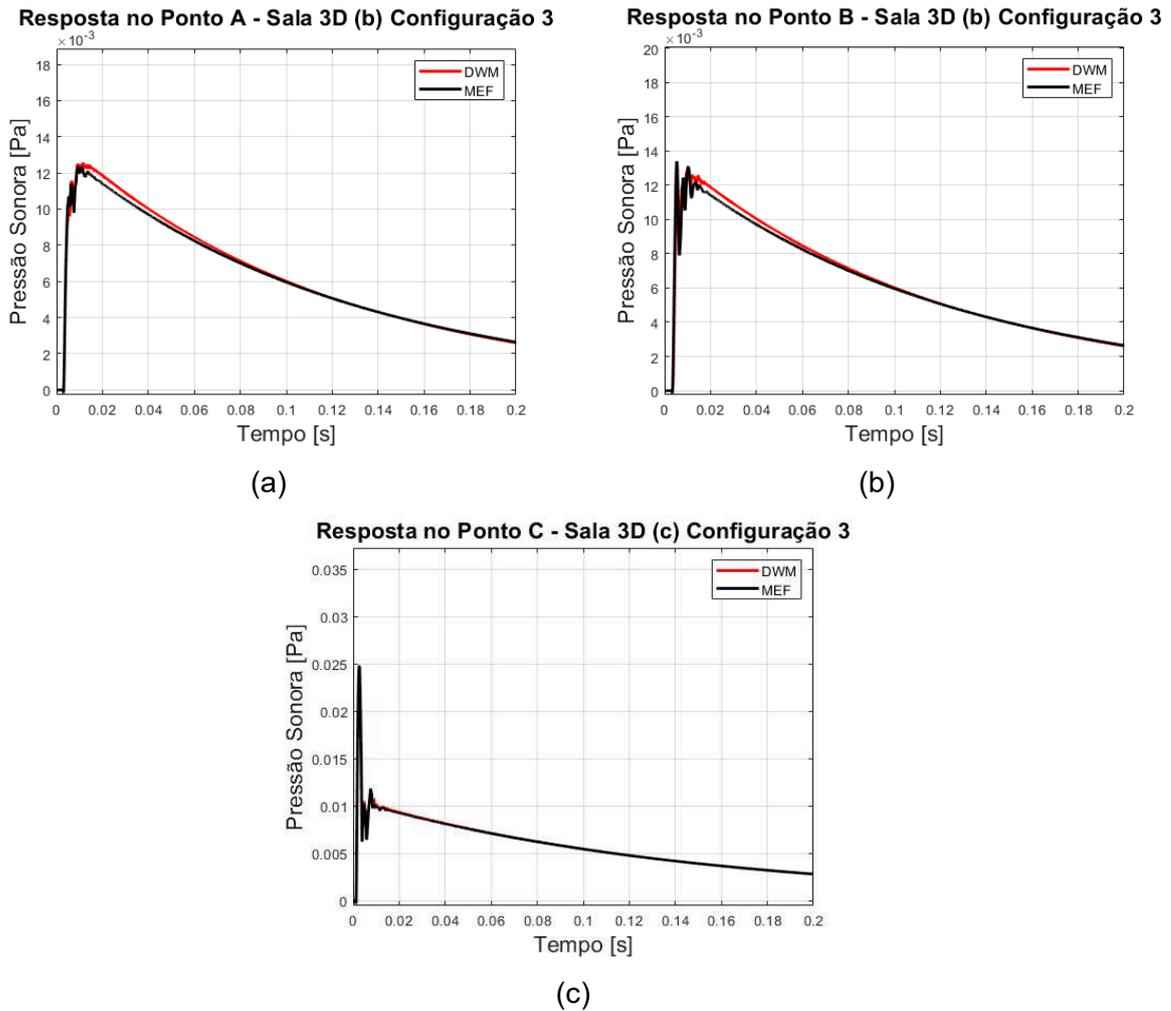


Figura 4.74 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala Tridimensional (c) – Configuração 3, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

Em referência aos resultados apresentados na Figura 4.74, observa-se a total equivalência dos resultados apenas para o ponto C. Nos demais pontos de controle, ocorre uma pequena discrepância da pressão sonora entre os instantes 0,02 s e 0,1 s. O comportamento geral do decaimento da pressão sonora, entretanto, é semelhante, de modo que o desvio pode ser considerado tolerável.

A última configuração refere-se à situação da Sala (c) tridimensional, em que o contorno possui absorção total. Os resultados destas simulações são mostrados na Figura 4.75.

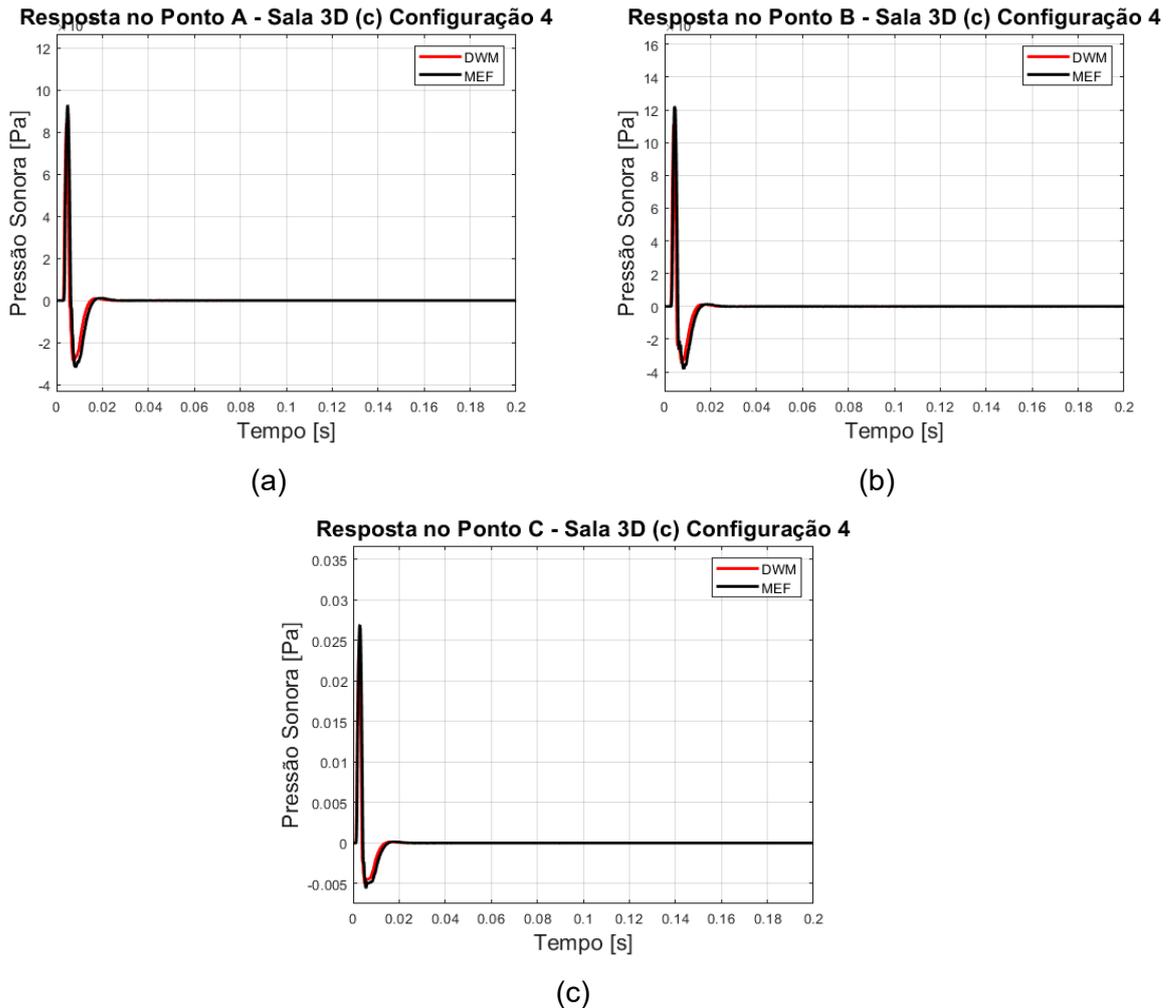


Figura 4.75 – Resultados do sinal do tempo simulado para os primeiros 0,2 segundos da Sala (c) tridimensional – Configuração 4, obtidos via DWM e MEF. (a) Sinal simulado para o ponto A; (b) Sinal simulado para o ponto B; (c) Sinal simulado para o ponto C.

Para a Sala (c) tridimensional, se observa, novamente, o comportamento dos resultados obtidos nos demais modelos com contornos anecoicos, concluindo que existe equivalência entre os resultados obtidos pelos dois métodos.

4.7. Considerações Finais

Neste capítulo, foi apresentada a formulação básica tradicional das simulações acústicas que utilizam as Malhas de Guias de Ondas Digitais. Observados os erros comuns que distanciam seus resultados da realidade, foram verificadas possíveis alterações no código computacional para as suas soluções.

A primeira modificação diz respeito à formulação das condições de contorno. Foram apresentadas novas formulações para condições de contorno anecoicas e para superfícies com coeficiente de absorção dependentes da frequência. Nas simulações apresentadas, a formulação de absorção total produziu resultados coerentes quando comparados com aqueles produzidos via MEF.

Já a implementação da absorção dependente da frequência não foi avaliada neste capítulo. Seus resultados serão apreciados no Capítulo V desta tese.

Outro problema comum, inerente ao DWM, refere-se ao erro de dispersão. Para a redução deste problema, foi implementada a técnica de interpolação de malha. Os resultados obtidos indicaram uma redução do erro de dispersão, sem a necessidade de diminuir o comprimento das guias; conseqüentemente, aumentando pouco o custo computacional.

As simulações para diferentes geometrias e configurações permitiram a avaliação dos códigos desenvolvidos, sendo eles validados com os resultados produzidos pelo MEF. Ao fim deste capítulo, foi possível concluir que existe equivalência entre os resultados produzidos por ambos os métodos, além do DWM apresentar um custo computacional substancialmente menor. Isto torna o método satisfatório e coerente com os objetivos deste trabalho.

No capítulo a seguir, serão apresentados os procedimentos e resultados da validação experimental realizada para a ferramenta desenvolvida nesta tese.

CAPÍTULO V

VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DA FERRAMENTA DESENVOLVIDA

Apresentadas as formulações e metodologias para a simulação da propagação sonora no interior de uma sala e para a medição das propriedades acústicas das superfícies nela presentes, será apresentada, neste capítulo, a metodologia para validação da ferramenta desenvolvida.

Após obtidos os resultados computacionais e experimentais, eles serão comparados e avaliados. O parâmetro acústico escolhido para a comparação foi o tempo de reverberação calculado nas bandas de oitava, cujas frequências centrais são: 125 Hz, 250 Hz, 500 Hz, 1000 Hz e 2000 Hz.

A sala utilizada como objeto de estudo neste capítulo se encontra no mezanino do Bloco 5H do Campus Santa Mônica da Universidade Federal de Uberlândia. A sala possui dimensões de 4,0 m de largura, por 5,0 m de comprimento e um pé direito de 2,4 metros. Em uma de suas paredes, se encontra uma porta de madeira; e na parede oposta, se encontram duas janelas de vidro. Em frente às janelas, se encontra uma cortina de tecido estilo persiana, sem o preenchimento de “blackout”. Uma representação esquemática desta sala está mostrada na Figura 5.1.

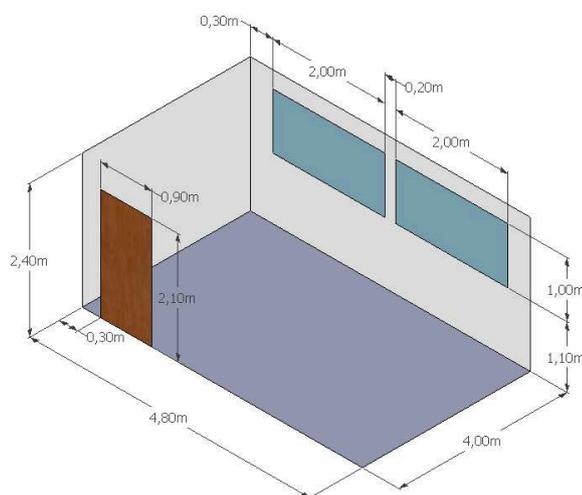


Figura 5.1 – Representação esquemática da sala utilizada como objeto de estudo para validação da ferramenta computacional desenvolvida.

Este capítulo foi organizado para apresentar a metodologia de medição do tempo de reverberação experimental, a modelagem geométrica e acústica da sala e finalizada pela avaliação dos resultados obtidos.

5.1. Medição Experimental do Tempo de Reverberação

Para a medição do tempo de reverberação da sala, foi utilizada a metodologia proposta pela norma ISO 3382-2. A fonte sonora foi uma caixa de som KRK ROKIT RP8 G4 – Figura 5.2. Segundo o fabricante, esse equipamento é capaz de reproduzir o som, com amplitude constante, em todas as frequências entre 44 Hz e 20 kHz.



Figura 5.2 – Caixa de Som KRK ROKIT RP8 G4.

O sensor utilizado foi um microfone de ½ polegada PCB 426E01 pré-amplificado; o sinal captado pelo microfone foi adquirido e transferido a um computador, com o auxílio da placa de aquisição da *National Instruments* (Modelo NI-USB9162) – Figura 5.3.



Figura 5.3 – Equipamentos utilizados no procedimento experimental. (a) Microfone de $\frac{1}{2}$ polegada PCB 426E01 pré-amplificado; (b) Placa de Aquisição da *National Instruments*, (Modelo NI-USB9162).

Antes de iniciar a aquisição, a caixa de som foi ligada, emitindo um ruído branco de faixa de frequência de 20 Hz a 4000 Hz. O programa de aquisição foi o mesmo utilizado nas medições do coeficiente de absorção *in situ*. O tempo de aquisição estabelecido para todos os procedimentos foi de 20 segundos, a uma frequência de aquisição de 8192 Hz. Durante os primeiros 10 segundos de medição, a fonte sonora era desligada, tornando possível avaliar, completamente, o decaimento do nível de pressão sonora local.

O procedimento citado foi realizado 15 vezes para cada configuração da sala, e as posições da fonte e do microfone eram alteradas, aleatoriamente, a cada 5 medições. O tempo de reverberação de cada configuração foi obtido pela média do tempo de reverberação resultante de cada uma das 15 medições. As configurações utilizadas incluíam abrir ou fechar as janelas e as cortinas, remover ou retirar os móveis do local e a presença ou ausência de mantas de Lã de Vidro. Todas as configurações utilizadas para esse procedimento experimental são apresentadas na Tabela 5.1:

Tabela 5.1 – Configurações da sala para cada medição do tempo de reverberação.

Configuração	Mobília	Lã de vidro	Cortina	Janela
1	Ausente	Ausente	Aberta	Fechada
2	Ausente	Presente	Aberta	Fechada
3	Ausente	Ausente	Aberta	Aberta
4	Ausente	Ausente	Fechada	Fechada
5	Presente	Ausente	Aberta	Fechada
6	Presente	Ausente	Aberta	Aberta
7	Presente	Ausente	Fechada	Fechada
8	Presente	Presente	Aberta	Fechada

As mobílias nas Configurações de 5 a 8 da Tabela 5.1 são caracterizadas por três mesas de madeira de 1,5 metros de comprimento, 1,0 metro de largura e 0,70 metros de altura; e um armário de aço de 1,6 metros de largura, 0,6 metros de profundidade e 2,1 metros de altura. A manta de lã de vidro possuía 1,00 metro de comprimento, por 1,5 metros de largura, além de uma espessura de 20 mm. Os itens citados foram posicionados na sala, conforme mostrado na Figura 5.4. Na configuração 5 da Tabela 5.1, apesar da ausência da mobília, a manta de Lã de Vidro foi posicionada no mesmo lugar indicado na Figura 5.4.

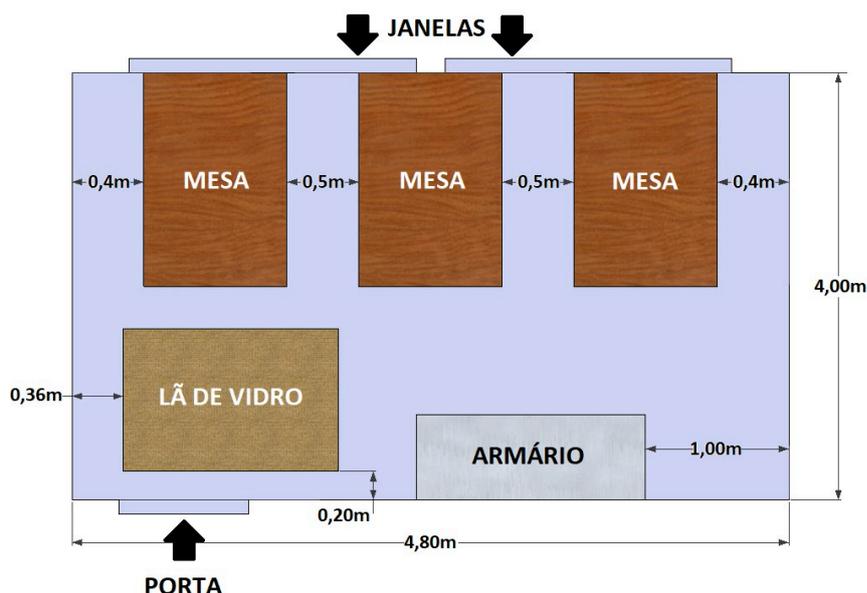


Figura 5.4 – Posição da mobília nas configurações de experimento de 5 a 8.

Após as medições, os valores medidos foram tratados via MATLAB®. Nestas situações, o sinal sonoro se apresenta em patamar elevado e, após o desligamento da fonte sonora, se observa uma redução a um patamar menor, determinado pelo ruído ambiente. Se visualizado um gráfico onde a amplitude do sinal sonoro está apresentada em escala logarítmica, o decaimento se aproxima de um comportamento linear. O resultado de uma destas medições é mostrado na Figura 5.5:

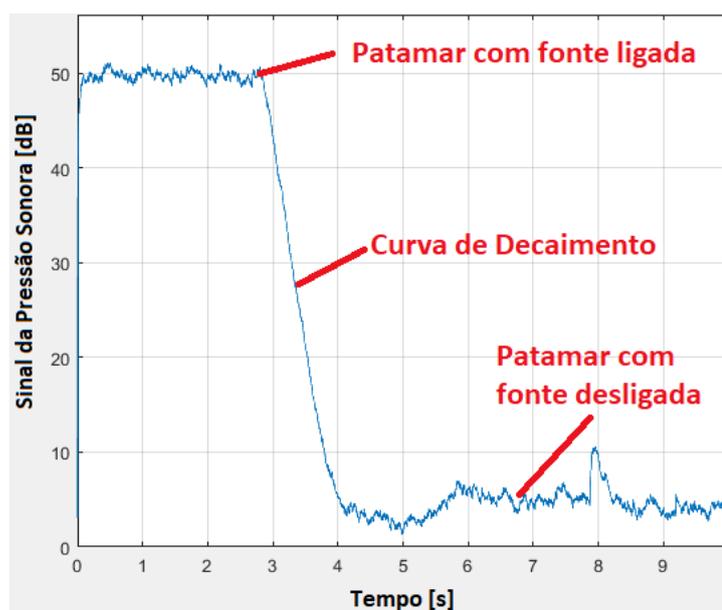


Figura 5.5 – Sinal obtido para medição do Tempo de Reverberação.

A partir deste gráfico, foi realizada uma regressão linear dos pontos da curva na região onde ocorre o decaimento. A partir desta reta, foi estimado o tempo necessário para que o ruído fosse reduzido em 60 dB. Tendo em vista que, na maioria das medições, as maiores reduções não atingiam 60 dB, foi necessário realizar uma extrapolação do tempo de reverberação a partir da reta de regressão obtida. Este procedimento foi repetido em todos os sinais, para cada banda de oitava de frequências centrais entre 125 Hz e 4000 Hz.

Os resultados experimentais obtidos foram utilizados para posterior comparação com os valores simulados no programa computacional desenvolvido.

5.2. Construção da Malha de Guias de Ondas Digitais

Para a simulação acústica utilizando a ferramenta computacional desenvolvida neste trabalho, é necessária a construção da malha de guias de ondas digitais. Essa malha deverá conter a posição de cada barreira e dos contornos presentes no ambiente simulado. Além disto, é interessante que, no arquivo de caracterização da malha, também sejam identificados os materiais que compõem todos os obstáculos e contornos, de forma que, na simulação acústica, suas propriedades de reflexão e absorção sejam corretamente informadas.

A obtenção dessa malha será realizada nas seguintes etapas: modelagem geométrica, obtenção de uma malha de método de elementos finitos e conversão dessa malha em uma malha adequada para simulação das Malhas de Guias de Ondas Digitais.

Para a modelagem geométrica da sala, foi utilizado o Programa CAD SolidWorks®. Nesse programa, foram desenhadas, separadamente, todas as mobílias que foram inseridas

na sala durante os experimentos. O modelo da sala foi desenvolvido como um volume que representará o ar, sendo os seus contornos modelados de modo a diferenciar as superfícies de alvenaria, janelas e porta. Ressalta-se que, nas situações em que as mobílias são inseridas, o volume delas deverá ser subtraído do volume de ar da sala vazia. O desenho da sala em duas configurações: sala vazia, e sala mobiliada com a presença da manta de lã de vidro, respectivamente, é apresentado na Figura 5.6:

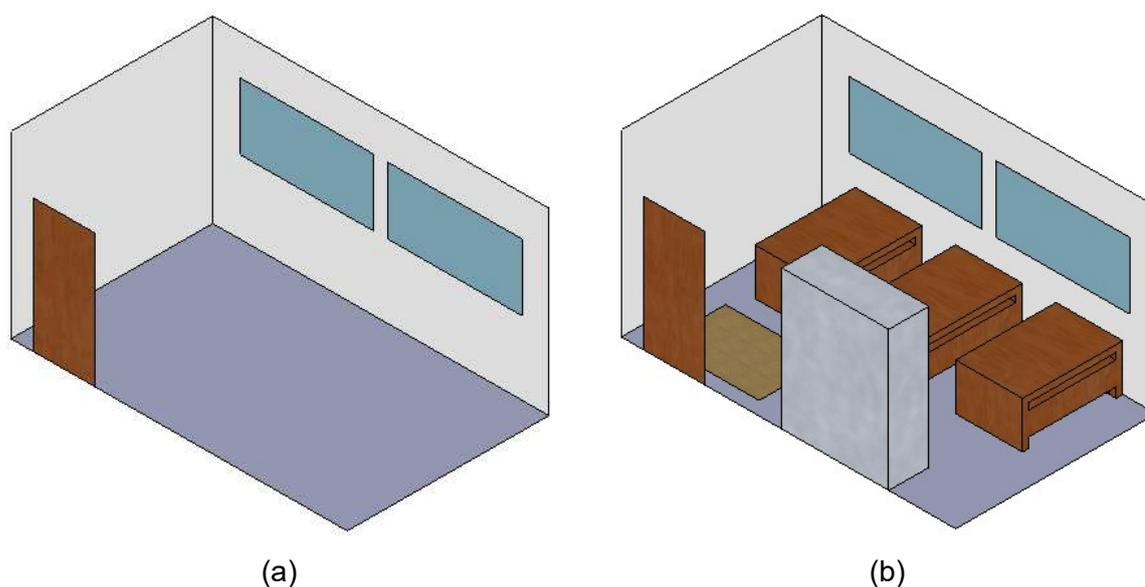


Figura 5.6 – Modelo geométrico da sala. (a) Sala Vazia; (b) Sala mobiliada com a presença da manta de lã de vidro

As texturas visualizadas nas superfícies dos modelos da Figura 5.6 foram inseridas em outro programa computacional, para fins estéticos. Além disso, duas paredes e o forro foram ocultados, para possibilitar a visualização do interior da sala.

Nas simulações em que as janelas se encontravam abertas ou cobertas pelas cortinas, não foi necessário alterar o modelo geométrico. Nestas situações, foi suficiente alterar as propriedades acústicas do vidro para as propriedades da cortina ou para propriedades de contorno anecoico.

A partir do modelo geométrico, ele foi inserido no Programa HyperMesh®, o qual produz uma malha de elementos finitos a partir de um desenho feito em um programa CAD. O tamanho do elemento utilizado foi de 2,0 cm, valor próximo ao que se espera ser adotado na malha de guia de ondas digitais. Esse valor será explicado com mais detalhes no Item 5.5.1 deste capítulo.

A malha foi feita apenas no volume de ar presente na sala, já que, em simulações acústicas, apenas estes elementos são utilizados para as simulações. Os elementos de ar

adjacentes às mobílias ou aos contornos foram definidos como elementos com estrutura presente e todos os demais foram definidos como elementos com estrutura ausente.

Aos elementos com estrutura presente durante a formação da malha foram atribuídas as denominações dos materiais aos quais estavam adjacentes; ou seja, madeira, aos elementos adjacentes às mesas; metal, aos adjacentes ao armário; alvenaria pintada, aos adjacentes às paredes; vidro, aos adjacentes à janela; e lã de vidro, aos adjacentes à manta. Não houve preocupação com a inserção dos valores corretos exigidos pelo método dos elementos finitos, já que apenas as denominações dos materiais foram utilizadas na conversão para a Malha de Guias de Ondas Digitais.

O Programa HyperMesh® fornece, em seguida, um arquivo contendo as coordenadas de todos os nós da malha, bem como as suas características: se ele pertence a um elemento com estrutura presente ou ausente e, caso seja relevante, a que material o elemento daquele nó está adjacente. Este arquivo será carregado em um programa do MATLAB® desenvolvido para a ferramenta desta tese, que irá obter todas as informações contidas e convertê-lo em uma Malha de Guia de Ondas Digitais.

Para a conversão da malha, primeiramente foi criada uma matriz tridimensional, com um refinamento arbitrário e que represente as dimensões totais da sala a ser simulada. Dada a posição dos elementos da matriz e a distância entre os nós da malha, é possível fixar as coordenadas de cada um deles. Vale lembrar que a malha de guias de ondas digitais deve ser regular, ou seja, a distância entre todos os nós em todas as direções deve ser constante. Isto, contudo, nem sempre será respeitado em uma malha de elementos finitos.

As malhas de guias de ondas digitais e de elementos finitos serão, então, sobrepostas e cada nó da primeira malha será avaliado individualmente. Será identificado, portanto, qual nó da malha de elementos finitos estará mais próximo do nó avaliado e as suas propriedades serão importadas. Este procedimento é ilustrado na Figura 5.7.

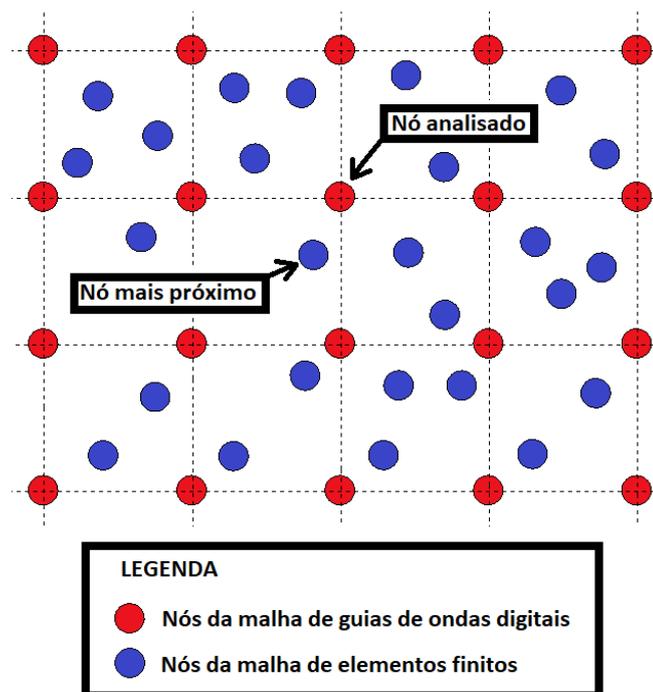


Figura 5.7 – Procedimento para importação das propriedades dos nós da malha de elementos finitos para os nós da malha de guias de ondas digitais.

Os nós da malha de elementos finitos pertencentes a elementos com estrutura presente converterão os nós da malha de guias de ondas digitais em elementos de contorno. Sua modelagem, na simulação, será tratada como um filtro de primeira ordem – para casos que em que se foi obtido o coeficiente de absorção acústica – ou como um contorno anecoico, para o caso das simulações em que a janela foi aberta.

5.3. Modelagem Acústica

Neste item, serão descritas as formas com que foram modeladas a fonte e as superfícies dos obstáculos e dos contornos nas simulações.

A excitação escolhida para a fonte sonora presente no recinto foi do tipo impulsiva, semelhante àquela utilizada no Capítulo IV desta tese; porém, para estas simulações, o tempo de duração da fonte deverá ser menor, já que será necessário excitar uma faixa de frequências mais ampla.

Deseja-se obter os resultados de tempo de reverberação para as bandas de oitava até 2000 Hz. Esta banda de oitava abrange uma faixa de frequência cujo limite superior é de, aproximadamente, 2829 Hz. Sendo assim, a excitação inserida se refere à metade do ciclo de um seno de frequência 2000 Hz. Este sinal terá uma duração de $2,50 \times 10^{-4}$ segundos, o

que provocará excitações nas frequências de 0 a 4000 Hz. Graficamente, o sinal utilizado na excitação é apresentado na Figura 5.8:

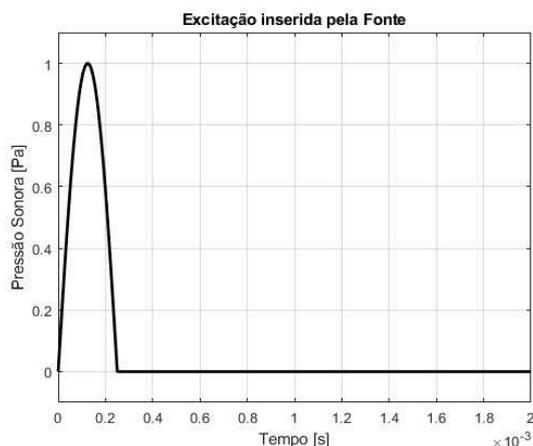


Figura 5.8 – Excitação inserida pela fonte no sistema.

Em relação às superfícies, a modelagem acústica se trata da determinação dos coeficientes de absorção sonora dos materiais presentes. A proposta deste trabalho, para que fosse possível obter os resultados mais próximos o possível da realidade, foi utilizar as curvas do coeficiente de absorção sonora obtidas a partir de medições *in situ*. Estas curvas foram utilizadas para modelagem de um filtro de resposta impulsiva infinita e implementadas nos nós identificados como adjacentes aos obstáculos e contornos do modelo geométrico.

As diferentes superfícies cujas propriedades de absorção foram avaliadas estão listadas na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Superfícies e materiais considerados no modelo acústico simulado utilizando a DWM.

Superfície	Material
Porta	Madeira Envernizada
Paredes	Alvenaria Pintada
Janelas	Vidro
Mesas	Madeira Laminada
Armário	Aço
Manta	Lã de Vidro

Nota-se que a madeira da porta foi tratada de forma diferente da madeira presente nas mesas, já que as características de suas superfícies eram diferentes. O procedimento

experimental de medição do coeficiente de absorção *in situ*, apresentado no Capítulo III desta tese, foi repetido três vezes para cada superfície, e a curva obtida pela média dos resultados que foram utilizadas para a modelagem dos filtros implementados na simulação.

Maiores detalhes a respeito dos parâmetros de aquisição e dos equipamentos utilizados para estes experimentos podem ser consultados no Capítulo III, já que foram os mesmos utilizados para as superfícies da Tabela 5.2.

5.4. Simulação Utilizando a Ferramenta Desenvolvida

Neste item, serão tratadas as simulações realizadas em todas as configurações do modelo apresentadas na Tabela 5.1. A partir das características da fonte e de todas as superfícies presentes no modelo, passou-se à determinação das características da malha e dos parâmetros de simulação.

É importante lembrar que, para todos os procedimentos de simulação realizados, foram utilizados, na formulação: o procedimento de interpolação de malha, filtros de resposta infinita nos contornos com absorção e a consideração de contorno anecoico na região do contorno em que se encontrava uma janela aberta.

Para a análise dos tempos de reverberação resultantes das simulações, o procedimento foi semelhante ao utilizado nas avaliações experimentais. Porém, os sinais de decaimento, ao invés de serem obtidos através de medições, foram providos, virtualmente, das simulações realizadas. Estes sinais são tratados e filtrados; e a curva de decaimento semelhante à apresentada na Figura 5.5 é utilizada para determinação do tempo de reverberação em cada banda de oitava de frequências centrais entre 125 Hz e 2000 Hz.

5.4.1. Ajuste do Modelo

O primeiro procedimento a ser realizado é o ajuste do modelo, já que, conforme é possível observar nos resultados apresentados no Capítulo IV desta tese, o comportamento da propagação da onda sonora simulada pode se alterar substancialmente com o refinamento da malha. A Configuração 1 mostrada na Tabela 5.1 foi utilizada para esta finalidade, já que apresenta a maior simplicidade do modelo, dada a ausência da mobília, ter a janela fechada e a mínima influência da cortina. Desta forma, obtém-se um melhor controle do modelo, além de um menor custo computacional, possibilitando mais repetições dos cálculos.

O tamanho do elemento foi alterado manualmente, com as guias de dimensões informadas na Tabela 5.3, e os valores dos tempos de reverberação por banda de oitava foi medido para cada uma das simulações. Os valores foram comparados com os resultados

experimentais da Configuração 1. Os valores obtidos para os diferentes valores de refinamento testados encontram-se apresentados na Tabela 5.3:

Tabela 5.3 – Tempos de reverberação obtidos para a Configuração 1 da sala, através do procedimento experimental e através do DWM para diferentes refinamentos.

Frequência [Hz]	125	250	500	1000	2000		
Tempos de Reverberação medidos							
Experimental	1,162	1,551	1,943	1,359	1,360		
Tempos de Reverberação simulados						Erros Totais [%]	
Guia 1 [cm]	7,36	1,623	1,837	2,304	1,588	1,620	21,7
Erro [%]		39,7	18,4	18,6	16,9	19,1	
Guia 2 [cm]	3,68	1,488	1,788	2,231	1,498	1,522	15,6
Erro [%]		28,1	15,3	14,8	10,2	11,9	
Guia 3 [cm]	1,84	1,257	1,621	2,013	1,411	1,425	4,8
Erro [%]		8,2	4,5	3,6	3,8	4,8	
Guia 4 [cm]	0,92	1,033	1,411	1,801	1,288	1,289	7,5
Erro [%]		11,1	9,0	7,3	5,2	5,2	

Nota-se, na Tabela 5.3, que os erros para cada banda de oitava foram calculados – Equação (7.1) – sendo, na última coluna, apresentado o erro acumulado para todas as bandas de frequência – Equação (7.2). Os melhores resultados são verificados para a malha com elementos da Guia 3. Nesta situação, o maior erro – 8,2 % – é observado para a frequência de 125 Hz, o que pode ser explicado pela dificuldade do ajuste dos coeficientes de absorção experimentais nas frequências mais baixas no processo de medição *in situ*. Nas demais frequências, os erros se encontram todos abaixo de 5%, o que é considerado aceitável para estas simulações.

$$Erro = \frac{|TR_{experimental} - TR_{DWM}|}{TR_{experimental}} \times 100\% \quad \text{Eq. (7.1)}$$

$$Erro_{Total} = \frac{|\sum TR_{experimental} - \sum TR_{DWM}|}{\sum TR_{experimental}} \times 100\% \quad \text{Eq. (7.2)}$$

Desta forma, para as demais simulações, será utilizada a malha com as mesmas características daquelas que produziram o resultado da Guia 3 da Tabela 5.3.

5.4.2. Simulação das Diferentes Configurações de Sala

Dados os parâmetros de simulação obtidos pelo ajuste verificado no Item 5.5.1, passou-se à simulação das demais configurações estabelecidas para a sala.

Os primeiros procedimentos a serem avaliados se referem às Configurações 2, 3 e 4, as quais se referem às situações em que a sala ainda se encontra sem mobília; porém, com algumas alterações, como a utilização de uma manta de lã de vidro, a abertura da janela ou o fechamento da cortina.

Os resultados das simulações via DWM, comparados com os resultados experimentais, encontram-se apresentados na Tabela 5.4. Os erros apresentados nesta tabela foram calculados segundo a Eq. (7.1). Além disso, para cada configuração, foi adicionada a principal característica de cada configuração.

Tabela 5.4 – Comparação dos resultados das simulações via DWM com os resultados experimentais para as configurações da sala sem mobília.

Frequências [Hz]		125	250	500	1000	2000
Configuração 2 (Presença da Manta de Lã de Vidro)						
TR [s]	Experimental	1,044	1,411	1,709	1,350	1,246
	DWM	1,533	1,481	1,799	1,413	1,305
Erro [%]		46,8	5,0	5,3	4,7	4,7
Configuração 3 (Janela Aberta)						
TR [s]	Experimental	1,149	1,258	1,546	1,231	1,228
	DWM	1,401	1,297	1,600	1,268	1,199
Erro [%]		21,9	3,1	3,5	3,0	2,4
Configuração 4 (Cortina Fechada)						
TR [s]	Experimental	1,221	1,539	1,951	1,230	1,211
	DWM	1,255	1,624	2,008	1,299	1,279
Erro [%]		2,8	5,5	2,9	5,6	5,6

Nos resultados apresentados na Tabela 5.4, é possível verificar que os Tempos de Reverberação experimentais das Configurações 2 e 3 reduzem em todas as bandas de oitava apresentadas. Isto está de acordo com o esperado, já que a abertura da janela e a inserção de uma manta de lã de vidro aumentam o coeficiente de absorção geral do ambiente estudado. Já na Configuração 4, o experimento mostra que os valores de tempo de reverberação são mais afetados apenas nas bandas de oitava de 1000 Hz e 2000 Hz. Isto indica uma pequena eficiência da cortina na absorção do som de baixa frequência.

Em relação aos erros observados entre as simulações e os experimentos, nota-se que, à exceção da Configuração 4, os resultados não são equivalentes para a banda de 125 Hz. Esta frequência foi a que mais se encontrou dificuldades, tanto na medição do coeficiente de absorção dos materiais quanto no tempo de reverberação. Os resultados obtidos da

simulação se apresentam mais coerentes quando avaliadas as variações dos tempos de reverberação, bem como a sensibilidade desses valores com a alteração do coeficiente de absorção do ambiente.

Nas demais frequências, os erros se mantiveram próximos e, em sua maior parte, inferiores a 5%, o que indica uma equivalência entre os resultados computacionais e experimentais. Além disso, apesar dos desvios observados nos valores da Tabela 5.4, é notada uma variação proporcional nos valores de tempo de reverberação, quando as modificações na configuração da sala são aplicadas.

Os menores erros que constam na Tabela 5.4 se tratam da Configuração 3. Nesta configuração, a superfície correspondente à área aberta pelas janelas não exige uma modelagem do coeficiente de absorção, já que, nesta situação, o contorno é modelado como anecoico. Dessa forma, erros inerentes à medição das propriedades acústicas do material não são relevantes. Isto ainda reforça a qualidade e precisão da formulação de contorno anecoico implementada no código computacional utilizado.

Já os maiores erros são encontrados na Configuração 4. Neste caso, os valores do coeficiente de absorção da cortina apresentam maior relevância. Neste material, foi verificada maior dificuldade na medição do coeficiente de absorção pela metodologia *in situ*, já que, para materiais com maiores propriedades de absorção, é necessária a presença de uma superfície rígida em contato com a sua superfície posterior. Para a medição do coeficiente, foi escolhido manter a cortina em sua posição original – afastada, aproximadamente, 10 cm da superfície rígida mais próxima – de forma a representar melhor as suas propriedades quando instaladas no ambiente estudado. Considerando esta aproximação, atribui-se a isto os valores de erro observados.

Por fim, foram avaliadas as configurações com a presença da mobília. Na Tabela 5.5, a seguir, é apresentada uma comparação entre os resultados experimentais e os resultados obtidos pela simulação via DWM para as configurações 5, 6, 7 e 8. De forma semelhante à Tabela 5.4, na Tabela 5.5 também foram inseridos entre parênteses as principais características de cada configuração estudada.

Tabela 5.5 – Comparação dos resultados das simulações via DWM com os resultados experimentais para as configurações da sala com mobília.

Frequências [Hz]		125	250	500	1000	2000
Configuração 5 (Mobiliada e sem alterações adicionais)						
TR [s]	Experimental	1,029	1,182	1,201	1,088	1,146
	DWM	1,172	1,249	1,263	1,155	1,211
Erro [%]		13,9	5,7	5,2	6,2	5,7
Configuração 6 (Janela Aberta)						
TR [s]	Experimental	1,236	1,155	1,172	1,088	1,075
	DWM	1,087	1,187	1,199	1,103	1,153
Erro [%]		12,1	2,8	2,3	1,4	7,3
Configuração 7 (Cortina Fechada)						
TR [s]	Experimental	1,020	1,058	1,136	1,066	1,021
	DWM	1,146	1,155	1,201	1,132	1,142
Erro [%]		12,4	9,2	5,7	6,2	11,9
Configuração 8 (Presença da manta de Lã de Vidro)						
TR [s]	Experimental	0,903	1,005	1,054	1,044	1,074
	DWM	1,101	1,067	1,118	1,108	1,159
Erro [%]		21,9	6,2	6,1	6,1	7,9

Através dos resultados apresentados na Tabela 5.5 e comparando os valores dos tempos de reverberação experimentais das Configurações 1 e 5, verifica-se uma redução global nos valores dos tempos de reverberação. Este fato é esperado, já que uma maior quantidade de obstáculos reduz o volume de ar para a propagação sonora, além de promover maior absorção acústica ao ambiente.

Avaliando os resultados experimentais para as diferentes configurações, é possível constatar uma redução nos tempos de reverberação quando se insere a manta de Lã de Vidro, se abre a Janela ou se fecha a cortina. A única frequência em que o comportamento é anômalo é a de 125 Hz, cujas avaliações experimentais são mais difíceis, conforme previamente comentado.

Da comparação dos valores dos tempos de reverberação experimentais e simulados, os maiores erros são referentes à banda de oitava de 125 Hz. Nas situações mobiliadas, também é possível afirmar que os resultados simulados apresentam um comportamento mais coerente com o esperado. Apesar disso, não é possível avaliar sua precisão.

Para as demais frequências, em uma avaliação generalizada, os valores dos erros se apresentam mais elevados quando comparados com os resultados das Configurações 2, 3 e 4. Para estas configurações, a modelagem geométrica das simulações computacionais das mobílias sofreu simplificações, como: redução na complexidade geométrica das mesas,

omissão das partes metálicas das mesas, omissão das irregularidades geométricas do armário e aproximações dimensionais.

Além disso, uma maior variedade de materiais e, conseqüentemente, mais propriedades acústicas medidas experimentalmente, induzem no modelo maior probabilidade de erros na modelagem acústica. Apesar disso, os erros continuaram em valores pequenos e a sensibilidade dos valores dos tempos de reverberação em relação às alterações realizadas na sala ainda foram traduzidas nas simulações.

Novamente, os melhores resultados foram obtidos para a configuração em que a janela se encontrava aberta – Configuração 6 – e os maiores erros, observados naquela em que a cortina estava fechada – Configuração 7. Nesta configuração, verifica-se que o impacto dos erros inerentes à medição do coeficiente de absorção da cortina é maior. É possível afirmar que isso se deve à posição das mesas na sala, já que irão direcionar uma maior quantidade de reflexões em direção à cortina, tornando-a mais influente na resposta acústica da sala.

5.5. Considerações Finais

Este capítulo apresentou a metodologia utilizada para a validação experimental da ferramenta desenvolvida para a simulação de ambientes fechados. A partir das configurações escolhidas e da análise de ajuste do modelo geométrico, foi possível avaliar a efetividade e robustez conferidas pelas novas técnicas propostas nesta tese e introduzidas no código computacional a ser utilizado.

Para as avaliações realizadas, foi apresentada a metodologia para a medição experimental dos tempos de reverberação da sala estudada em diferentes configurações, bem como os equipamentos e materiais utilizados.

Em seguida, foi apresentada a forma com que foi definida a malha utilizada para as simulações. Neste caso, um programa desenvolvido para utilização exclusiva na ferramenta proposta neste trabalho, capaz de aproveitar uma modelagem geométrica de um programa CAD e uma malha de Elementos Finitos, e traduzi-la em um formato adequado para simulação pela metodologia das Malhas de Guias de Ondas Digitais.

Também foi colocada a modelagem acústica, que se baseou na definição da excitação inserida pela fonte e pelas propriedades acústicas das diversas superfícies presentes no ambiente estudado. Estas propriedades foram medidas pela técnica de medição de absorção acústica *in situ* apresentada no Capítulo III e utilizadas para a modelagem de filtros de resposta infinita implementados na formulação numérica dos contornos e superfícies nas simulações de DWM.

Finalmente, a análise e comparação dos resultados experimentais com os obtidos via simulação computacional mostrou que a ferramenta é capaz de retornar valores coerentes com o esperado, em cada configuração estudada; também é capaz de traduzir, de forma semelhante aos resultados experimentais, a sensibilidade dos valores do tempo de reverberação, quando realizadas as diferentes modificações na sala.

Ressalta-se que os resultados apontam que as situações em que a janela se encontrava aberta e em que foi utilizada a formulação do contorno anecoico tornaram os cálculos da ferramenta mais precisos e mais condizentes com os resultados experimentais.

A partir destas avaliações, conclui-se que o desenvolvimento do código com as técnicas e metodologias apresentadas no Capítulo IV, além da utilização dos coeficientes de absorção medidos *in situ*, promove uma maior precisão dos resultados, quando comparados com o experimental. Também se verificou uma redução no custo computacional, já que, para o ajuste do modelo, a interpolação de malha possibilitou trabalhar com guias de comprimento maiores do que seriam necessárias sem a implementação desta técnica.

CAPÍTULO VI

CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

6.1. Conclusões

Foi proposto, neste trabalho, o desenvolvimento de uma ferramenta que utiliza o método da Malha de Guias de Ondas Digitais para a obtenção de parâmetros de qualidade acústica de um recinto fechado. O diferencial proposto foi realizar aprimoramentos nos códigos utilizados nesta metodologia, a fim de reduzir o custo computacional dos cálculos, os erros de dispersão, além de tornar os resultados obtidos mais próximos do que se observa em situações reais.

Para se atingir este objetivo, primeiramente foram realizados um estudo e uma revisão bibliográfica dos principais métodos computacionais utilizados para a simulação da propagação de ondas acústicas em regime transitório. Dentre os trabalhos verificados, confirmou-se o Método das Malhas de Guias de Ondas Digitais como o mais adequado para o desenvolvimento da ferramenta proposta, já que se mostra mais preciso na faixa de frequência de interesse, bem como apresenta um menor custo computacional.

Também foram estudados e apresentados os principais parâmetros acústicos utilizados para a avaliação da qualidade acústica de um recinto para as diversas aplicações, desde a verificação de adequação para salas de aula e até auditórios para música ou teatro. Destaca-se que, com os resultados da Resposta Impulsiva da Sala possíveis de se obter com a ferramenta, é possível calcular todos os parâmetros apresentados no Capítulo II.

Na sequência, também foi avaliada uma metodologia para a medição *in situ* dos coeficientes de absorção sonora. Desejou-se utilizar, nas simulações, os valores das propriedades medidas por este método, a fim de que a modelagem e os resultados ficassem o mais próximo possível da realidade, evitando a necessidade de se inserir valores baseados em normas ou catálogos, que nem sempre representarão com precisão as características dos materiais presentes nas superfícies do contorno e dos obstáculos da sala. A respeito dos testes realizados, foi possível concluir que:

- a) O método selecionado apresentou simplicidade em sua implementação, tanto na montagem do aparato experimental quanto na quantidade dos equipamentos necessários para a medição, já que utiliza o ruído ambiente, ao invés de uma fonte sonora específica;
- b) Foi possível realizar testes em dois materiais diferentes, utilizando tanto o método de medição *in situ* quanto o método do tubo de ondas estacionárias que utilizam a função da resposta em frequência;
- c) O método *in situ* funciona melhor onde o nível do ruído ambiente é mais elevado, sendo mais sensível a interferências, principalmente nas medições em baixas frequências;
- d) Os resultados dos coeficientes de absorção dos dois materiais fornecidos pelo método *in situ* apresentaram equivalência com aqueles obtidos pelo método de ondas estacionárias, sendo as principais discrepâncias atribuídas às condições em que os materiais se encontravam no momento do teste, sendo as do primeiro método mais próximas da realidade; e
- e) Foi possível utilizar as curvas dos coeficientes de absorção na modelagem dos filtros de resposta infinita que serão utilizados posteriormente nas simulações realizadas para validação experimental da ferramenta.

O passo seguinte baseou-se na apresentação da formulação da metodologia das Malhas de Guias de Ondas digitais, bem como na implementação de uma formulação de interpolação de malha, da formulação de contornos anecoicos e contornos com coeficientes de absorção dependentes da frequência. Os resultados obtidos pela ferramenta desenvolvida foram validados através da comparação com os valores simulados via Método de Elementos Finitos. As principais conclusões foram:

- a) A implementação da formulação para interpolação de malha possibilitou obter resultados semelhantes àqueles obtidos com um maior refinamento da malha, porém, com um menor custo computacional;
- b) A avaliação realizada dos modelos de sala simplificados – bidimensionais – apresentou resultados equivalentes aos fornecidos pelo Método dos Elementos Finitos, para diferentes configurações de geometria e coeficientes de absorção;
- c) Os modelos tridimensionais apresentaram avaliações semelhantes aos resultados do DWM equivalentes aos do MEF, para diferentes configurações de sala;
- d) A formulação do contorno com coeficientes de absorção sonora dependentes da frequência não foi avaliada nos testes deste capítulo;
- e) Em uma avaliação geral, é possível considerar a ferramenta proposta validada com os resultados do Método dos Elementos Finitos.

Passou-se, então, para os testes de validação experimental da ferramenta. Nestes testes, foram consideradas todas as novas formulações, apresentadas no Capítulo IV: interpolação de malha, formulação mais precisa do contorno anecoico e modelagem das superfícies com coeficiente de absorção sonora dependente da frequência. Estes testes utilizaram uma sala real, com diferentes superfícies e materiais nos contornos, bem como a inserção de mobílias e de mantas de material absorvente. Os coeficientes de absorção foram medidos com o método apresentado no Capítulo III e implementados no modelo acústico utilizado pela ferramenta. O Tempo de Reverberação foi o parâmetro escolhido para a comparação dos resultados computacionais e experimentais. Em relação a estes testes, concluiu-se que:

- a) Para o ajuste do modelo, considerando a implementação da Interpolação de Malha, foi possível utilizar um modelo com um menor custo computacional;
- b) O modelo ajustado na configuração escolhida apresentou resultados próximos aos obtidos através das medições experimentais;
- c) Para as demais configurações da sala sem a presença de mobília, os resultados também foram considerados equivalentes, com erros próximos ou inferiores a 5%;
- d) Os maiores erros das configurações de sala sem mobília foram observados na banda de oitava de 125 Hz, frequência na qual as medições experimentais do tempo de reverberação e do coeficiente de absorção sofriam maiores interferências de ruído;
- e) Além disso, os resultados com a cortina fechada também apresentaram erros mais elevados, fato atribuído à forma escolhida para a medição *in situ* das suas propriedades de absorção acústica;
- f) Nas configurações de sala mobiliadas, também foi verificada equivalência, apesar dos problemas encontrados nas baixas frequências e na presença na cortina, considerando que houve maiores simplificações geométricas para estas situações;
- g) Os resultados em que foi utilizada a formulação do contorno anecoico para as configurações com a janela da sala aberta foram os que indicaram os menores erros percentuais dos valores de Tempo de Reverberação;
- h) Em uma avaliação geral, os valores de Tempo de Reverberação obtidos computacional e experimentalmente apresentaram resultados coerentes com o esperado, tanto no que diz respeito às características da sala quanto à sensibilidade destes valores em função das alterações realizadas.

Avalia-se que a ferramenta se mostra mais flexível, dada a possibilidade da modelagem do ambiente a ser simulado em um programa CAD, bem como ter a sua malha baseada em uma malha de Elementos Finitos. Isto possibilita a utilização de geometrias e

obstáculos mais complexos, bem como variações nos formatos do contorno, além de facilitar a modelagem para diferentes situações, sem a necessidade de se alterar o programa de simulação

Além disso, é possível concluir que a ferramenta proposta cumpre com os objetivos estabelecidos na precisão dos resultados, quando comparados com o experimental e quando comparados com outros programas e metodologias consolidados. Além disso, foi possível reduzir, de forma satisfatória, o custo computacional inerente aos cálculos, com as modificações realizadas e técnicas implementadas no código.

6.2. Propostas para trabalhos futuros

Propõe-se, para trabalhos futuros, como sequência deste:

- a) A utilização dos códigos e avanços desenvolvidos neste trabalho para a composição de um programa híbrido e que possibilite a obtenção dos resultados em uma faixa de frequência mais ampla;
- b) A avaliação e aplicação da ferramenta desenvolvida em diferentes ambientes, com contornos em formatos mais complexos e em volumes maiores;
- c) O desenvolvimento e a implementação de mais formulações e técnicas capazes de reduzir, ainda mais, o custo computacional da ferramenta;
- d) A utilização da ferramenta para diferentes aplicações, como a função objetivo de procedimentos de otimização e determinação de propriedades acústicas de fontes sonora e materiais;
- e) A utilização da ferramenta através de técnicas de processamento paralelo ou a utilização de unidade de processamento gráfico, a fim de reduzir o tempo de processamento em procedimentos mais custosos e complexos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALPKOCAK, Adil; SIS, Malik. Computing impulse response of room acoustics using the ray-tracing method in time domain. **Archives of Acoustics**, v. 35, n. 4, p. 505-519, 2010. <https://doi.org/10.2478/v10168-010-0039-8>
- AUTIO, Hanna; VARDAXIS, Nikolaos-Georgios; HAGBERG, Delphine Bard. The influence of different scattering algorithms on room acoustic simulations in rectangular rooms. **Buildings**, v. 11, n. 9, p. 414, 2021. <https://doi.org/10.3390/buildings11090414>
- BARBIERI, R.; BARBIEIRI, N. Finite element acoustic simulation based shape optimization of a muffler. **Applied Acoustics**, v. 67, n. 4, p. 346-357, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2005.06.007>
- BATHE, K. J., **Finite Element Procedures in Engineering Analysis**. Prentice-Hall, 1981.
- BERANEK, L. **Concert and opera halls: how they sound**. EUA: Acoustical Society of America, 1996. <https://doi.org/10.1121/1.414882>
- BILBAO, S. Modeling of Complex Geometries and Boundary Conditions in Finite Difference/Finite Volume Time Domain Room Acoustics Simulation. IEEE Transactions on Audio. **Speech and Language Processing**, vol. 21, no. 7, jul. 2013. <https://doi.org/10.1109/TASL.2013.2256897>
- BILBAO, Stefan. **Wave and scattering methods for numerical simulation**. John Wiley & Sons, 2004. <https://doi.org/10.1002/0470870192>
- BILLON, Alexis; PICAUT, Judicaël; SAKOUT, Anas. Prediction of the reverberation time in high absorbent room using a modified-diffusion model. **Applied Acoustics**, v. 69, n. 1, p. 68-74, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2007.03.001>
- BOAVENTURA, A.P.F.V. **Modelagem Acústica de Salas Através da Técnica de Malha de Guias Digitais de Ondas**. 2014. 205 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2014.
- BOTTELDOOREN, Dick. Acoustical finite-difference time-domain simulation in a quasi-Cartesian grid. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 95, n. 5, p. 2313-2319, 1994. <https://doi.org/10.1121/1.409866>
- BOTTELDOOREN, Dick. Finite-difference time-domain simulation of low-frequency room acoustic problems. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 98, n. 6, p. 3302-3308, 1995. <https://doi.org/10.1121/1.413817>
- BRANDÃO, Eric; LENZI, Arcanjo; PAUL, Stephan. A review of the in situ impedance and sound absorption measurement techniques. **Acta Acustica united with Acustica**, v. 101, n. 3, p. 443-463, 2015. <https://doi.org/10.3813/AAA.918840>
- BRINKMEIER, Maik; *et al.* A finite element approach for the simulation of tire rolling noise. **Journal of sound and vibration**, v. 309, n. 1, p. 20-39, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.11.040>

CARVALHO, Carvalho, Renato S. Thiago de. **Modelo físico de Huygens na solução discretizada de campos acústicos**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, 2013.

CAMILO, T. S.; TENENBAUM, R. A.; COELHO, J. L. Bento. Engenharia acústica auxiliada por computador: um método híbrido para simulação de acústica de salas. **Anais do SEMEA**, p. 35, 2002.

CHAPPELL, D. J.; *et al.* A stable boundary element method for modeling transient acoustic radiation. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 120, n. 1, p. 74-80, 2006. <https://doi.org/10.1121/1.2202909>

CHARALAMPOUS, Panagiotis; ECONOMOU, Panos. An Improved user-independed algorithm for room acoustic parameters calculation. *In: 23rd International Congress on Sound and Vibration*. 2016.

CHEN, Shaohai; LIU, Yijun. A unified boundary element method for the analysis of sound and shell-like structure interactions. I. Formulation and verification. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 106, n. 3, p. 1247-1254, 1999. <https://doi.org/10.1121/1.427158>

CHOBEAU, Pierre; *et al.* A Transmission Line Matrix model for sound propagation in arrays of cylinders normal to an impedance plane. **Journal of Sound and Vibration**, v. 389, p. 454-467, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2016.11.005>

DE CARVALHO, Renato ST; CORDIOLI, Júlio A. Simulation of underwater acoustics and sediment wave propagation using the Discrete Huygens Modeling (DHM). *In: Forum Acusticum*. 2014. p. 98.

DESAI, C. C.; ABEL, J. F. **Introduction to the Finite Element Method**. Van Nostrand Reinhold Company, 1972.

DUSHAW, Brian D.; COLOSI, John A. **Ray tracing for ocean acoustic tomography**. Washington Univ Seattle Applied Physics Lab, 1998.

EL-MASRI, Samir; *et al.* Vocal tract acoustics using the transmission line matrix (TLM) method. *In: Spoken Language, 1996*. ICSLP 96. Proceedings., Fourth International Conference on. IEEE, 1996. p. 953-956. <https://doi.org/10.21437/ICSLP.1996-203>

EL-MASRI, Samir. Analysis of discontinuities in rectangular ducts and higher order mode excitations using TLM and FEM methods. **International Journal of Numerical Modelling: Electronic Networks, Devices and Fields**, v. 17, n. 4, p. 353-364, 2004. <https://doi.org/10.1002/inm.532>

EVERSTINE, G. C. Finite element formulatons of structural acoustics problems. **Computers & Structures**, v. 65, n. 3, p. 307-321, 1997. [https://doi.org/10.1016/S0045-7949\(96\)00252-0](https://doi.org/10.1016/S0045-7949(96)00252-0)

FIGUEIREDO, Fábio Leão; MASIERO, Bruno; IAZZETTA, Fernando. Análise de parâmetros acústicos subjetivos: critérios para avaliação da qualidade acústica de salas de música. **Anais da 4ta. reunion anual de la sociedad argentina para las ciencias cognitivas de la música. Tucumã, Argentina:[sn]**, 2004.

FIGUEIREDO, Fábio Leão. **Parâmetros acústicos subjetivos: critérios para avaliação da qualidade acústica de salas de música**. 2005. Dissertação (Mestrado em Musicologia) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

GAO, Honglin; *et al.* The formulations based on the indirect boundary element method for the acoustic characterization of an arbitrarily shaped source in a bounded noisy environment. **Engineering Analysis with Boundary Elements**, v. 138, p. 65-82, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.enganabound.2022.01.021>

GERGES, S. N. Ruído: **Fundamentos e Controle**. Florianópolis: NR Editora, 2000.

GHEN, Zhizhang; NEY, Michel M.; HOEFER, Wolfgang JR. Absorbing and connecting boundary conditions for the TLM method. **IEEE transactions on microwave theory and techniques**, v. 41, n. 11, p. 2016-2024, 1993. <https://doi.org/10.1109/22.273429>

GOESTCHEL, Quentin; *et al.* Analysis of the numerical properties of the transmission line matrix model for outdoor sound propagation. **Journal of Sound and Vibration**, v. 531, p. 116974, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2022.116974>

GOMES, M. H. da A. **Obtenção dos Parâmetros para a Avaliação da Qualidade Acústica Através da Técnica MLS e Acústica de Raios**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, 1998.

GUILLAUME, Gwenaël; *et al.* Use of the transmission line matrix method for the sound propagation modelling in open-space. *In: Proceedings of the 13th Long Range Sound Propagation symposium*. Lyon. 2008.

GUMEROV, Nail A.; DURAIWAMI, Ramani. Fast multipole accelerated boundary element methods for room acoustics. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 150, n. 3, p. 1707-1720, 2021. <https://doi.org/10.1121/10.0006102>

HACIHABIBOGLU, Hüseyin; GUNEL, Banu; KONDOZ, Ahmet M. **Time-domain simulation of directive sources in 3-D digital waveguide mesh-based acoustical models**. *IEEE transactions on audio, speech, and language processing*, v. 16, n. 5, p. 934-946, 2008. <https://doi.org/10.1109/TASL.2008.921759>

HAMILTON, Brian; WEBB, Craig J. Room acoustics modelling using GPU-accelerated finite difference and finite volume methods on a face-centered cubic grid. **Proc. Digital Audio Effects (DAFx), Maynooth, Ireland**, p. 336-343, 2013. <https://doi.org/10.1109/TASLP.2017.2744799>

HARGREAVES, Jonathan A.; RENDELL, Luke R.; LAM, Yiu W. A framework for auralization of boundary element method simulations including source and receiver directivity. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 145, n. 4, p. 2625-2637, 2019. <https://doi.org/10.1121/1.5096171>

HE, Z. C.; *et al.* A mass-redistributed finite element method (MR-FEM) for acoustic problems using triangular mesh. **Journal of Computational Physics**, v. 323, p. 149-170, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.jcp.2016.07.025>

HAMILTON, Brian; BILBAO, Stefan. FDTD methods for 3-D room acoustics simulation with high-order accuracy in space and time. **IEEE/ACM Transactions on Audio, Speech, and Language Processing**, v. 25, n. 11, p. 2112-2124, 2017. <https://doi.org/10.1109/TASLP.2017.2744799>

HOFMANN, Jan; HEUTSCHI, Kurt. Simulation of outdoor sound propagation with a transmission line matrix method. **Applied Acoustics**, v. 68, n. 2, p. 158-172, 2007. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2005.10.006>

HUOPANIEMI, Jyri; SAVIOJA, Lauri; KARJALAINEN, Matti. Modeling of reflections and air absorption in acoustical spaces a digital filter design approach. *In: Applications of Signal Processing to Audio and Acoustics, 1997*. 1997 IEEE ASSP Workshop on. IEEE, 1997. p. 4 pp.

JANG, Hae-Won; IH, Jeong-Guon. Stabilization of time domain acoustic boundary element method for the interior problem with impedance boundary conditions. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 131, n. 4, p. 2742-2752, 2012. <https://doi.org/10.1121/1.3688504>

KAGAWA, Y.; *et al.* Acoustic imaging and prospecting with back propagation in time reversal based on discrete Huygens' modelling, Revisited. **The Journal of Acoustical Society of India**, p. 16, 2018.

KAGAWA, Y.; *et al.* Discrete approach to sound wave propagation – reverberation in a room, sound source identification and tomography in time reversal. **Journal of Sound and Vibration**, v. 225, n. 1, p. 61-78, 1999. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1999.2227>

KELLONIEMI, A. Frequency-dependent boundary condition for the 3-D digital waveguide mesh. **Proceedings of the 9th International Conference on Digital Audio Effects**, Montreal, Canada, 2006.

KENDRICK, P.; COX, T. J.; LI, F. F.; ZHANG, Y.; CHAMBERS, J. A. Monaural room acoustic parameters from music and speech. **The Journal of the Acoustical Society of America**, 124(1), 278-287, 2008. <https://doi.org/10.1121/1.2931960>

KIM, Moonseok; SCAVONE, Gary P. Domain decomposition method for the digital waveguide mesh. *In: 2009 IEEE Workshop on Applications of Signal Processing to Audio and Acoustics*. IEEE, 2009. p. 21-24. <https://doi.org/10.1109/ASPAA.2009.5346457>

KIRKUP, Stephen Martin. **The boundary element method in acoustics**. Integrated Sound Software, 2007.

KINSLER, Lawrence E.; *et al.* Fundamentals of acoustics. ISBN 0-471-84789-5. **Wiley-VCH**, December 1999. p. 560.

KOWALCZYK, Konrad. **Boundary and medium modelling using compact finite difference schemes in simulations of room acoustics for audio and architectural design applications**. 2010. Tese de Doutorado. Queen's University Belfast.

KOPUZ, S.; LALOR, N. Analysis of interior acoustic fields using the finite element method and the boundary element method. **Applied Acoustics**, v. 45, n. 3, p. 193-210, 1995. [https://doi.org/10.1016/0003-682X\(94\)00045-W](https://doi.org/10.1016/0003-682X(94)00045-W)

KREUZER, Wolfgang; MAJDAK, Piotr; CHEN, Zhengsheng. Fast multipole boundary element method to calculate head-related transfer functions for a wide frequency range. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 126, n. 3, p. 1280-1290, 2009. <https://doi.org/10.1121/1.3177264>

LAIRD, Joel; MASRI, Paul; CANAGARAJAH, Nishan. Modelling diffusion at the boundary of a digital waveguide mesh. *In: Proceedings of the International Computer Music Conference*. 1999. p. 492-495.

LAM, Yiu W. A comparison of three diffuse reflection modeling methods used in room acoustics computer models. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 100, n. 4, p. 2181-2192, 1996. <https://doi.org/10.1121/1.417927>

LISA, Martin; RINDEL, Jens Holger; CHRISTENSEN, Claus Lyngge. **Predicting the acoustics of ancient open-air theatres**: the importance of calculation methods and geometrical details. *In: Joint Baltic-Nordic Acoustics Meeting*. 2004.

LIU, Lei; *et al.* An automatic approach for the acoustic analysis of three-dimensional bounded and unbounded domains by scaled boundary finite element method. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 151, p. 563-581, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.12.018>

LÓPEZ, José J.; *et al.* Parallelization of the finite-difference time-domain method for room acoustics modelling based on CUDA. **Mathematical and Computer Modelling**, v. 57, n. 7, p. 1822-1831, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.mcm.2011.11.075>

MACIEL, M. A. Controle Ativo de ruído aplicado a venezianas acústicas. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, 2014.

MAFRA, Márcio P.A.; *et al.* Determinação e análise comparativa dos coeficientes de absorção de painéis confeccionados a partir da fibra de coco e um painel de uso comercial. *In: XII Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica*. 2005.

MARROS, Fernanda. **Caracterização Acústica de Salas para Prática e Ensino Musical**. Dissertação de Mestrado. Santa Maria, Brasil: Universidade Federal de Santa Maria, 2011.

MASIERO, B.; IAZZETTA, Fernando. Estudo e implementação de métodos de medição de resposta impulsiva em salas de pequeno porte. **Technical Report**, Fapesp, 2004. Available at: http://gsd.ime.usp.br/acmus/publi/relat_medicao.pdf.

MEJDI, Abderrazak; GARDNER, Bryce; MUSSER, Chad. Prediction of Acoustic Response using Ray Tracing in the Presence of Complex Shaped Obstacles. *In: INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. Institute of Noise Control Engineering, 2018. p. 5398-5407.

MIRANDA, João Gabriel; *et al.* **Estudo para determinar o coeficiente de absorção de uma nova tinta de concreto**. 43º International Congress on Nois Control Engineering, 2014.

MIRANDA, J. G. O. **Controle ativo de ruído em dutos: otimização do posicionamento dos sensores e receptores**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, 2013.

MOTALLEBZADEH, Hamid; *et al.* Finite-element modelling of the acoustic input admittance of the newborn ear canal and middle ear. **Journal of the Association for Research in Otolaryngology**, p. 1-24, 2015. <https://doi.org/10.1007/s10162-016-0587-3>

MURPHY, D.; KELLONIEMI, A.; MULLEN; J., SHELLEY, S. Acoustic Modeling Using the Digital Waveguide Mesh. **Signal processing Magazine**, IEEE, v.24(2), p. 55-66, 2007.

MURPHY, Damian T.; MULLEN, Jack. Digital waveguide mesh modelling of room acoustics: Improved anechoic boundaries. *In: Proc. DAFX*. 2002. p. 163-168. <https://doi.org/10.1109/MSP.2007.323264>

MULLEN, Jack; HOWARD, David M.; MURPHY, Damian T. Digital waveguide mesh modeling of the vocal tract acoustics. *In: Applications of Signal Processing to Audio and Acoustics, 2003 IEEE Workshop on*. IEEE, 2003. p. 119-122.

MURPHY, Damian T.; HOWARD, David M. 2-D digital waveguide mesh topologies in room acoustics modelling. *In: Proceedings of the COST G-6 Conference on Digital Audio Effects (DAFx)*. 2000. p. 211-216.

MURPHY D., NEWTON, C. J. C., HOWARD, D. M. **Digital Waveguide mesh modelling of room acoustic surround-sound, boundaries and plugin implementation**. Proceedings of the Conference on Digital Audio Effects, Limerick, Ireland, December 6-8, 2001.

NEFSKE, D. J.; WOLF, J. A.; HOWELL, L. J. Structural-acoustic finite element analysis of the automobile passenger compartment: a review of current practice. **Journal of Sound and Vibration**, v. 80, n. 2, p. 247-266, 1982. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(82\)90194-8](https://doi.org/10.1016/0022-460X(82)90194-8)

OLIVEIRA, E. L. **Controle ativo de ruído aplicado a dutos com propagação de modos acústicos de alta ordem via particionamento axial**. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, 2012.

OKADA, Masashi; ONOYE, Takao; KOBAYASHI, Wataru. A ray tracing simulation of sound diffraction based on the analytic secondary source model. **IEEE Transactions on Audio, Speech, and Language Processing**, v. 20, n. 9, p. 2448-2460, 2012. <https://doi.org/10.1109/TASL.2012.2203809>

OKUZONO, Takeshi; MOHAMED, M. Shadi; SAKAGAMI, Kimihiro. Potential of room acoustic solver with plane-wave enriched finite element method. **Applied Sciences**, v. 10, n. 6, p. 1969, 2020. <https://doi.org/10.3390/app10061969>

OKUZONO, Takeshi; SAKAGAMI, Kimihiro. A frequency domain finite element solver for acoustic simulations of 3D rooms with microperforated panel absorbers. **Applied Acoustics**, v. 129, p. 1-12, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.07.008>

OSTASHEV, Vladimir E.; *et al.* Equations for finite-difference, time-domain simulation of sound propagation in moving inhomogeneous media and numerical implementation. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 117, n. 2, p. 503-517, 2005. <https://doi.org/10.1121/1.1841531>

OXNARD, Stephen; *et al.* **Frequency-Dependent Absorbing Boundary Implementations in 3D Finite Difference Time Domain Room Acoustics Simulations**. 2015.

PANAHI, Emad; YOUNESIAN, Davood. Acoustic performance enhancement in a railway passenger carriage using hybrid ray-tracing and image-source method. **Applied Acoustics**, v. 170, p. 107527, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107527>

PANTON, Lilyan; HOLLOWAY, Damien; CABRERA, Densil. Effect of a chamber orchestra on direct sound and early reflections for performers on stage: A boundary element method study. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 141, n. 4, p. 2461-2472, 2017. <https://doi.org/10.1121/1.4979119>

PELZER, Sönke; *et al.* Integrating real-time room acoustics simulation into a cad modeling software to enhance the architectural design process. **Buildings**, v. 4, n. 2, p. 113-138, 2014. <https://doi.org/10.3390/buildings4020113>

PEREIRA, F. A. **Estudo de um absorvedor ativo de ruído utilizando material piezoelétrico**. 2016. 89 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

PRENDERGAST, Patrick J.; *et al.* Vibro-acoustic modelling of the outer and middle ear using the finite-element method. **Audiology and Neurotology**, v. 4, n. 3-4, p. 185-191, 1999. <https://doi.org/10.1159/000013839>

QURESHI, Tahir Mushtaq; SYED, Khalid Saifullah; ZAFAR, Asim. Non-uniform Rectilinear Grid in the Waveguide Modeling of the Vocal Tract. **Archives of Acoustics**, v. 45, n. 4, p. 585–600, 2020.

ROUGIER, Charlotte. **Influence of Crossover Frequency on a Hybrid Acoustic Model for Room Impulse Response Synthesis**. 2018. Tese de Doutorado. University of York.

ROSÃO, Vitor; INÁCIO, Octávio. **Contributo para a avaliação da qualidade acústica de Casas de Fado**. VIII Congresso Ibero-Americano de Acústica, Evora, Portugal, 2012

SAARELMA, Jukka; SAVIOJA, Lauri. **An open source finite-difference time-domain solver for room acoustics using graphics processing units**. 2014.

SAKAMOTO, Shinichi; SEIMIYA, Takuma; TACHIBANA, Hideki. Visualization of sound reflection and diffraction using finite difference time domain method. **Acoustical Science and Technology**, v. 23, n. 1, p. 34-39, 2002. <https://doi.org/10.1250/ast.23.34>

SAKAMOTO, Shinichi; *et al.* Calculation of impulse responses and acoustic parameters in a hall by the finite-difference time-domain method. **Acoustical science and technology**, v. 29, n. 4, p. 256-265, 2008. <https://doi.org/10.1250/ast.29.256>

SAVIOJA, L.; LOKKI, T.; VÄLIMÄKI, V. The interpolated 3-D digital waveguide mesh method for room acoustic simulation and auralization. **Ultragarsas "Ultrasound"**, v. 48, n. 3, p. 48-52, 2014.

SAVIOJA, Lauri; VALIMAKI, V. Improved discrete-time modeling of multi-dimensional wave propagation using the interpolated digital waveguide mesh. *In: Acoustics, Speech, and*

Signal Processing, 1997. ICASSP-97., 1997 IEEE International Conference on. IEEE, 1997. p. 459-462.

SAVIOJA, Lauri; VALIMAKI, V. Interpolated rectangular 3-D digital waveguide mesh algorithms with frequency warping. **IEEE transactions on speech and audio processing**, v. 11, n. 6, p. 783-790, 2003. <https://doi.org/10.1109/TSA.2003.818028>

SAVIOJA, Lauri. Real-time 3D finite-difference time-domain simulation of low-and mid-frequency room acoustics. *In: 13th Int. Conf on Digital Audio Effects*. 2010. p. 75.

SCAVONE, Gary Paul. **An acoustic analysis of single-reed woodwind instruments with an emphasis on design and performance issues and digital waveguide modeling techniques**. Stanford University, 1997.

SCHNEIDER, John B.; WAGNER, Christopher L.; BROSCAT, Shira L. Implementation of transparent sources embedded in acoustic finite-difference time-domain grids. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 103, n. 1, p. 136-142, 1998. <https://doi.org/10.1121/1.421084>

STEIN, Lewin; *et al.* Directional sound source modeling using the adjoint Euler equations in a finite-difference time-domain approach. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 148, n. 5, p. 3075-3085, 2020. <https://doi.org/10.1121/10.0002425>

STEVENS, Francis; *et al.* Modeling sparsely reflecting outdoor acoustic scenes using the waveguide web. **IEEE/ACM Transactions on Audio, Speech, and Language Processing**, v. 25, n. 8, p. 1566-1578, 2017. <https://doi.org/10.1109/TASLP.2017.2699424>

SMITH, J. **Physical Modeling with Digital Waveguides**. Center of Computer Research in Music and Acoustics (CCRMA), Stanford University, USA: CA 94305, 1992. <https://doi.org/10.2307/3680470>

SMITH, Julius O. Physical modeling using digital waveguides. **Computer music journal**, v. 16, n. 4, p. 74-91, 1992. <https://doi.org/10.2307/3680470>

SMITH, J. O. “**A new approach to digital reverberation using closed waveguide networks**,” in **Proc. Int. Computer Music Conf.** Vancouver, Canada, 1985, pp. 47–53.

SMITH, J. O. **Music applications of digital waveguides, CCRMA**. Stanford Univ., Stanford, CA, Tech. Rep. STAN-M-39, 1987.

SOUTHERN, Alexander; *et al.* Finite difference room acoustic modelling on a general purpose graphics processing unit. *In: Audio Engineering Society Convention 128*. Audio Engineering Society, 2010.

TAKAHASHI, Yasuo; OTSURU, Toru; TOMIKU, Reiji. In situ measurements of surface impedance and absorption coefficients of porous materials using two microphones and ambient noise. **Applied Acoustics**, v. 66, n. 7, p. 845-865, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2004.11.004>

- TEZAUR, Radek; *et al.* Three-dimensional finite element calculations in acoustic scattering using arbitrarily shaped convex artificial boundaries. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, v. 53, n. 6, p. 1461-1476, 2002. <https://doi.org/10.1002/nme.346>
- TOLEDO, R.; *et al.* Shape design optimization of road acoustic barriers featuring top-edge devices by using genetic algorithms and boundary elements. **Engineering Analysis with Boundary Elements**, v. 63, p. 49-60, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.enganabound.2015.10.011>
- VAN DUYNE, S.; SMITH III, J. **Physical Modelling with the 2D Digital Waveguide Mesh. Proceedings of the International Computer Music Conference ICMC 93**, Tokyo, 1993, pp. 40-47, 1993.
- VAN DUYNE, S.; SMITH, Julius O. The 2-D digital waveguide mesh. *In: Applications of Signal Processing to Audio and Acoustics, 1993. Final Program and Paper Summaries., 1993 IEEE Workshop on.* IEEE, 1993. p. 177-180.
- VAN DUYNE, Scott A.; SMITH, Julius O. The tetrahedral digital waveguide mesh. *In: Applications of Signal Processing to Audio and Acoustics, 1995. IEEE ASSP Workshop on.* p. 234-237.
- VAN HAL, Bas; DESMET, Wim; VANDEPITTE, Dirk. Hybrid finite element—wave-based method for steady-state interior structural–acoustic problems. **Computers & Structures**, v. 83, n. 2, p. 167-180, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2004.04.019>
- VORLÄNDER, Michael. Simulation of the transient and steady-state sound propagation in rooms using a new combined ray-tracing/image-source algorithm. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 86, n. 1, p. 172-178, 1989. <https://doi.org/10.1121/1.398336>
- WALSH, Timothy; DEMKOWICZ, Leszek; CHARLES, Richard. Boundary element modeling of the external human auditory system. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 115, n. 3, p. 1033-1043, 2004. <https://doi.org/10.1121/1.1643360>
- WANG, Song; SCAVONE, Gary. Hybrid lattice-Boltzmann digital-waveguide simulation of wind instruments. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 150, n. 4, p. A212-A212, 2021. <https://doi.org/10.1121/10.0008150>
- WANG, Shuozhong. Finite-difference time-domain approach to underwater acoustic scattering problems. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 99, n. 4, p. 1924-1931, 1996. <https://doi.org/10.1121/1.415375>
- WEBB, Craig J.; BILBAO, Stefan. Virtual room acoustics: A comparison of techniques for computing 3D-FDTD schemes using CUDA. *In: Audio Engineering Society Convention 130.* Audio Engineering Society, 2011.
- WU, T. W.; ZHANG, P.; CHENG, C. Y. R. Boundary element analysis of mufflers with an improved method for deriving the four-pole parameters. **Journal of Sound and Vibration**, v. 217, n. 4, p. 767-779, 1998. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1998.1800>

YANG, L. N.; SHIELD, B. M. Development of a ray tracing computer model for the prediction of the sound field in long enclosures. **Journal of Sound and Vibration**, v. 229, n. 1, p. 133-146, 2000. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1999.2477>

ZHANG, Juan; *et al.* Generalized finite difference method for three-dimensional eigenproblems of Helmholtz equation. **Mathematics and Computers in Simulation**, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.matcom.2022.01.007>