



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

CENTRO TECNOLÓGICO - CTC

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ARQUITETURA E URBANISMO - POSARQ

Bruna Soares Alencar

**ANÁLISE DO INCÔMODO ACÚSTICO EM SALAS DE ESTUDOS
DEVIDO AO RUÍDO EMITIDO POR MINIVENTILADORES DE MESA**

Florianópolis

2020

Bruna Soares Alencar

**ANÁLISE DO INCÔMODO ACÚSTICO EM SALAS DE ESTUDOS
DEVIDO AO RUÍDO EMITIDO POR MINIVENTILADORES DE MESA**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação
em Arquitetura e Urbanismo da Universidade Federal
de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre
em Arquitetura e Urbanismo.

Orientador: Prof. Dr. Erasmo Felipe Vergara Miranda

Florianópolis

2020

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

Alencar, Bruna Soares

Análise do incômodo acústico em salas de estudos devido
ao ruído emitido por miniventiladores de mesa / Bruna
Soares Alencar ; orientador, Erasmo Felipe Vergara
Miranda, 2020.

161 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Arquitetura e Urbanismo, Florianópolis, 2020.

Inclui referências.

1. Arquitetura e Urbanismo. 2. Conforto acústico. 3.
Acústica de salas. 4. Ruído de ventilador. 5. Salas de
estudos. I. Miranda, Erasmo Felipe Vergara. II.
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós
Graduação em Arquitetura e Urbanismo. III. Título.

Bruna Soares Alencar

ANÁLISE DO INCÔMODO ACÚSTICO EM SALAS DE ESTUDOS DEVIDO AO RUÍDO EMITIDO POR MINIVENTILADORES DE MESA

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Fernando Simon Westphal, Dr.
Instituição UFSC

Prof.^a Maria Lúcia Gondim da Rosa Oiticica, Dra.
Instituição UFAL

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de Mestre em Arquitetura e Urbanismo pelo programa de Pós-Graduação em Arquitetura e Urbanismo da Universidade Federal de Santa Catarina.

Prof. Paolo Colosso, Dr.
Coordenador do Programa

Prof. Erasmo Felipe Vergara Miranda Dr.
Orientador

Florianópolis, 2020

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer, primeiramente, aos meus pais, Hilário e Adriana, e minha irmã Viviane, por fazerem o possível e impossível por mim. O apoio incondicional de vocês é fundamental.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Felipe Vergara, pela paciência e por auxiliar na produção do meu próprio conhecimento.

A Prof.^a Dra. Maria Lúcia Oiticica por sempre estar disposta a ajudar e ensinar – nesta etapa não foi diferente.

A Jéssica Moraes, pelo companheirismo desses anos de mestrado em Florianópolis. A Lais Roque, Alan Dabien e Viviane Alencar, que merece ser citada duas vezes, por me encorajarem quando precisava.

A Maíra André, que apresentou o tema e tornou possível essa dissertação. Ao pessoal do Laboratório de Vibrações e Acústica, Ricardo Brum e Robson Mikulski, por auxiliarem nas medições.

Aos professores da banca de qualificação e de defesa por aceitarem participar da avaliação deste trabalho e contribuírem para melhorá-lo.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código financiamento 001.

E, por fim, a todos que de alguma forma contribuíram para esse resultado, meu muito obrigada.

RESUMO

Ambientes coletivos são caracterizados como um amplo espaço sem divisórias, o que permite a livre propagação de sons no ambiente. Eles podem estar presentes em escritórios e ambientes de aprendizagem, como salas de aula, bibliotecas e salas de estudos. Os usuários desses locais relatam desconforto acústico, proveniente, principalmente, de conversas paralelas inteligíveis, o que causa distrações e prejudica o rendimento. Há relatos também de desconforto térmico. O uso do ar-condicionado nesses ambientes, portanto, ocasiona não só um alto consumo de energia, como desconforto para alguns usuários. Sistemas individuais de climatização podem promover uma diminuição do consumo energético, ao retardar o acionamento do ar-condicionado – um exemplo são os miniventiladores de mesa. Aparelhos pequenos e portáteis funcionam a pilha, cabo USB ou tomada. Eles são facilmente alocados em qualquer superfície. Este trabalho tem como objetivo analisar o ruído emitido por tais aparelhos em 6 salas de estudos, por meio de parâmetros e medições acústicas. Os níveis de pressão sonora (NPS) foram analisados em 11 situações: sem nenhum equipamento acionado, com ar-condicionado ligado (modelo split e de janela) e 9 configurações de miniventiladores, variando quantidade e velocidade de rotação das pás. Foram utilizados dois modelos – ventilador de plástico e ventilador metálico. Além do NPS, cada situação foi classificada de acordo com a curva de ruído NC e RC Mark II. Parâmetros acústicos também foram determinados; são eles: T_{30} , TR, EDT, D_{50} e STI. Os resultados do NPS e curva NC foram comparados com indicado para escritórios coletivos pela NBR 10152. Demonstra-se que o uso de até 6 miniventiladores de mesa promove um nível de pressão sonora menor do que o uso do ar-condicionado, o qual é o único com NPS acima do determinado pela norma. O uso do ar-condicionado foi a única situação que extrapolou a classificação da curva NC de acordo com a NBR 10152. As curvas RC Mark II, porém, indicam que o ambiente com o uso dos miniventiladores apresenta um espectro desbalanceado em alta frequência, o que pode ser considerado desagradável pelo usuário do ambiente. Os parâmetros acústicos foram analisados de acordo com o determinado para salas de aula panorâmicas pela norma inglesa de acústica escolar, visto não haver parâmetro definido no Brasil para essa modalidade. Os resultados demonstram que as salas não atendem à configuração ideal – o alto valor do tempo de reverberação, baixo STI e definição indicam salas reverberantes com pouca inteligibilidade. Do ponto de vista acústico, o ventilador metálico apresenta-se como melhor solução para o uso em salas de estudos, por apresentar menor NPS e melhor classificação das curvas de ruído, entretanto salienta-se que o NPS está relacionado à quantidade de aparelhos acionados no ambiente. Confirma-se, também, a necessidade de um projeto acústico adequado para esses ambientes, visto que suas características implicam desconforto acústico dos usuários.

Palavras-chave: Conforto acústico. Acústica de salas. Ruído de ventilador. Salas de estudos.

ABSTRACT

Collective environments are characterized as large spaces without partitions, which allows the sound to propagate freely. They can be used for office space and learning environments, such as classroom, library and study environments. The users of these spaces report acoustic discomfort, mainly caused by intelligible background speech, which causes distractions and affects performance. There are also reports of thermal discomfort. The use of air conditioners can cause a high energy demand and discomfort in some users. Personal Comfort Systems (PCS) can reduce the energy consumption, as can retard the triggering of air conditioners, for example a small desk fan. Portable and small, these devices can function by battery, USB connection or electricity. They can be easily placed on any surface. The main objective of this work is to analyze the emitted noise by those equipments in 6 study environments, through acoustic parameters and measurements. The sound pressure level (SPL) was analyzed in 11 situations: without any equipment, with air conditioner (split and window models) and with 9 different configurations with the small desk fan, varying the quantity and rotation speed of the blade. In this experiment were used two types of fans – metallic fan and plastic fan. Besides SPL, each situation was classified by the NC and RC Mark II curves. Acoustic parameters were also determined, they were T_{30} , RT, EDT, D_{50} and STI. The results of the SPL and NC curves were compared with the recommended for open office by the Brazilian standard NBR 10152. Results showed that the use up to 6 small fans generate a sound pressure level smaller than when the air conditioner is used, which was the only configuration that extrapolated the value indicated by the standard. The use of the air conditioner was the only configuration that had the NC curve above the predicted by the Brazilian standard. However, the RC Mark II curve indicates that the use of a small desk fan implicates a disbalanced spectrum with high frequency dominance, which can be classified as marginal acceptable or objectionable by the occupant. The acoustic parameters were analyzed by the British performance standard for acoustic design of schools for open-plan classrooms, because Brazil doesn't have regulations for this type of space. The results show that all the rooms don't attend the ideal configuration – the high reverberation time, low STI e definition indicates that the rooms are reverberant and have low intelligibility. From the acoustic point of view, the metallic small desk fan is a better solution for environment study, due to the fact that it has the lowest SPL and better classification in noise curves, however we should mention that the SPL is influenced by the quantity of desk fans powered on a room. Also, it is confirmed the need for an acoustic project adequate for those spaces, seen as the characteristics implies an acoustic discomfort for the users.

Keywords: Acoustical comfort. Room acoustic. Fan noise. Studying environment.

LISTA DE FIGURAS

Figura 01: Gráfico representativo dos valores de NPS mensurados em escritórios panorâmicos de diversas pesquisas, com demarcação do valor máximo aceitável encontrado..	27
Figura 02: Espectro típico de escritórios.	28
Figura 03: Exemplo de espaço de aprendizagem do tipo panorâmico em uma escola finlandesa.	30
Figura 04: Gráfico representativo do crescimento e decaimento sonoro em recintos com indicação do tempo de reverberação.....	32
Figura 05: Comportamento do STI para diferentes valores de relação sinal-ruído (L_{SN}) e tempo de reverberação (T).....	37
Figura 06: Representação das curvas critério de ruído – NC.....	40
Figura 07: Representação das curvas de avaliação de salas – RC Mark II.....	42
Figura 08: Divisão do espectro audível em regiões.	44
Figura 09: Exemplos de ventiladores de mesa.....	52
Figura 10: Componentes de um modelo de ventilador de mesa.	52
Figura 11: Localização dos prédios na Ufal.	55
Figura 12: Identificação dos prédios do Departamento de Matemática da Ufal.....	55
Figura 13: Foto do IM velho.....	56
Figura 14: Foto do IM novo.....	56
Figura 15: Foto do CPMAT.....	56
Figura 16: Ventilador metálico.	58
Figura 17: Ventilador de plástico.....	58
Figura 18: Planta baixa da sala 1.	59
Figura 19: Corte AA' da sala 1.....	59
Figura 20: Foto da sala 1.....	60
Figura 21: Baia de estudo da sala 1.	60
Figura 22: Planta baixa da sala 2.	61
Figura 23: Corte AA' da sala 2.....	62
Figura 24: Baia de estudo da sala 2.	62
Figura 25: Foto da sala 2.....	63
Figura 26: Foto da sala 2.....	63
Figura 27: Planta baixa da sala 3.	65

Figura 28: Corte AA' da sala 3.	65
Figura 29: Foto da sala 3.	65
Figura 30: Foto da sala 3.	66
Figura 31: Planta baixa da sala 4.	67
Figura 32: Corte AA' da sala 4.	67
Figura 33: Foto da sala 4.	67
Figura 34: Foto da sala 4.	68
Figura 35: Planta baixa da sala 5.	69
Figura 36: Corte AA' da sala 5.	69
Figura 37: Foto da sala 5.	69
Figura 38: Foto da sala 5.	70
Figura 39: Planta baixa da sala 6.	71
Figura 40: Corte AA' da sala 6.	71
Figura 41: Foto da sala 6.	72
Figura 42: Foto da sala 6.	72
Figura 43: Foto da sala 6.	72
Figura 44: Ventilador metálico desmontado.	74
Figura 45: Ventilador de plástico desmontado.	75
Figura 46: Medição do nível de pressão sonora na sala 4.	77
Figura 47: Medição da resposta impulsiva da sala 5.	77
Figura 48: Representação dos pontos de medição na sala 1.	78
Figura 49: Representação dos pontos de medição na sala 2.	78
Figura 50: Representação dos pontos de medição na sala 3.	79
Figura 51: Representação dos pontos de medição na sala 4.	79
Figura 52: Representação dos pontos de medição na sala 5.	80
Figura 53: Representação dos pontos de medição na sala 6.	80
Figura 54: Representação dos pontos de medição na sala 1.	82
Figura 55: Representação dos pontos de medição na sala 2.	83
Figura 56: Representação dos pontos de medição na sala 3.	83
Figura 57: Representação dos pontos de medição na sala 4.	84
Figura 58: Representação dos pontos de medição na sala 5.	84
Figura 59: Representação dos pontos de medição na sala 6.	85

Figura 60: Foto do procedimento de medição do tempo de reverberação da câmara reverberante no LVA-UFSC.....	88
Figura 61: Foto do procedimento de medição da potência sonora do miniventilador no LVA-UFSC.	88
Figura 62: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo dos ventiladores.	91
Figura 63: Nível de pressão sonora equivalente das salas 1 e 2 com ênfase no limite proposto pela NBR 10152 (2020).....	92
Figura 64: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 1.	93
Figura 65: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 1.	93
Figura 66: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 1.	94
Figura 67: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 2.	94
Figura 68: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 2.	94
Figura 69: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 2.	95
Figura 70: Curvas NC representativas da sala 1.	96
Figura 71: Curvas NC representativas da sala 1.	96
Figura 72: Curvas NC representativas da sala 1.	97
Figura 73: Curvas NC representativas da sala 2.	97
Figura 74: Curvas NC representativas da sala 2.	98
Figura 75: Curvas NC representativas da sala 2.	98
Figura 76: Menores valores das curvas RC Mark II da sala 1 – nas situações som residual e com 1 ventilador metálico.	99
Figura 77: Maiores valores das curvas RC Mark II da sala 1 – nas situações 3V13V2 e com ar-condicionado.....	99
Figura 78: Menores valores das curvas RC Mark II da sala 2 – nas situações som residual e com 1 ventilador metálico.	100

Figura 79: Maiores valores das curvas RC Mark II da sala 2 – nas situações 3V13V2 e com ar-condicionado.....	101
Figura 80: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Sabine para sala 1.	103
Figura 81: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Eyring para sala 1.	103
Figura 82: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Sabine para sala 2.	104
Figura 83: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Eyring para sala 2.	104
Figura 84: Valores médios de EDT nas salas do modelo A.	105
Figura 85: Valores mensurados de D_{50} para as salas do modelo A.	106
Figura 86: Nível de pressão sonora equivalente das salas 3 e 4 com ênfase no limite proposto pela NBR 10152 (2020).....	108
Figura 87: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 3.	109
Figura 88: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 3.	109
Figura 89: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 3.	109
Figura 90: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 4.	110
Figura 91: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 4.	110
Figura 92: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 4.	110
Figura 93: Curvas NC representativas da sala 3.	111
Figura 94: Curvas NC representativas da sala 3.	111
Figura 95: Curvas NC representativas da sala 3.	112
Figura 96: Curvas NC representativas da sala 4.	112
Figura 97: Curvas NC representativas da sala 4.	113
Figura 98: Curvas NC representativas da sala 4.	113

Figura 99: Menores valores das curvas RC Mark II da sala 3 – nas situações som residual e com 1 ventilador metálico.	114
Figura 100: Maiores valores das curvas RC Mark II da sala 3 – nas situações nas situações 3V13V2 e ar-condicionado.....	114
Figura 101: Menores valores das curvas RC Mark II da sala 4 – nas situações som residual e com 1 ventilador metálico.	115
Figura 102: Maiores valores das curvas RC Mark II da sala 4 – nas situações nas situações 3V13V2 e ar-condicionado.....	115
Figura 103: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Sabine para sala 3.	117
Figura 104: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Eyring para sala 3.	117
Figura 105: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Sabine para sala 4.	118
Figura 106: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Eyring para sala 4.	118
Figura 107: Valores médios de EDT nas salas do modelo B.....	119
Figura 108: Valores mensurados de D_{50} para as salas do modelo B.	120
Figura 109: Nível de pressão sonora equivalente das salas 5 e 6 com ênfase no limite proposto pela NBR 10152 (2020).....	122
Figura 110: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 5.	123
Figura 111: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 5.	123
Figura 112: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 5.	123
Figura 113: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 6.	124
Figura 114: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 6.	124
Figura 115: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 6.	124
Figura 116: Curvas NC representativas da sala 5.	125

Figura 117: Curvas NC representativas da sala 5.....	125
Figura 118: Curvas NC representativas da sala 5.....	126
Figura 119: Curvas NC representativas da sala 6.....	126
Figura 120: Curvas NC representativas da sala 6.....	127
Figura 121: Curvas NC representativas da sala 6.....	127
Figura 122: Menores valores das curvas RC Mark II da sala 5 – nas situações som residual e com 1 ventilador metálico.	128
Figura 123: Maiores valores das curvas RC Mark II da sala 5 – nas situações 3V13V2 e ar-condicionado.....	128
Figura 124: Menores valores das curvas RC Mark II da sala 6 – nas situações som residual e com 1 ventilador metálico.	129
Figura 125: Maiores valores das curvas RC Mark II da sala 6 – nas situações 3V13V2 e ar-condicionado.....	129
Figura 126: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Sabine para sala 5.	131
Figura 127: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Eyring para sala 5.	131
Figura 128: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Sabine para sala 6.	132
Figura 129: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Eyring para sala 6.	132
Figura 130: Valores médios de EDT nas salas do modelo C.	133
Figura 131: Valores mensurados de D_{50} para as salas do modelo C.	134

LISTA DE QUADROS

Quadro 01: O significado subjetivo do índice de transmissão da fala.....	38
Quadro 02: Parâmetros acústicos para escritórios panorâmicos identificados em normas e recomendações de acordo com o país.....	49
Quadro 03: Parâmetros acústicos para ambientes escolares panorâmicos identificados em normas internacionais.	51
Quadro 04: Informações sobre as salas utilizadas na pesquisa.	57
Quadro 05: Situações de medição nas salas de estudo.	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 01: Valores de referência para ambientes internos de um escritório coletivo segundo a NBR 10152.	46
Tabela 02: Tabela com dimensões e características de cada sala.	57
Tabela 03: Quadro de áreas da sala 1.	61
Tabela 04: Quadro de áreas da sala 2.	64
Tabela 05: Quadro de áreas da sala 3.	66
Tabela 06: Quadro de áreas da sala 4.	68
Tabela 07: Quadro de áreas da sala 5.	70
Tabela 08: Quadro de áreas da sala 6.	73
Tabela 09: Dados de temperatura e umidade das medições realizadas.	76
Tabela 10: Altura dos pontos de medição.	78
Tabela 11: Tabela dos coeficientes de absorção por frequência dos materiais encontrados nas salas.	86
Tabela 12: Tabela com características de cada sala.	86
Tabela 13: Valores de referência para ambientes <i>open-plan</i> segundo a BB93 (Reino Unido).	87
Tabela 14: Tabela com classificação de acordo com as curvas RC Mark II das salas do modelo A.	101
Tabela 15: Valores mensurados de TR das salas do modelo A e valor ideal de acordo com a BB93.	105
Tabela 16: Valores de STI de acordo com SNR das salas do modelo A.	106
Tabela 17: Principais modos acústicos axiais das salas do modelo A.	107
Tabela 18: Tabela com classificação de acordo com as curvas RC Mark II das salas do modelo B.	116
Tabela 19: Valores mensurados de TR das salas do modelo B e valor ideal de acordo com a BB93.	119
Tabela 20: Valores de STI de acordo com SNR das salas do modelo B.	120
Tabela 21: Principais modos acústicos axiais das salas do modelo B.	121
Tabela 22: Tabela com classificação de acordo com as curvas RC Mark II das salas do modelo C.	130
Tabela 23: Valores mensurados de TR das salas do modelo C e valor ideal de acordo com a BB93.	133

Tabela 24: Valores de STI de acordo com SNR das salas do modelo C.....	134
Tabela 25: Principais modos acústicos axiais das salas do modelo C.....	135
Tabela 26: Resumo dos resultados encontrados para NPS e curvas de avaliação de ruído em todas as salas para todas configurações.....	138
Tabela 27: Média dos valores encontrados para os parâmetros acústicos em todas as salas.	140
Tabela 28: Valores de STI de acordo com SNR calculados em todas as salas.	140
Tabela 29: Comparativo dos ventiladores analisados.....	140

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CPMAT	Centro de Pesquisa em Matemática
D ₅₀	Definição
dB	Decibel
EDT	Early Decay Time
IM	Instituto de Matemática
Imet	Instituto Nacional de Meteorologia
Inmetro	Instituto Nacional de Metrologia Qualidade e Tecnologia
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
L _{Aeq}	Nível equivalente de pressão sonora ponderado em A
L _{eq}	Nível equivalente de pressão sonora
LVA	Laboratório de Vibrações e Acústica
MTF	<i>Modulation Transfer Function</i>
NBR	Norma Brasileira
NC	<i>Noise Criteria</i>
NPS	Nível de Pressão Sonora
NWS	Nível de Potência Sonora
PCS	<i>Personal Comfort Systems</i>
PSIL	<i>Preferred Speech Interference Level</i>
QAI	<i>Quality Assessment Index</i>
RC	<i>Room Criteria</i>
Redemet	Rede de Meteorologia do Comando da Aeronáutica
STI	<i>Speech Transmission Index</i>
TR	Tempo de reverberação
Ufal	Universidade Federal de Alagoas
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	JUSTIFICATIVA.....	21
1.2	OBJETIVOS	24
1.2.1	Objetivo Geral	24
1.2.2	Objetivos Específicos	24
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO.....	25
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	26
2.1	RUÍDO E CONFORTO ACÚSTICO EM ESCRITÓRIOS PANORÂMICOS	26
2.2	RUÍDO E CONFORTO ACÚSTICO EM AMBIENTES DE APRENDIZAGEM E ESTUDO DO TIPO PANORÂMICO.....	29
2.3	PARÂMETROS OBJETIVOS DE AVALIAÇÃO ACÚSTICA DE SALAS DE ESTUDO	32
2.3.1	Tempo de reverberação	32
2.3.2	Tempo de Decaimento Inicial - EDT	35
2.3.3	Índice de Transmissão da Fala – STI	35
2.3.4	Definição – D₅₀	39
2.4	CURVAS CRITÉRIO DE RUÍDO	40
2.4.1	Curvas Critério de Ruído – NC	40
2.4.2	Curvas de Avaliação de Salas - RC Mark II	41
2.5	MODOS ACÚSTICOS	43
2.6	NORMAS REFERENTES A AMBIENTES COLETIVOS DO TIPO PANORÂMICO	45
2.6.1	NBR 10152	45
2.6.2	NBR ISO 3382	46
2.6.3	Normas referentes a escritórios panorâmicos em outros países	47
2.6.4	Normas referentes a ambientes escolares em outros países	50
2.7	VENTILADORES DE MESA.....	51

3	METODOLOGIA	55
3.1	SELEÇÃO DOS ESCRITÓRIOS E MINIVENTILADORES	55
3.2	DESCRIÇÃO DOS AMBIENTES	58
3.2.1	Modelo A	59
3.2.2	Modelo B	64
3.2.3	Modelo C	68
3.3	DESCRIÇÃO DOS MINIVENTILADORES.....	73
3.3.1	Ventilador metálico.....	73
3.3.2	Ventilador de plástico	74
3.4	MATERIAIS E MÉTODOS	75
3.4.1	Equipamentos	76
3.4.2	Posicionamento e configuração das medições	77
3.4.3	Avaliação das curvas de ruído	85
3.4.4	Avaliação dos parâmetros acústicos	85
3.4.5	Cálculo do tempo de reverberação	86
3.4.6	Modos acústicos e frequência de Schroeder	87
3.4.7	Medição da potência sonora dos miniventiladores	87
4	RESULTADOS	90
4.1	AVALIAÇÃO DA POTÊNCIA SONORA DOS VENTILADORES	90
4.2	MODELO A.....	91
4.2.1	Medição acústica - NPS	91
4.2.2	Avaliação das curvas de ruído	95
4.2.3	Avaliação dos parâmetros acústicos	102
4.2.4	Modos acústicos e frequência de Schroeder	107
4.3	MODELO B.....	107
4.3.1	Medição acústica - NPS	107
4.3.2	Avaliação das curvas de ruído	111

4.3.3 Avaliação dos parâmetros acústicos	116
4.3.4 Modos acústicos e frequência de Schroeder	121
4.4 MODELO C	121
4.4.1 Medição acústica - NPS	121
4.4.2 Avaliação das curvas de ruído	125
4.4.3 Avaliação dos parâmetros acústicos	130
4.4.4 Modos acústicos e frequência de Schroeder	134
4.5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	135
5 CONCLUSÃO	141
REFERÊNCIAS	142
APÊNDICE A – Resultados da medição de NPS.....	148
APÊNDICE B – Classificação pela curva RC Mark II.....	150
APÊNDICE C – Resultados da medição de T₃₀ e EDT	153
APÊNDICE D – Primeiros modos acústicos axiais	157

1 INTRODUÇÃO

1.1 JUSTIFICATIVA

Ambientes coletivos do tipo panorâmico, os quais possuem divisórias baixas ou nenhuma, podem ser usados para trabalho individual, compartilhando apenas o espaço físico ou para trabalhos colaborativos.

Um exemplo desses ambientes são os escritórios panorâmicos, denominados também como escritórios planta livre, coletivos, *open-plan* ou *open space*. Eles surgiram na década de 1950 e são conhecidos por permitir maior interação entre diferentes departamentos, agilidade na comunicação e indicarem uma atmosfera de colaboração. Esse modelo de implantação permite uma maior densidade de funcionários e redução de custos.

Diversos escritórios aderiram a tal conceito ao redor do mundo, entretanto há controvérsias sobre seus benefícios para o trabalhador. A partir da década de 1970, surgem pesquisas que relatam a insatisfação de funcionários de escritórios panorâmicos com o conforto acústico a partir da presença de conversas indesejadas e falta de privacidade no ambiente de trabalho (DANIELSSON, BODIN, 2009; HAAPAKANGAS *et al*, 2018; HEDGE 1982; JENSEN, ARENS, ZAGREUS, 2005; KIM; DEAR, 2013; PIERRETTE *et al*, 2014).

Ambientes coletivos do tipo panorâmico também estão presentes em ambientes de aprendizagem. Não só como alternativa à sala de aula tradicional, como também nas bibliotecas. O avanço da tecnologia (PÄÄKKÖNEN *et al*, 2015) e diferentes métodos de aprendizagem (GREENLAND; SHIELD, 2011) impulsionaram adaptações nesses espaços.

As bibliotecas que se enquadram nessa categoria são organizadas de forma que todos os serviços funcionem no mesmo ambiente, sendo as estantes os únicos elementos de delimitação do espaço. Essas mudanças na organização do espaço físico ocorreram juntamente com o início da utilização dos computadores nas bibliotecas (MANGANINHO, 2009). Atualmente, por demanda dos usuários, diversas bibliotecas universitárias adaptaram seus espaços para separar ambientes de estudos colaborativos, em que é estimulada a comunicação, de espaços mais silenciosos para estudos individuais (GORDON-HICKEY; LEMLEY, 2012).

Outro tipo de ambiente coletivo são as salas de estudos, presentes em diversas instituições de ensino e bibliotecas. Consideradas como espaços informais de aprendizagem,

são ambientes em que o aluno pode estudar individualmente ou em pequenos grupos com auxílio de livros e outros materiais (SCANNELL *et al*, 2016). Seus usuários também relatam insatisfação com o alto nível de ruído de fundo, originado principalmente, de conversas paralelas e movimentação de pessoas (BRAAT-EGGEN *et al*, 2017).

A principal característica desses ambientes coletivos é a que causa o maior impacto no conforto acústico dos usuários. A falta de barreiras físicas permite a livre propagação das ondas sonoras dentro do espaço interno.

O ruído nesses ambientes deve ser controlado a fim de não interferir nas atividades realizadas. As falhas no projeto acústico tornam-se claras com o aumento de aparelhos de mascaramento sonoro e fones de ouvido com cancelamento de ruído, dispositivos com potencial de aumentar a concentração em ambientes barulhentos.

O projeto acústico de um ambiente é composto por duas estratégias. A primeira é o isolamento acústico, o qual consiste em impedir que ruídos do exterior incomodem as atividades realizadas internamente, bem como evitar que os sons oriundos do ambiente propaguem-se para fora, ou seja, o equivalente a manter o nível de pressão sonora (NPS) adequado à finalidade do ambiente. A NBR 10152 (2020), relativa a níveis de pressão sonora em ambientes internos a edificações, recomenda valores adequados para cada situação. Como o NPS de 50 dB, por exemplo, indicado para centrais de telefonia, enquanto para salas de reuniões o ideal seria 15 dB a menos.

A outra estratégia abrange o condicionamento acústico, que garante a qualidade acústica do ambiente. Isso pode ser obtido ao analisar parâmetros objetivos pertinentes à sala, como o tempo de reverberação (TR), tempo de decaimento inicial (EDT), definição (D_{50}), fator de força e índice de transmissão da fala (STI). O cálculo dos principais parâmetros está especificado na NBR 3382 (2017) – medições de parâmetros de acústica de salas.

O conforto térmico também pode ser um dos motivos de descontentamento dos usuários de ambientes de escritórios coletivos (KIM; DEAR, 2013). Grandes ambientes tornam difícil o controle da temperatura de maneira uniforme e o alto número de usuários consiste em diferentes noções de conforto térmico. Como resultado, o sistema de aquecimento e resfriamento de um local panorâmico pode gerar um alto consumo de energia elétrica.

No Brasil, isso poderia ser reduzido mediante o uso de uma arquitetura bioclimática com aplicação de princípios de eficiência energética. Ao considerarmos as regiões de clima quente e úmido no país, uma solução seria agregar o uso de ventilação passiva ou mecânica,

ao uso do ar-condicionado. Isso, inclusive, pode ocasionar a diminuição do consumo energético e facilitar a obtenção do conforto térmico dos usuários.

Uma opção que deve ser considerada é o uso de sistemas de conforto personalizados – PCS (*Personal Comfort Systems*), diversos tipos de equipamentos individualizados ou para pequenos grupos que envolvam o conforto térmico. Esses aparelhos são comumente usados por pessoas que possuem desconforto térmico diferente do padrão. São exemplos: cadeira com sistema de aquecimento ou resfriamento, apoio para pé aquecido, *mouse* com aquecimento e apoio para o pulso aquecido ou resfriado (LUO *et al*, 2018).

Outro tipo de PCS são os ventiladores de mesa: aparelhos pequenos e portáteis que funcionam por energia elétrica, conexão USB ou pilha. Ele é uma alternativa simples e pode ser facilmente introduzido em qualquer ambiente. Seu uso promove resfriamento individualizado e possibilita retardar o acionamento do ar-condicionado no ambiente, e, conseqüentemente, proporciona a diminuição do consumo de energia da edificação (UDAYRAJ *et al*, 2018).

Luo *et al* (2018) cita que a ampla comercialização desses produtos esbarra na falta de um padrão para medir sua eficiência, além da falta de integração com sistemas centrais. Ainda assim, há funcionários que buscam nesses aparelhos uma alternativa para satisfazer seu conforto térmico individual em ambientes coletivos, em vez de buscarem uma mudança no ambiente.

No Brasil, uma pesquisa realizada com 26 pessoas em escritórios panorâmicos relata que o maior empecilho para o uso do ventilador de mesa é o ruído emitido por ele (ANDRÉ, 2019). O aparelho usado nessa pesquisa apresentou um nível de pressão sonora ponderado em A de 50 dB na maior velocidade disponível (ANDRÉ, 2019). O ruído emitido no funcionamento de ventiladores é causado por diversas situações, entre elas a variação da pressão atmosférica e velocidade do ar com a movimentação das pás, a vibração das peças de fechamento e a ocorrência de turbulência no fluxo de ar (LONG, 2006).

Vale ressaltar que os ventiladores de mesa são de uso individual, ou seja, sua introdução no ambiente de trabalho pode resultar em diversos aparelhos ligados ao mesmo tempo – o que pode acarretar um grande impacto no nível de pressão sonora total. Esse ruído emitido pelo ventilador também pode ser ampliado ou amenizado a depender da geometria do ambiente e de obstáculos próximos a ele ou ainda promover vibração do local onde está apoiado.

Na norma brasileira, ambientes panorâmicos são representados por escritórios coletivos (*open-plan*). A NBR 10152 indica para esses espaços um L_{Aeq} de 45 dB, com uma tolerância de até 5 dB (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2020). O nível de pressão sonora do ambiente não é referente somente ao ruído residual¹, está relacionado também ao ruído gerado pelo desenvolvimento das atividades dentro do escritório. Antes de mais nada, é imprescindível para o projeto acústico o controle dos níveis de pressão sonora e qualidade acústica do ambiente para preservar a saúde humana.

Os ventiladores de mesa já são encontrados facilmente no mercado com uma variedade de modelos e valores. De modo geral, pesquisas são necessárias para compreender o ruído emitido, sua influência no ambiente e possível incômodo aos usuários, principalmente ao considerarmos que fatores como o ruído e temperatura influenciam na produtividade dos trabalhadores (MAK; LUI, 2012). Como André (2019) salienta, estudos sobre o produto podem ajudar a incentivar seu uso, devido aos diversos benefícios para o conforto térmico e eficiência energética de um ambiente.

Destaca-se também que tal pesquisa visa apenas o conforto acústico em ambientes de estudo com o uso dos miniventiladores, e excluem-se questões relacionadas ao conforto térmico dos usuários.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Este trabalho de pesquisa tem como principal objetivo avaliar o incômodo acústico produzido por miniventiladores de mesa em salas de estudo.

1.2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos a serem alcançados serão:

- Caracterizar acusticamente a fonte de ruído, o miniventilador de mesa, mediante a determinação dos níveis de potência sonora por frequência;

¹ Refere-se a sons contínuos não provenientes de ações humanas, como por exemplo o som dos equipamentos de climatização artificial (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2017b).

- Verificar a influência dos níveis de pressão sonora em ambientes coletivos com a introdução de miniventiladores de mesa e acionamento do ar-condicionado, comparando com os níveis indicados pela norma brasileira;
- Determinar o grau de incômodo acústico no interior das salas de estudo do tipo panorâmicas devido ao ruído de miniventiladores de mesa e do ar-condicionado por meio das curvas critério de ruído e das curvas de avaliação de salas;
- Avaliar o comportamento dos parâmetros de qualidade acústica das salas de estudo coletivas a partir de medições acústicas relacionadas com o decaimento de energia acústica e inteligibilidade da fala;
- Comparar a influência dos miniventiladores de mesa em três tipos de ambientes coletivos por meio dos parâmetros acústicos obtidos.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho está dividido em 5 capítulos principais. No primeiro justifica-se a importância desta pesquisa, além de expor os objetivos a serem alcançados. O capítulo seguinte corresponde à revisão bibliográfica, no qual discorre-se sobre tópicos importantes para o desenvolvimento do tema, como o ruído e conforto acústico em ambientes coletivos, parâmetros objetivos para análise acústica, curvas de ruído para ambientes internos e medições acústicas direcionadas a ambientes panorâmicos. Além disso, são apresentados os miniventiladores de mesa – fonte de ruído em estudo.

No terceiro capítulo descreve-se a metodologia aplicada nesta pesquisa, bem como a apresentação dos materiais e métodos. Em seguida, no capítulo quatro, expõem-se os resultados relevantes obtidos durante o estudo. Finaliza-se esse trabalho com a conclusão da dissertação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 RUÍDO E CONFORTO ACÚSTICO EM ESCRITÓRIOS PANORÂMICOS

A inexistência de paredes e portas em um escritório panorâmico faz com que a propagação do som dê-se livremente, sem interrupções, aumentando seu alcance. Dessa forma, o ruído de fundo nesses ambientes torna-se maior do que o ruído em escritórios privativos, segundo Bobram (1995 *apud* PASSERO; ZANNIN, 2009, p.94), grandes escritórios individuais possuem nível de pressão sonora ponderado em A de aproximadamente 35 dB, enquanto o novo modelo de escritório apresenta NPS na faixa de 55 a 65 dB.

Ao longo do tempo, o ruído de fundo em escritórios coletivos vem sofrendo alterações; haja vista que as máquinas de escrever deram lugar aos teclados do computador, os telefones fixos dividem o espaço com os celulares, o sistema de climatização e as máquinas de impressão tornaram-se mais silenciosas. No entanto, ainda permanece o ruído provocado pela movimentação de pessoas e por conversas de terceiros.

Outro fator que contribui para o aumento do ruído de fundo em escritórios panorâmicos é o aumento da densidade de funcionários. A ausência de paredes delimitadoras de espaço, proporciona um aumento do número de estações de trabalho. A maior densidade indica aproximação entre as estações de trabalho, o que aumenta as fontes de ruído associadas a conversas indesejadas (HAAPAKANGAS *et al*, 2014).

Vervoot e Vercammen (2015) destacam que o próprio *layout* desses escritórios mudou desde o início de sua implantação. Antes os espaços eram preenchidos com inúmeras mesas individuais, depois houve a readequação para espaços delimitados por cubículos ou divisórias. E mais recentemente, temos áreas separadas de acordo com as atividades desenvolvidas para cada grupo de funcionários.

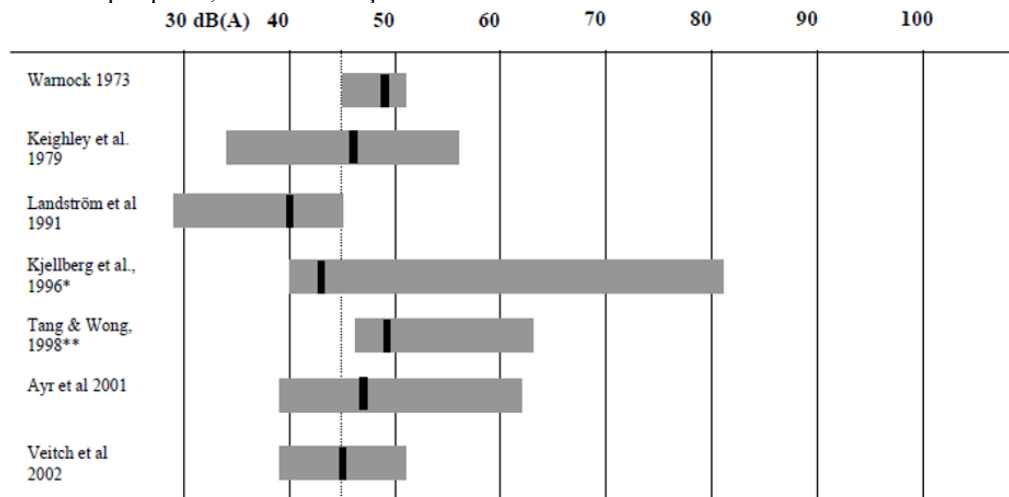
A popularização desse modelo de espaço acarretou a mudança dos escritórios de diversas empresas. Estudos que acompanharam a transferência de funcionários de escritórios privados para coletivos mostram uma diminuição na satisfação do usuário com o ambiente, relatando aumento de incômodo e distrações que afetam sua produtividade (DANIELSSON, BODIN, 2009; KAARLELA-TUOMAALA *et al*, 2009; KIM, DEAR, 2013; ROELOFSEN, 2008). Em relação às conversas entre funcionários, as pesquisas apresentaram duas situações: um aumento dos diálogos pela facilidade e aproximação entre mesas de trabalho, porém, em

outros casos, há também uma diminuição nas conversas causada pela sensação de falta de privacidade.

Passero e Zannin (2009) analisaram um escritório de planta livre brasileiro sem tratamento acústico: o L_{Aeq} mensurado variou entre 64,9 e 67,2 dB. Percebeu-se também que a faixa de frequência predominante era correspondente à da voz humana.

Após uma revisão de literatura, Navai e Veitch (2003) identificaram uma grande variação no NPS nesses ambientes no decorrer dos anos (Figura 01). Tal estudo concluiu que um valor de NPS ponderado em A entre 45 e 50 dB seria o ideal para escritórios coletivos, valores condizentes com as recomendações da NBR 10152 e da Ashrae.

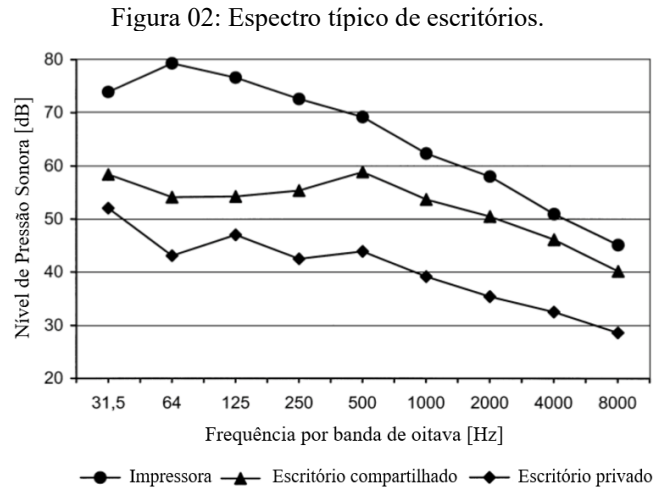
Figura 01: Gráfico representativo dos valores de NPS mensurados em escritórios panorâmicos de diversas pesquisas, com demarcação do valor máximo aceitável encontrado.



Fonte: NAVAI; VEITCH (2003).

O monitoramento de 52 escritórios por Ayr, Cirillo e Martellotta (2001) identifica a predominância de baixas e médias frequências nos dois tipos de escritórios, porém os valores divergem nas frequências de 250 Hz a 2 kHz (Figura 02). A faixa de frequência da voz humana encontra-se nesses valores, o que explicaria parte do incômodo dos usuários nesse ambiente.

O estudo de Dehlbæk *et al* (2016) identificou que o ruído da atividade humana em escritórios panorâmicos geralmente é mais alto nas frequências de banda de oitava de 250 e 500 Hz, e tal valor decresce até as altas frequências. Esse pode ser um dos motivos para a diferença de nível de pressão sonora nessas frequências encontrada entre os dois tipos de escritórios no trabalho de Ayr, Cirillo e Martellotta (2001).



Fonte: AYR; CIRILLO; MARTELOTTA, traduzido pela autora (2001).

Escritórios ruidosos afetam a compreensão da leitura, a escrita, o processamento de textos, a realização de operações matemáticas e perturbam a comunicação oral em escritórios (BANBURY; BERRY, 1998; KAARLELA-TUOMAALA *et al*, 2009), atividades extremamente importantes em um ambiente de trabalho.

O ruído pode gerar outros impactos negativos além da interferência no trabalho. Como consequência direta, temos uma perda financeira, já que há uma diminuição do tempo produtivo. Na análise de um escritório panorâmico, Helenius *et al* (2004 *apud* HONGISTO, 2005, p.459) contabilizou 34 minutos perdidos diários por causa do ruído. Ainda mais preocupante são os efeitos na saúde do trabalhador, com a exposição recorrente de ruídos.

De modo geral, pesquisas apontam que o uso de materiais absorvedores e divisórias altas são os métodos mais eficazes para melhorar as condições acústicas dos escritórios coletivos (KERÄNEN; VIRJONEN; HONGISTO, 2008; MACCHIE; SECCHI; CELLAI, 2018; TROCKA-LESZCZYNSKA; JABLONSKA, 2021). Sempre que possível, devem ser introduzidos no projeto acústico desses ambientes.

Além de modificações na arquitetura do ambiente, há outras soluções que podem minimizar os problemas acústicos em escritórios panorâmicos. Uma delas é a divisão do espaço de trabalho em zonas relacionadas ao nível de conversa exigido em diferentes tarefas e que cada uma delas tenha uma etiqueta a ser respeitada. Dickschen *et al* (2018) cita como exemplo bem-sucedido as bibliotecas, onde conversas paralelas não são aceitas – os usuários reconhecem aquele espaço como um local que não se deve fazer barulho.

Outra solução é a implantação de cabines acústicas (*phone booths*), espaços privados com alto isolamento sonoro – prática indicada para realização de atividades que demandam

maior concentração ou videoconferências (HAAPAKANGAS *et al*, 2014). A cabine serve tanto para isolar pessoas que necessitam de espaço mais silencioso para desenvolver uma atividade específica, quanto para evitar incomodar uma área silenciosa com um ruído indesejado.

Banbury e Berry (2005), porém, afirmam que a intervenção de criar espaços mais silenciosos é a menos popular entre os funcionários, sendo a utilização de equipamentos silenciosos e organização da disposição de estações de trabalho a solução mais adequada.

É importante ressaltar que o objetivo do conforto acústico no escritório não é a redução completa do ruído de fundo, mas sim, assegurar que o NPS do ambiente não prejudique a saúde humana e a realização das atividades desenvolvidas.

Há ainda a técnica de mascaramento sonoro, na qual consiste em aumentar o NPS residual introduzindo um novo som, sendo esse constante e sem informações (VEITCH *et al*; 2002). O objetivo é que o novo som torne os sons indesejáveis menos perceptíveis.

Entretanto, esse som deve ter características específicas e controladas, visto que um alto NPS poderia implicar mais incômodo aos usuários. Hongisto, Keränen e Larm (2004) comentam que o uso de mascaramento sonoro deve ser feito apenas quando há reclamações sobre o ruído, pois há relatos na literatura de usuários que se sentiram incomodados com o aumento do ruído provocado pelo mascaramento.

Os sons intrusivos mais comuns são o ruído rosa, sons do ambiente, como ventilação, tráfego ou de um rio no entorno do ambiente; e música (HONGISTO; OLIVA; REKOLA, 2015). Deve-se evitar utilizar o próprio ruído de ventilação e ar-condicionado com propósito de mascaramento sonoro, pois apesar de o ruído causar pouca distração (KERÄNEN; VIRJONEN; HONGISTO, 2008), ele não é considerado um mascaramento sutil, não há a possibilidade de ajuste de NPS e espectro, além de o ruído variar de acordo com as condições térmicas e do ambiente (HONGISTO; KERÄNEN; LARM, 2004).

2.2 RUÍDO E CONFORTO ACÚSTICO EM AMBIENTES DE APRENDIZAGEM E ESTUDO DO TIPO PANORÂMICO

Os escritórios panorâmicos foram tão propagados que seu modelo de estilo migrou para outros espaços, principalmente os educacionais. Aliado ao avanço da tecnologia, os tradicionais espaços de aprendizagem deram lugar a ambientes amplos e inovadores. A antiga configuração das salas, na qual o professor leciona na frente de alunos sentados em carteiras

espalhadas de forma uniforme pela sala, foi substituída por pequenos grupos espalhados em grandes ambientes com pouca ou nenhuma divisória.

No trabalho de Pääkkönen *et al* (2015) é analisada uma escola com espaços abertos, nos quais encontram-se ambientes de grande volume divididos por paredes retráteis (Figura 03). Há espaços destinados para aprendizado individual ou em grupo, e constam, ainda, áreas mais isoladas (cabines) para alunos com dificuldade de concentração.

Figura 03: Exemplo de espaço de aprendizagem do tipo panorâmico em uma escola finlandesa.



Fonte: PÄÄKKÖNEN *et al*, 2015.

Atualmente, esse modelo de escolas voltou a ser comum nos países nórdicos. Durante sua primeira implantação na década de 1960, surgiram muitas reclamações sobre o incômodo e desconforto causado pelo alto nível de ruído, porém esses problemas foram sanados por meio de projetos acústicos (PETERSEN; RASMUSSEN, 2012).

Ao analisar duas escolas dinamarquesas com boas condições acústicas deste modelo, Petersen e Ramussen (2012) concluem que a solução resulta em ambientes com condições anecóicas e o ideal seria aumentar as áreas de absorção, incluir divisórias, distanciar os usuários das aberturas e aumentar a atenuação entre os grupos de alunos.

Além das salas de aulas, há os espaços informais de aprendizado, assim classificados por não possuírem a figura do professor. São ambientes em que o aluno pode estudar individualmente ou em pequenos grupos com auxílio de livros e outros materiais, e no quais a aprendizagem é feita por meio da escrita, memorização e resolução de problemas (SCANNELL *et al*, 2016). Como exemplo podemos citar bibliotecas e salas de estudos.

Esses dois espaços por sua vez também apresentam uma configuração do tipo panorâmica e podem ser destinados ao estudo individual ou em grupo. No Brasil, espaços informais de estudos são comumente encontrados nas universidades como salas de grupo de pesquisa, laboratórios e bibliotecas setoriais.

Braat-Eggen *et al* (2019) relaciona algumas diferenças entre os espaços de estudos panorâmicos com os escritórios do mesmo tipo. Entre elas está a idade dos usuários e a maior liberdade no horário de uso. Além, é claro, da não obrigatoriedade de permanência no local. Estudantes incomodados com o ruído podem procurar outro local para estudar.

Outra pesquisa comparou respostas de questionários de usuários dos dois espaços. Os resultados apontaram que os estudantes aparentam ser menos sensíveis ao ruído, apesar de os problemas acústicos serem semelhantes, principalmente no quesito distrações ocasionadas por terceiros (BRAAT-EGGEN *et al*, 2017).

Andrade (2009) indica analisar salas de estudo e bibliotecas como salas de aulas, recomendando o mesmo nível de ruído de fundo e tempo de reverberação, sendo imprescindível a realização de projetos acústicos para esses ambientes. Andrade (2009) também salienta a importância da localização dos espaços destinados à aprendizagem dentro das escolas para o conforto acústico.

Brothánek, Jandá e Jiříček (2020) acreditam que apenas um rigoroso planejamento durante o processo de projeto e construção pode tornar o zoneamento de espaços panorâmicos eficiente. Isso porque quanto mais funções forem destinadas a um espaço, maior será seu ruído de fundo, impactando os usos que necessitam de um ambiente mais silencioso (BROTHÁNEK; JANDÁ; JIŘÍČEK, 2020).

Na literatura, há poucas pesquisas sobre esse tema. Inclusive, Scannell *et al* (2016) salienta a importância de analisar esses ambientes informais, além das salas de aula, pois são nesses locais que ocorre boa parte do aprendizado dos alunos. O estudo acústico de tais ambientes é feito, então, por meio dos que possuam características de uso similares. Logo, para esse caso, a escolha mais prática seria utilizar as normas e estudos relacionados a escritórios panorâmicos.

Escritórios panorâmicos possuem como característica física a altura ser muito menor do que as outras duas dimensões do ambiente (MAGANINHO, 2009; NOGUEIRA, 2002). Isso pode ser semelhante a algumas salas de aula panorâmicas (Pääkkönen *et al*, 2015) e bibliotecas, porém diverge em relação às salas de estudo, que possuem um volume pequeno.

Nas universidades brasileiras, tais ambientes também são locais em que podem ocorrer orientações com professores e responsáveis, discussões em grupo ou ainda apresentação de algum trabalho. Isso os diferenciam dos ambientes das bibliotecas, os quais possuem um maior rigor em relação ao silêncio. Tais atividades aproxima o ambiente de estudos a escritórios panorâmicos.

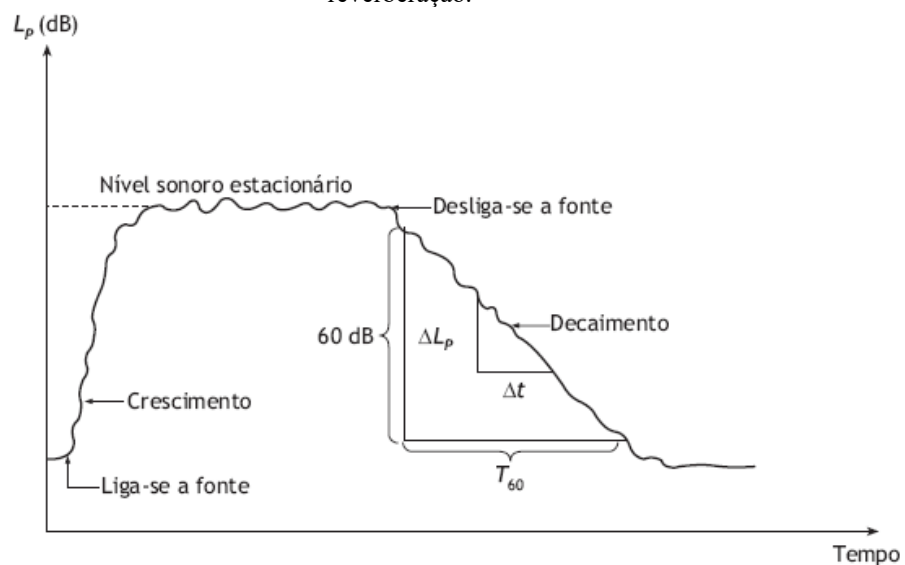
2.3 PARÂMETROS OBJETIVOS DE AVALIAÇÃO ACÚSTICA DE SALAS DE ESTUDO

Para avaliar esses ambientes foram escolhidos parâmetros acústicos relacionados à sala e à fala humana. São eles o tempo de reverberação, tempo de decaimento inicial, índice de transmissão da fala e definição.

2.3.1 Tempo de reverberação

O tempo de reverberação de uma sala pode ser considerado o mais importante indicador de sua propriedade acústica (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2017b). Denominado também de T_{60} , representa o tempo necessário que leva para o NPS do ambiente decair 60 dB em relação ao NPS do estado estacionário, após o fim da emissão do som no ambiente, como retratado na Figura 04.

Figura 04: Gráfico representativo do crescimento e decaimento sonoro em recintos com indicação do tempo de reverberação.



Fonte: BISTAFA (2018).

Esse valor pode ser obtido de dois modos. De maneira prática, por exemplo, ao emitir o ruído rosa² em uma fonte sonora omnidirecional e captar o tempo de decaimento por um microfone em vários pontos do ambiente. Esse método está especificado na NBR 3382 (2017).

Entretanto, ao considerarmos que esses 60 dB devem estar pelo menos 15 dB acima do ruído residual, percebemos que a fonte terá que produzir um valor muito alto de pressão sonora - valor esse incompatível com o bem-estar humano e limitador dos equipamentos utilizados. Convém, então, analisar o tempo de decaimento em relação a 20 e 30 dB – denominados T₂₀ e T₃₀, respectivamente – no qual se extrapola o valor obtido para um tempo de decaimento de 60 dB (BRANDÃO, 2016).

A segunda opção é calcular analiticamente o T₆₀ mediante as características físicas da sala. A seguir temos a equação de Sabine.

$$T_{60} = \frac{55,3}{c_o} \times \frac{V}{\sum_i \alpha_i A_i} \text{ [s]} \quad (1)$$

Sendo:

c_o velocidade do som no ar a uma determinada temperatura [m/s];

V volume do ambiente [m³];

α coeficiente de absorção da superfície [m² - Sabine];

A área da superfície [m²].

A fórmula de Sabine possui restrições em relação ao nível de absorção do ambiente, e é mais indicada para ambientes reverberantes. A NBR 12719 indica utilizá-la quando o coeficiente médio de absorção é menor ou igual a 0,3.

Com o passar do tempo, outros pesquisadores aprimoraram o cálculo de reverberação. A equação de Sabine apresenta a relação mais simples com o coeficiente de absorção, entretanto quando o seu valor é igual a 1 (máximo nível de absorção), o tempo de reverberação não iguala a zero (BISTAFA; BRADLEY, 2000).

A correção foi proposta por Norris Eyring, sendo exposta na equação 2. Seu uso é indicado para ambientes com muita absorção, ou seja, com coeficiente médio de absorção maior que 0,3 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1992).

² Ruído de banda larga com diminuição de 3 dB por banda de oitava (BISTAFA, 2018).

$$T_{60} = \frac{0,161 V}{-S_T \ln(1-\bar{\alpha})} [s] \quad (2)$$

Onde:

V volume do ambiente [m³];

S_T superfície total presente na sala [m²];

$\bar{\alpha}$ coeficiente médio de absorção da superfície [m² - Sabine].

Outra equação é a formulada por Millington, a qual é ideal para ambientes que possuem superfícies com diferentes absorções, como por exemplo uma sala de aula que possua material absorvedor somente no teto (BISTAFA; BRADLEY, 2000).

$$T_{60} = \frac{0,161 V}{-S_T \ln \left[1 - \sum \left(\frac{S_i \alpha_i}{S_T} \right) \right]} [s] \quad (3)$$

Sendo:

V volume do ambiente [m³];

S_T superfície total presente na sala [m²];

S área da superfície [m²];

α coeficiente de absorção da superfície [m² - Sabine].

Como as equações mostram, o TR irá depender do coeficiente de absorção das superfícies presentes no ambiente – o qual é determinado por frequência. Quanto menor absorção presente, maior será o tempo de reverberação, ou seja, maior o tempo de decaimento sonoro no ambiente, o que pode prejudicar a inteligibilidade da fala (BISTAFA, 2018).

Logo, o valor de TR_{ótimo} está relacionado à finalidade do ambiente. Segundo Long (2006), uma variação de 5 a 10% do valor ideal é admitida. No Brasil, não há indicação de valores para o tempo de reverberação em ambientes coletivos do tipo panorâmicos, sejam eles escritórios, bibliotecas ou salas de estudos.

A norma inglesa referente à acústica de ambientes escolares – *Building Bulletin 93*, indica para ambientes panorâmicos um tempo de reverberação médio de até 0,5 s para ambientes de ensino e um limite de 1,2 s para as outras áreas (DEPARTMENT FOR EDUCATION, 2015).

A maioria dos países nórdicos possui normas com indicações para ambientes escolares do tipo panorâmico. Todos eles indicam um valor menor ou igual a 0,4 s

(PETERSEN; RASMUSSEN, 2012). Já a pesquisa de Alarcão, Fafaiol e Bento Coelho (2018) sugere um TR de 0,8 a 1 s para esses ambientes.

Petersen e Rasmussen (2018) listam os valores de TR indicados para escritórios coletivos na regulamentação de países nórdicos. Suécia e Islândia determinam um TR menor ou igual a 0,5 s; já a Noruega e Finlândia estabelecem valores de acordo com o pé-direito do ambiente. O primeiro indica um TR menor ou igual que 0,16 vezes o pé-direito; o segundo país determina valor menor ou igual que 0,45 s para escritórios com altura menor que 3 m, e menor ou igual que 0,5 s, para alturas maiores que 3 m, sendo analisado o ambiente mobiliado. A Dinamarca é o único país da região que não especifica valores de tempo de reverberação.

2.3.2 Tempo de Decaimento Inicial - EDT

O tempo de decaimento inicial – EDT, assim como o tempo de reverberação, está relacionado ao decaimento de energia.

Esse parâmetro analisa a faixa de decaimento entre 0 e -10 dB, o que corresponde às primeiras reflexões do ambiente, muitas vezes irregular (LONG, 2016). Logo, seus valores irão alterar de acordo com a configuração sala-fonte-receptor (BRANDÃO, 2018).

2.3.3 Índice de Transmissão da Fala – STI

O índice de transmissão da fala – STI – é uma das métricas relacionadas à inteligibilidade da fala em ambientes, ou seja, está relacionado ao entendimento da voz humana. É representado por uma escala de 0 a 1, quanto mais próximo de 1, maior será o entendimento e clareza da fala no ambiente.

Esse parâmetro pode ser determinado através da função transferência de modulação da voz humana (MTF – *Modulation Transfer Function*). O sinal sonoro, quando emitido, sofre interferência do ambiente, vinculada ao tempo de reverberação e ruído de fundo. Este último age como um atenuador na MTF, e o TR causa um efeito de um filtro passa-baixa (MÜLLER, 2005).

A frequência de modulação é analisada nas frequências de banda de oitava de 0,63 a 12,5 Hz – totalizando 14 faixas, enquanto que o sinal de teste é analisado nas frequências de 125 a 8.000 Hz, pois representa as frequências mais significativas no espectro da voz humana

(BANDÃO, 2016). O fator de modulação da fala humana $m(f_m)$ será representado então por 98 elementos (LONG, 2016).

A relação sinal-ruído (*Signal to Noise Ratio* - SNR) é a diferença entre o nível sonoro da fala humana e o ruído de fundo do ambiente. Ela está limitada a ± 15 dB; qualquer valor fora dessa faixa será substituído por um dos valores limites (LONG, 2016).

A equação 2, a seguir, descreve a equação do fator de modulação com seus componentes dependentes do TR e do SNR.

$$m(f_m) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left[2\pi f_m \frac{T_{60}}{13,8}\right]^2}} \frac{1}{1 + 10^{(-0,1SNR)}} \quad (4)$$

Sendo:

f_m frequência de modulação [Hz];

T_{60} tempo de reverberação [s];

SNR relação sinal-ruído [dB].

Percebe-se que um aumento no tempo de reverberação ocasiona um menor fator de modulação, ou seja, maior interferência na fala humana. E o oposto acontece para a análise da SNR – um maior valor de SNR indica que a fala sobrepõe-se ao ruído de fundo, e, conseqüentemente, facilita a inteligibilidade no ambiente, determinando um maior fator de modulação.

Para transformar o fator de modulação no nível de sinal-ruído (L_{SNapp}), tem-se a equação 5 desenvolvida por Hougtgast e Steeneken (LONG, 2016).

$$L_{SNapp} = 10 \log \frac{m}{1-m} \quad [dB] \quad (5)$$

Sendo:

m fator de redução de modulação [dB].

Os valores de L_{SNapp} serão ponderados de acordo com a contribuição para a inteligibilidade de cada frequência analisada. Para as frequências de 0,63 a 12,5 Hz temos os valores de correção, respectivamente, 0,13; 0,14; 0,11; 0,12; 0,19; 0,17 e 0,14. Esse valor resultante será a média do nível sinal-ruído aparente.

$$\overline{L_{SNapp}} = \sum_{i=1}^7 w_i (L_{SNapp})_i \text{ [dB]} \quad (6)$$

Sendo:

w ponderação de cada frequência;

L_{SNapp} nível sinal ruído aparente [dB].

Por fim, o valor de STI pode ser encontrado por meio da soma da média dos valores ponderados de L_{SNapp} , com 15 dividido por 30, como mostra a equação 7.

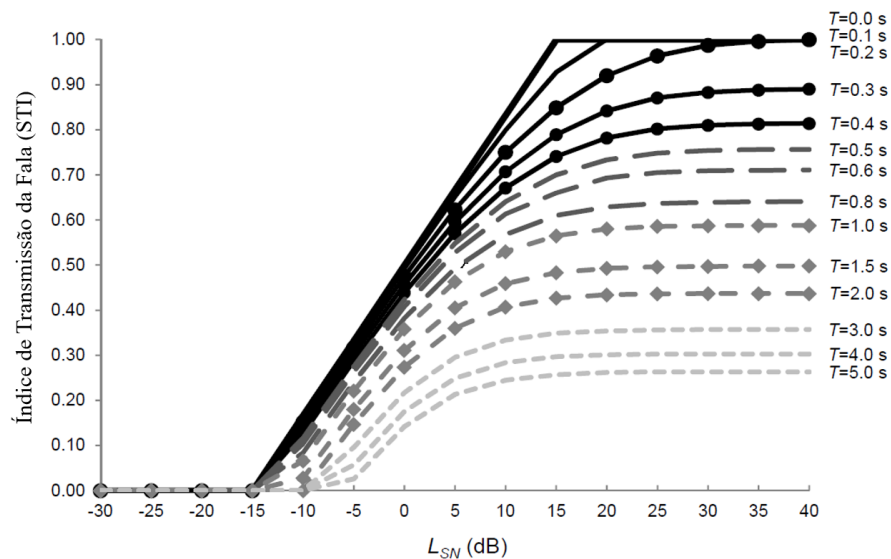
$$STI = \frac{\overline{L_{SNapp}} + 15}{30} \quad (7)$$

Sendo:

$\overline{L_{SNapp}}$ média do nível sinal ruído aparente [dB].

Galbrun e Kitapci (2014) demonstram que a maior variação do STI ocorre quando a relação sinal-ruído varia entre -10 e 10 dB, considerando também diferentes valores do tempo de reverberação (Figura 05).

Figura 05: Comportamento do STI para diferentes valores de relação sinal-ruído (L_{SN}) e tempo de reverberação (T).



Fonte: GALBRUN; KITAPCI, traduzido pela autora (2014).

O valor de STI pode ser relacionado à condição de privacidade em ambientes fechados, como mostra o Quadro 01. O grau de privacidade aumenta à medida que não se distinguem palavras em uma conversa de terceiros, ou seja, um valor de STI baixo.

Quadro 01: O significado subjetivo do índice de transmissão da fala.

STI	Inteligibilidade da fala	Privacidade	Exemplos em escritórios
0,00 – 0,05	Péssimo	Confidencial	Entre dois escritórios individuais com alto isolamento sonoro.
0,05 – 0,20	Muito ruim	Bom	Entre dois escritórios individuais com isolamento sonoro usual.
0,20 – 0,40	Ruim	Razoável	Entre duas estações de trabalho em um escritório panorâmico de alto nível ou entre dois escritórios individuais com as portas abertas.
0,40 – 0,60	Razoável	Ruim	Entre duas mesas de um escritório panorâmico bem planejado.
0,60 – 0,75	Bom	Muito ruim	Entre duas mesas de um escritório panorâmico com projeto acústico razoável.
0,75 – 0,99	Excelente	Inexistente	Conversas entre pessoas próximas ou entre mesas em um escritório panorâmico sem projeto acústico.

Fonte: HONGISTO, traduzido pela autora (2005).

Em escritórios coletivos, preza-se uma maior interação entre funcionários, o que requer um bom nível de inteligibilidade. Entretanto, isso não deve ser aplicado para todo o escritório, pois poderia causar um desconforto pela falta de privacidade (MACCHIE; SECCHI; CELLAI, 2018).

Essa mesma ideia é aplicada em relação aos valores de STI em ambientes escolares do tipo *open-plan* pela norma inglesa de acústica em edificações escolares – *Building Bulletin* 93. A norma inglesa indica um STI maior ou igual a 0,6 entre pessoas trabalhando no mesmo grupo, enquanto que fora desses grupos o ideal seria um valor menor ou igual a 0,3 nos momentos de atividades mais críticas (DEPARTMENT FOR EDUCATION, 2015).

O nível de inteligibilidade da fala também pode ser relacionado ao desempenho dos trabalhadores. Hongisto (2005) criou um modelo de predição com base nos trabalhos experimentais já feitos, e concluiu que o desempenho do trabalhador em tarefas complexas começa a diminuir à medida que o STI ultrapassa o valor de 0,2. A partir do valor de 0,6, o STI atinge a interferência máxima, sendo compatível com uma redução de 7% no desempenho, segundo a literatura.

Em seu artigo sobre ambientes de estudo panorâmicos, Braat-Eggen *et al* (2020)

salienta que o STI é desenvolvido para determinar a inteligibilidade de um único caminho entre fonte sonora e ouvinte. O que não é a real situação desses ambientes, onde temos múltiplas fontes sonoras correspondentes ao ruído de fundo. Em virtude disso, o uso do STI torna-se pouco proveitoso nessas situações, apesar de diversos estudos na literatura o utilizarem (BRAAT-EGGEN, *et al* 2020).

2.3.4 Definição – D₅₀

Em um local fechado o som chega ao ouvido humano por meio do som direto da fonte e de reflexões causadas pelas superfícies presentes no ambiente. As reflexões reforçam o som direto e não causam efeitos negativos ao ouvinte a depender da sua energia sonora contida na reflexão.

O parâmetro definição (D₅₀) baseia-se na comparação da energia do som direto mais as reflexões que chegam até 50 ms, com a energia total da resposta impulsiva da sala (BISTAFA, 2018).

Segundo Brandão (2016), a definição pode ser calculada pela equação a seguir:

$$D_{50} = 1 - e^{-\frac{c_0 S \bar{\alpha}}{4V}} 0,05 \quad (8)$$

Sendo:

c_0 velocidade do som no ar a uma determinada temperatura [m/s];

S área das superfícies presentes no ambiente [m²];

$\bar{\alpha}$ coeficiente médio de absorção sonora [m² - Sabine];

V volume do ambiente [m³].

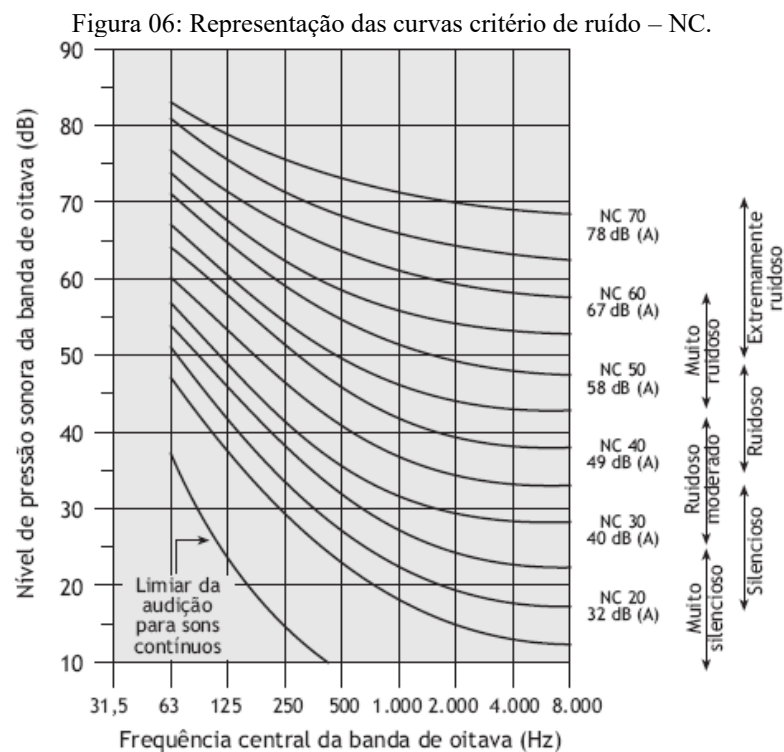
A definição é um valor linear, Brandão (2018) explica que se D₅₀ for maior que 0,5 a força contida na resposta ao impulso da sala é predominante nas primeiras reflexões, o que contribuiria para um ambiente com boa inteligibilidade. Sendo D₅₀ menor que 0,5, as reflexões tardias com muita energia irão prejudicar o ambiente sonoro. Já Oliveira (2015) encontra na literatura o valor acima de 0,65 como adequado para qualquer tipo de sala.

Assim, como o STI, a definição também é considerada um parâmetro de inteligibilidade de um ambiente. Os valores de ambos apresentam a mesma tendência (ESCOBAR; MORILLAS, 2011).

2.4 CURVAS CRITÉRIO DE RUÍDO

2.4.1 Curvas Critério de Ruído – NC

As primeiras curvas de avaliação de ruído interno, NC, foram criadas em 1957 por Beranek (BISTAFA, 2018). São expressas em banda de oitava de 63 Hz a 8 kHz, como representadas na Figura 06.



Fonte: BISTAFA (2018).

Ao classificar uma medição sonora pela curva NC, associa-se a medição a um nível de ruído e uma avaliação subjetiva do ambiente. Devem-se plotar os valores da medição por frequência, e determinar a curva NC que não será ultrapassada, pois ela corresponderá ao ambiente analisado (método da tangente).

A NBR 10152 utiliza a NC como um dos parâmetros do método detalhado para avaliar o nível de ruído adequado em ambientes fechados. Em relação a escritórios coletivos, deve-se atender o valor da NC40, sendo admissível até NC45, considerados ambientes moderadamente ruidosos.

Ao analisar diversos espaços informais de aprendizagem, Scannell *et al* (2016) encontrou valores de curva NC15 a NC45 em ambientes desocupados. O estudo cita que a

norma americana de avaliação de ruído de salas – ANSI S12.2-1995 – recomenda um valor máximo de NC40 para esses casos.

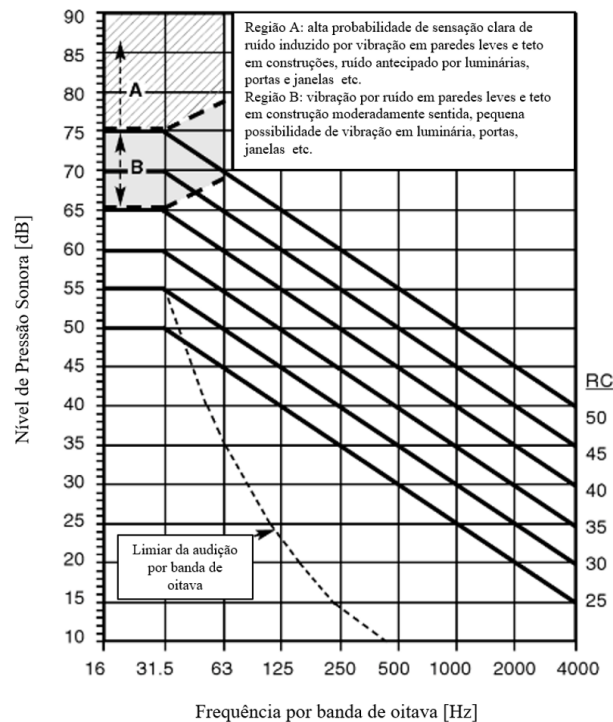
As curvas NC descartam frequências abaixo de 63 Hz, e, além disso, não possuem uma análise quantitativa do ruído interno. Portanto, não são recomendadas para caracterizar ruídos de ambientes internos relacionados ao sistema de ar-condicionado (BISTAFA, 2018). Outro ponto negativo é que a classificação apenas pelo método tangencial não identifica possíveis desbalanceamentos do espectro (ASHRAE, 2007).

2.4.2 Curvas de Avaliação de Salas - RC Mark II

As curvas de avaliação de salas RC Mark II, desenvolvidas por Blazier, geram análises quantitativa e qualitativa sobre o nível de ruído interno. Tais curvas contemplam um espectro sonoro de 16 Hz a 8.000 Hz, e permitem o diagnóstico do ruído, caso a curva esteja desbalanceada mediante o índice de avaliação de qualidade (*Quality Assessment Index - QAI*). Por essas características, o manual da Ashrae (Associação Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar-condicionado), relacionado ao controle de ruído e vibração de sistemas de climatização considera esse método como a melhor forma de avaliação (ASHRAE, 2007).

Como mostra a Figura 07, as curvas mantêm-se constante nas frequências 16 e 31,5 Hz; a partir da frequência de 63 Hz seus valores diminuem 5 dB por terço de banda de oitava. A análise é dividida em 3 faixas de frequências: baixa, média e alta, além de duas regiões específicas para vibrações na baixa frequência.

Figura 07: Representação das curvas de avaliação de salas – RC Mark II.



Fonte: BLAZIER, traduzido pela autora (2003).

Em seu artigo, Tocci (2000) demonstra passo a passo o método de avaliação pela curva RC Mark II. Primeiro deve-se obter o PSIL (*Preferred Speech Interference Level*) por meio do cálculo da média aritmética dos níveis de pressão sonora encontrados em 500, 1.000 e 2.000 Hz. O valor de PSIL denominará a curva RC e também corresponderá ao valor da curva de referência na frequência de 1.000 Hz; a partir desse número será construída a curva RC de referência.

Deve-se calcular a diferença dos níveis entre a curva de referência e a curva medida para cada frequência, denominada desvio espectral e simbolizada por ΔL . A partir desse momento, a análise será dividida em três partes relacionadas às baixas (LF - *Low Frequency*), médias (MF - *Medium Frequency*) e altas frequências (HF - *High Frequency*). Cada parte terá seu cálculo com base nas equações a seguir.

$$\Delta LF = 10 \log \left(\frac{10^{\frac{\Delta L_{16/10}}{10}} + 10^{\frac{\Delta L_{31,5/10}}{10}} + 10^{\frac{\Delta L_{63/10}}{10}}}{3} \right) \quad (9)$$

$$\Delta MF = 10 \log \left(\frac{10^{\frac{\Delta L_{125/10}}{10}} + 10^{\frac{\Delta L_{250/10}}{10}} + 10^{\frac{\Delta L_{500/10}}{10}}}{3} \right) \quad (10)$$

$$\Delta HF = 10 \log \left(\frac{10^{\frac{\Delta L_{1.000}}{10} + 10^{\frac{\Delta L_{2.000}}{10} + 10^{\frac{\Delta L_{4.000}}{10}}}}{3}} \right) \quad (11)$$

Considerando as três regiões, deve-se calcular o QAI, que corresponde à diferença entre o maior e o menor desvio espectral analisado. A partir dos valores de QAI, o espectro pode, então, ser caracterizado. Se o valor for menor ou igual a 5, ele é classificado como neutro, tendo uma avaliação aceitável por parte do ocupante. Valores maiores que 5 e menores ou iguais a 10 são considerados parcialmente desagradáveis e acima de 10, desagradáveis.

A faixa de frequência com maior valor do desvio espectral determinará as características do ruído – retumbante (*rumble*) – para baixas frequências, rugido (*roar*) para médias frequências, e assoviante ou chiado (*hiss*) para altas frequências.

Caso a curva da medição tenha valores superiores a 65 e 75 dB nas frequências de 16 ou 31,5 Hz (regiões A e B da Figura 07), ela ainda pode receber a classificação de vibração moderadamente perceptível ou claramente perceptível.

Ayr, Cirillo e Martellotta (2001) encontraram em escritórios italianos um espectro desbalanceado em altas frequências (com características de chiado) na análise RC Mark II de 83% dos escritórios estudados, seguido pela predominância de baixa frequência (aspecto retumbante) em 8% dos espectros.

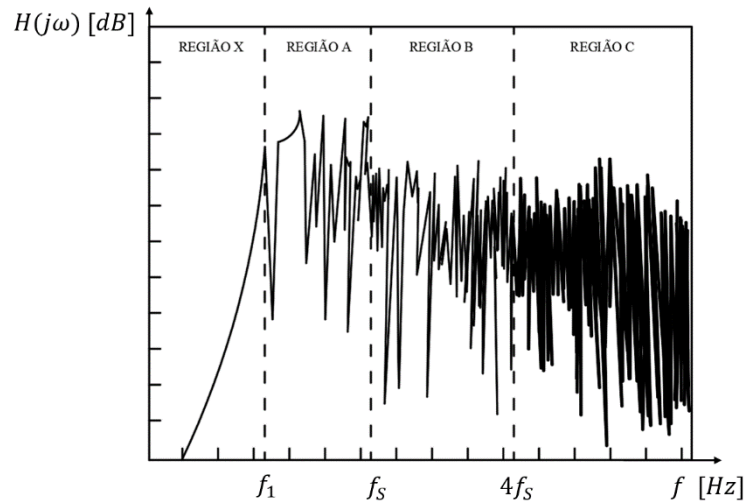
2.5 MODOS ACÚSTICOS

Salas pequenas possuem dimensões significativas em relação ao comprimento da onda sonora, principalmente as de baixa frequência (LONG, 2016). Tal relação ocasiona o surgimento de modos acústicos – ondas sonoras estacionárias que se formam no interior da sala devido às reflexões de suas superfícies (BISTAFA, 2018).

Nos modos acústicos, quando a sala é excitada, apresenta pontos com a pressão sonora máxima e outros com pressão nula. Essa desigualdade na distribuição de energia pode afetar a qualidade acústica da sala.

Ao analisarmos a resposta acústica de uma sala pela frequência, percebemos a existência de uma faixa de frequência na qual os modos acústicos estão em evidência, representada pela região A na Figura 08.

Figura 08: Divisão do espectro audível em regiões.



Fonte: BRANDÃO, adaptado pela autora (2018).

Essa faixa é delimitada por duas frequências – f_1 e f_s . A frequência f_1 é representativa do primeiro modo acústico da sala, conseqüentemente o modo com maior energia sonora. Ela pode ser calculada por meio da equação a seguir:

$$f_1 = \frac{c_0}{2L_x} \text{ [Hz]} \quad (12)$$

Sendo:

c_0 velocidade do som no ar a uma determinada temperatura [m/s];

L_x a maior dimensão da sala em análise [m].

A partir da frequência de Schoreder, f_s , é possível analisar o ambiente como campo difuso, sem a interferência dos modos (LONG, 2016). A equação de f_s é determinada por:

$$f_s = 2.000 \times \sqrt{\frac{T_{60}}{V}} \text{ [Hz]} \quad (13)$$

Sendo:

T_{60} tempo de reverberação [s];

V volume do ambiente [m³].

Para análise são considerados mais importantes os modos axiais, aqueles que se propagam paralelo ao eixo x da sala. Eles apresentam a pressão máxima nas extremidades da

sala. A fórmula a seguir determina o cálculo do modo acústico de uma sala; para calcular os modos axiais considera-se apenas um valor de n diferente de zero.

$$f_n = \frac{c_0}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{L_z}\right)^2} \text{ [Hz]} \quad (14)$$

Sendo:

c_0 velocidade do som no ar a uma determinada temperatura [m/s];

n_x, n_y, n_z números naturais;

L_x, L_y, L_z dimensões da sala em análise [m].

2.6 NORMAS REFERENTES A AMBIENTES COLETIVOS DO TIPO PANORÂMICO

O aumento no uso de escritórios coletivos refletiu em diversos estudos sobre acústica nesses ambientes, identificando como seria a melhor medição, quais parâmetros seriam mais representativos e seus valores comumente encontrados, além de dados referentes à percepção das pessoas que ocupam esses espaços.

Esses estudos serviram de base para a publicação de diversas normas, entre elas a ISO 3382-3, a qual determina parâmetros específicos para escritórios planta livre. Vale ressaltar que é de suma importância a continuação das pesquisas que contribuem para a revisão das normas visando a evolução nos ambientes de trabalho e suas consequências à saúde do trabalhador.

Outros ambientes do tipo panorâmico ligados à educação possuem pouca referência em normativas. A seguir serão expostas algumas normas que relacionam parâmetros acústicos a esses tipos de ambientes panorâmicos.

2.6.1 NBR 10152

A norma “Níveis de pressão sonora em ambientes internos a edificações” descreve os procedimentos de medição e valores de referência de acordo com o uso do ambiente em análise. Ela apresenta dois métodos de medição: o simplificado e o detalhado. O primeiro

abrange a análise do nível de pressão sonora (L_{Aeq}) e o nível de pressão sonora máxima em medição *slow* ($L_{ASmáx}$), que difere do segundo por não considerar a análise da curva NC do ambiente (L_{NC}).

O ambiente deve ser medido em pelo menos 3 pontos distintos e distantes entre si pelo menos 0,7 m, e caso o local possua mais de 30 m², recomenda-se aumentar a quantidade de pontos. Há também a precaução de distanciamento de objetivos reflexivos e de significativa transmissão sonora.

A relação de ambientes indica para escritórios coletivos os valores de referência RL_{Aeq} de 45 dB, $RL_{ASmáx}$ de 50 dB e uma curva NC 40, sendo admitida uma tolerância de 5 dB (Tabela 01).

Tabela 01: Valores de referência para ambientes internos de um escritório coletivo segundo a NBR 10152.

Finalidade de uso	Valor de referência		
	RL_{Aeq} (dB)	$RL_{ASmáx}$ (dB)	L_{NC}
Escritório coletivo (<i>open plan</i>)	45	50	40

Fonte: ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (2020).

2.6.2 NBR ISO 3382

A norma 3382 estabelece o método para medição de parâmetros acústicos e está dividida em três partes de acordo com o ambiente em análise: sala de espetáculos, salas comuns e escritórios panorâmicos.

A parte referente a ruído de escritórios panorâmicos traz 4 descritores essenciais para análise do ambiente. São eles:

- r_D – distância de distração, a qual a partir dela o índice de transmissão da fala é inferior a 0,5;
- $D_{2,S}$ – taxa de decaimento espacial da fala por duplicação da distância;
- $L_{p,A,S,4m}$ – nível de pressão sonora ponderada em A da fala a uma distância de 4 m da fonte sonora;
- $L_{p,A,B}$ – nível médio de pressão sonora ponderada em A do som residual.

A medição deve ser realizada em ambiente mobiliado com o mínimo de pessoas possível e apenas com sons contínuos, classificados como sons de equipamentos de ventilação, ruído de tráfego e equipamentos de escritório.

Seu método necessita de no mínimo 4 posições (estação de trabalho) ao longo de uma linha, sendo ideal entre 6 a 10 posições. O microfone e a fonte omnidirecional devem estar a 1,2 m de altura representando a altura da cabeça de uma pessoa sentada. Os pontos devem distar 0,5 m das mesas e 2 m em relação à parede e superfícies reflexivas. Devem ser usadas duas posições de fonte.

Dickschen, Bertazzoni e Liebl (2018) observam que o usuário de escritório de planta livre tanto pode ser a fonte de ruído como receptor, algo não considerado pela norma ISO. Outro ponto discutido é o grande consumo de tempo proveniente desse formato de medição.

2.6.3 Normas referentes a escritórios panorâmicos em outros países

Nos estudos referentes a normas dos países nórdicos, Petersen e Rasmussen (2018) identificam valores de alguns parâmetros recomendados ou obrigatórios no código de edificações desses países.

Na Dinamarca, o código de edificações recomenda para escritórios panorâmicos um $L_{A,eq,30s} \leq 35$, dB e que a área de absorção seja maior ou igual que 1,1 vez a área do piso entre as frequências de 125 e 4.000 Hz. Os dois parâmetros consideram o ambiente mobiliado. Percebe-se que o NPS estimado é mais rigoroso que o indicado pela NBR 10152, porém deve-se levar em consideração que os países nórdicos possuem clima diferente do Brasil, logo as demandas por climatização são distintas. É provável também que as normas regulamentadoras do ruído do próprio equipamento de climatização sejam diferentes e solicitem aparelhos mais silenciosos.

Já a Finlândia possui uma classificação acústica voluntária de ambientes. Para a categoria mínima de aprovação, define-se o tempo de reverberação como menor ou igual a 0,45 s, caso a altura do ambiente seja abaixo de 3 m; caso contrário o TR deve ser menor ou igual a 0,5 s. Além disso, um nível de ruído residual por volta de 40 dB.

Há ainda um anexo referente a escritórios panorâmicos no qual indica aplicar simultaneamente máxima absorção da área do teto, uso de divisórias altas (no mínimo 150 cm) e uso de mascaramento sonoro com níveis entre 40 e 45 dB. Os impactos e caracterização desse artifício estão muito presentes em pesquisas referentes a escritórios panorâmicos desse país (HONGISTO, 2005; HONGISTO, 2008; VENETJOKI *et al*, 2006).

A norma norueguesa indica valores de tempo de reverberação e ruído residual para

escritórios planta livre, e no seu anexo traz também valores de STI e $D_{2,S}$, afirmando que o tema ainda está em desenvolvimento e é possível que os valores mudem de acordo com novas pesquisas.

Por fim, a Suécia e Islândia possuem os mesmos critérios mínimos de aprovação das edificações, segundo o código de cada país. Consideram para escritórios planta livre um tempo de reverberação menor ou igual que 0,5 s e um nível de ruído residual $L_{p,A} \leq 35$ dB. A Islândia também possui recomendações adicionais no anexo de sua norma, como $D_{2,S} \geq 7$ dB e $STI \leq 0,2$ entre grupos de trabalho e $STI \geq 0,6$ dentro do grupo de trabalho e considerando o ruído de fundo.

A norma alemã DIN 18041 – Qualidade acústica em salas, especificações e instruções para *design* acústico de salas – traz recomendações para ambientes que não necessitam de acústica especial e que possuam entre 30 m³ e 5.000 m³. Uma das classificações refere-se a espaços em que a audibilidade ocorre em curtas distâncias e necessitam de conforto acústico, além de baixos níveis de ruído, o que seria o caso dos escritórios panorâmicos (NAKAZATO *et al*, 2019).

Assim como outros países, o parâmetro de análise é a absorção dividida pelo volume da sala, sendo seu valor de referência definido pela altura do ambiente, além do controle de ruído. Para escritórios panorâmicos, a norma indica que a relação da absorção pelo volume seja um valor maior ou igual a 0,25 se a altura for igual ou menor que 2,5 m. Caso a altura seja maior que 2,5 m, tende a diminuir o valor da absorção pelo volume à medida que a altura aumenta (NOCKE, 2018).

O trabalho de Nakazato *et al* (2019) estuda a aplicabilidade da norma alemã no Brasil. Foram categorizados 48 escritórios brasileiros de acordo com a norma estrangeira. Desse total, 7 foram escritórios panorâmicos, incluindo ambientes colaborativos e não colaborativos. Por medição e simulação, todos cumpriram os requerimentos da norma alemã. Vale ressaltar que todos os escritórios possuíam tratamento acústico, dentre eles o uso de material acústico no teto, carpete e material absorvedor nas paredes.

Apesar da fácil aplicabilidade da norma alemã, o trabalho de Nakazato *et al* (2019) pretende futuramente contemplar respostas subjetivas dos usuários. Elas serão analisadas entre os escritórios que foram aprovados e reprovados pela norma. Assim, pretende-se verificar se os requerimentos da norma são compatíveis com aspectos culturais encontrados nos escritórios brasileiros.

Em 2017, iniciaram-se os estudos para a norma ISO 22955 – qualidade acústica para

espaços de escritórios coletivos – a qual ainda se encontra em desenvolvimento. Seu rascunho disponível define os escritórios coletivos em 6 categorias, a depender das atividades realizadas - ambientes vazios (atividade futura desconhecida), ambientes com atividades de comunicação externa (uso do telefone, áudio e vídeo), ambientes com colaboração de pessoas em estações de trabalho próximas, ambientes com pouco trabalho colaborativo, ambientes com atendimento ao público e ambientes com múltiplas atividades no mesmo espaço.

O texto reforça que cada categoria possui prioridades diferentes, denominando alguns valores indicativos e outros requeridos para atender à norma. Como princípio do tratamento acústico, porém, todos ambientes devem utilizar materiais acústicos absorvedores para limitar as reflexões sonoras.

O rascunho também retrata o mobiliário como peça importante no ambiente. Apesar de não promover absorção sonora suficiente, ele traz benefícios ao distribuir os usuários no ambiente, direcionar por onde as pessoas devem caminhar e locais em que possam ficar – além de interferir na visualização da fonte sonora e na trajetória da onda sonora.

De forma geral, o texto aparenta tratar de diversos questionamentos feitos por pesquisadores nesse tema. Por exemplo, Hongisto e Keränen (2018) já haviam discutido a questão dos espaços vazios, muitas vezes entregues sem acabamento a inquilinos, indagando qual seria, nesses casos, a exigência do conforto acústico feitas ao construtor.

Além disso, enfatiza a influência do comportamento dos usuários e etiqueta dentro desses ambientes. Ressalta que a norma não pretende mudá-los, porém reconhece o seu grande impacto na acústica dos ambientes, como indicado por Dickschen *et al* (2018).

O Quadro 02 traz os parâmetros acústicos indicados para escritórios panorâmicos em normas e recomendações oficiais encontrados durante esta pesquisa.

Quadro 02: Parâmetros acústicos para escritórios panorâmicos identificados em normas e recomendações de acordo com o país.

País	Parâmetros acústicos
Alemanha	Área de absorção/volume
Brasil	$L_{residual}$; curva NC; $D_{2,S}$; $L_{p,A,S,4m}$
Dinamarca	$L_{residual}$; Área de absorção
Finlândia	$L_{residual}$; Área de absorção; TR
Islândia	$L_{residual}$; TR; STI; $D_{2,S}$
Noruega	$L_{residual}$; TR; STI; $D_{2,S}$
Suécia	$L_{residual}$; TR

Fonte: Elaborado pela autora (2020).

2.6.4 Normas referentes a ambientes escolares em outros países

A norma inglesa referente à acústica em edificações escolares – *Building Bulletin 93* (BB93) – possui ambientes *open-plan* como um dos tipos de salas em escolas. A norma não considera esses espaços como alternativas para substituição das tradicionais salas de aula, principalmente tendo em vista as crianças com deficiência auditiva e as com outras necessidades especiais.

A inclusão de todos reforça a importância de que o planejamento desses ambientes seja feito nos estágios iniciais de projeto com profissionais da área e, sempre que possível, atinja valores maiores que o estabelecido como mínimos.

Para edificações novas, a norma determina o limite de $L_{Aeq,30min}$ durante utilização da sala para aula em 40 dB e, para ambientes reformados, 45 dB (DEPARTMENT FOR EDUCATION, 2015). Os mesmos valores são aplicados para salas de estudo individual e bibliotecas, porém para salas de aula tradicionais tem-se uma redução de 5 dB nas duas condições – edificações novas e reformadas.

A norma também comenta sobre o ruído produzido pelos sistemas de ventilação. Em condições normais, caso o sistema de ventilação seja mecânico, deve-se manter o valor indicado anteriormente. Entretanto se a ventilação for natural tem-se uma tolerância de 5 dB, sendo que o valor final não deve ultrapassar os 45 dB para todos os ambientes de ensino e aprendizagem (DEPARTMENT FOR EDUCATION, 2015).

O tempo de reverberação indicado pela BB93 pode ser calculado de duas maneiras: a média das frequências por banda de oitava de 500 a 2.000 Hz ou a média entre as frequências de um terço de banda de oitava de 400 a 2.500 Hz. Em ambientes panorâmicos de ensino, a tempo de reverberação deve ser no máximo 0,5 s.

Em relação ao STI, a norma indica dois valores para espaços panorâmicos. Em locais que pessoas estejam trabalhando colaborativamente, o STI deve ser maior ou igual a 0,6. Fora desses espaços, indica-se um valor menor ou igual a 0,3 nos momentos de atividades mais críticas (DEPARTMENT FOR EDUCATION, 2015). Ou seja, reconhece-se que esses ambientes possuem diversas funções, porém os níveis mínimos devem corresponder aos momentos mais críticos.

Os países nórdicos também possuem regulamento para parâmetros acústicos em escolas panorâmicas, com exceção da Finlândia. Os países Dinamarca, Noruega, Suécia e Islândia determinam um TR menor que 0,4 s para esses ambientes (PETERSEN;

RASMUSSEN, 2012).

Já as normas dinamarquesa e islandesa determinam valores de STI de acordo com área de uso, para áreas de trabalho em grupo o STI deve ser maior ou igual a 0,6, e para áreas fora desses grupos, o valor deve ser menor ou igual a 0,2 (PETERSEN; RASMUSSEN, 2012).

A norma dinamarquesa requer também uma área de absorção maior ou igual 1,3 vezes a área de piso, reforçando a necessidade de absorção nesses ambientes.

A pesquisa de Alarcão, Fafaiol e Bento Coelho (2018) reúne em um guia de boas práticas parâmetros acústicos para ambientes escolares com base em levantamento feito em escolas portuguesas. Diferente da norma portuguesa RRAE (Regulamento dos Requisitos Acústicos dos Edifícios), o guia contempla ambientes denominados de *open space*. Para eles, sugere-se um limite para o ruído de fundo (L_{Aeq}) 40 dB e um tempo de reverberação médio referente às bandas de oitava de 500 a 2.000 Hz entre 0,8 e 1 s.

Salienta-se que esses valores são menos rigorosos do que o recomendado para as salas de aulas, sala de estudo individual e bibliotecas. Para o ruído de fundo, aconselha-se 35 dB para esses ambientes. O tempo de reverberação para salas de aula com volume menor que 300 m³, o T_{60} deve estar entre 0,6 e 0,8 s; para salas de estudo individual o T_{60} deve ser menor que 0,8 s e em bibliotecas menor que 1 s.

O quadro a seguir traz um resumo de todos os parâmetros acústicos comentados acima. Os mesmos estão disponíveis em normas internacionais referentes a salas de aula do tipo panorâmicas.

Quadro 03: Parâmetros acústicos para ambientes escolares panorâmicos identificados em normas internacionais.

País	Parâmetros acústicos
Dinamarca	TR; STI; Área de absorção
Islândia	TR; STI
Noruega	TR
Reino Unido	TR; STI; $L_{residual}$; L_{Aeq}
Suécia	TR

Fonte: Elaborado pela autora (2020).

2.7 VENTILADORES DE MESA

Os miniventiladores de mesa são ventiladores pequenos e portáteis com pás em eixo axial (Figuras 09 e 10). Alguns modelos diferenciam-se ao possibilitar rotação vertical e/ou

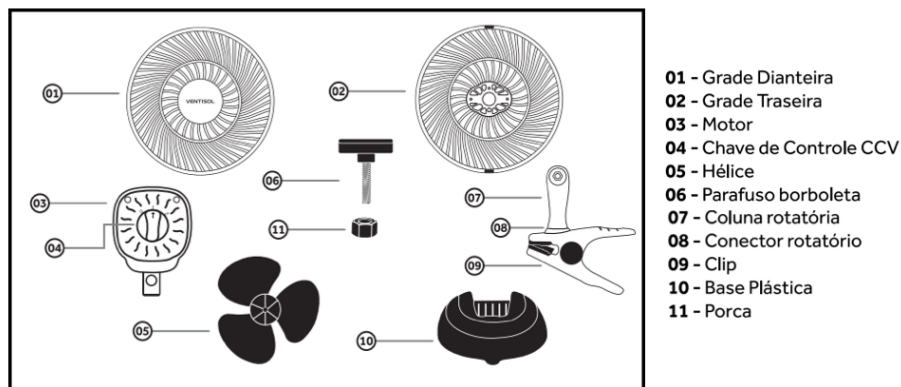
horizontal, além de possuírem variações na velocidade de rotação das pás. Os miniventiladores de mesa surgem como uma opção de uso prática, ao facilitar seu deslocamento e ocupar pouco espaço. Destacam-se alguns aparelhos que possuem um clipe na base para serem fixados em mesas ou divisórias.

Figura 09: Exemplos de ventiladores de mesa.



Fonte: Autora (2019).

Figura 10: Componentes de um modelo de ventilador de mesa.



Fonte: VENTISOL, sem data.

Ventiladores pequenos fazem parte de diversos equipamentos em ambientes de trabalho, como sistema de aquecimento e refrigeração, servidores e computadores, os quais podem contribuir significativamente para o alto nível de pressão sonora nos escritórios (BURGESS e THOMPSON, 2014).

O modelo de ventilador axial é o que apresenta o maior nível de pressão sonora, dentre os vários tipos de modelos existentes (BURGESS e THOMPSON, 2014), inclusive podem apresentar sons de alta frequência (DOE, 2003). Seu ruído aerodinâmico pode ser identificado pelo espectro sonoro – frequências discretas e banda larga (HASHIM *et al*, 2017).

Em um estudo sobre a fabricação de um ventilador silencioso, Nelson (2018) demonstra que decisões de projeto em relação às partes térmicas e mecânica dos ventiladores são essenciais, como a taxa de fluxo de ar, fluxo de ar de refrigeração e distorções da turbulência do fluxo de entrada. Ao modificar a resistência térmica e otimizar a troca de calor, reduz-se o $L_{w,A}$ de um ventilador em até 20 dB (NELSON, 2018). Vale salientar que peças soltas com o uso e poeira acumulada podem contribuir para o aumento do ruído emitido pelos ventiladores (BURGESS e THOMPSON, 2014).

Em 2012, uma pesquisa *on line* feita com 1.583 chineses por Huang *et al* (2013), indicou que 14% dos entrevistados consideraram inaceitável o uso de ventiladores em escritórios. Os principais motivos seriam o possível incômodo dentro do ambiente (como espalhar pilhas de papel), ruído e perda de espaço. Em contrapartida, as pessoas que consideraram aceitável ou declararam serem indiferentes citaram como vantagens do seu uso o fato de o ventilador ser ajustável e econômico (HUANG *et al*, 2013).

Estudos recentes analisaram os benefícios do uso dos ventiladores de mesa para resfriamento individual em climas quentes e úmidos, pois são capazes de proporcionar um ambiente termicamente confortável com baixo gasto de energia elétrica (ANDRÉ, 2019; HE *et al*, 2017). Principalmente quando comparados ao consumo de um aparelho de ar-condicionado.

Na pesquisa de André (2019), o principal motivo para o não acionamento dos ventiladores foi o ruído causado por seu funcionamento. Uma medição feita a 20 cm do aparelho registrou L_{Aeq} entre 43 e 50 dB, considerando as três velocidades disponíveis no modelo (ANDRÉ, 2019).

Ventiladores também estão presentes em salas de aulas no Brasil. A pesquisa de Oiticica, Alvino e Silva (2006) analisou 58 escolas do ensino fundamental em Maceió. O acionamento dos ventiladores presentes na sala de aula configurou um L_{Aeq} acima de 70 dB em 72,5% das salas. Em contrapartida, apenas 2,5% dos ambientes apresentaram L_{Aeq} acima desse valor quando os ventiladores estão desligados. O uso dos ventiladores em sala de aula também pode acarretar uma diminuição do STI, prejudicando a inteligibilidade na sala (AMORIM, 2007).

A escolha de um equipamento dentre tantos disponíveis no mercado pode ser influenciada pelo nível de pressão sonora emitido por ele. Muitas empresas utilizam-se dessa estratégia ao se referir a produtos como silenciosos em suas embalagens e propagandas. No Brasil, o Inmetro (Instituto Nacional de Metrologia Qualidade e Tecnologia) requer o selo

ruído apenas para venda de aspirador de pó, secador de cabelo e liquidificador. Nele identifica-se a potência sonora (NWS) e um valor entre um e cinco referente à classificação do produto entre mais ou menos silencioso (INMETRO, 2016). O selo, de fácil compreensão, facilita a escolha do consumidor e pressiona as indústrias a fabricarem produtos mais silenciosos (INMETRO, 2016).

Na União Europeia, para ventiladores domésticos de até 125 W de potência, essas informações estão disponíveis em um selo juntamente com informações sobre consumo energético anual e classificação em relação à eficiência energética. Esse dado demonstra uma maior consciência dos consumidores e empresas com seus produtos.

Além do ruído ocasionado pelo aparelho, algumas pessoas relacionam irritação nos olhos, nariz e garganta com uso do ventilador, porém uma pesquisa realizada em ambientes controlados com ventilador não encontrou correlação entre os dois (SCHIAVON *et al*, 2016).

3 METODOLOGIA

3.1 SELEÇÃO DOS ESCRITÓRIOS E MINIVENTILADORES

Os ambientes analisados neste trabalho foram 6 salas e laboratórios pertencentes ao Departamento de Matemática da Universidade Federal de Alagoas (Ufal). Todos os locais assemelham-se a salas de estudos coletivas e encontram-se divididos em 3 prédios – Instituto de Matemática velho (IM velho), Instituto de Matemática novo (IM novo) e Centro de Pesquisa em Matemática (CPMAT). As Figuras 11 e 12 mostram a localização desses prédios dentro do *campus* A. C. Simões da Ufal em Maceió, e as Figuras 13 a 15 mostram a visão externa dos mesmos.

Figura 11: Localização dos prédios na Ufal.



Fonte: Google Earth, adaptado pela autora (2020).

Figura 12: Identificação dos prédios do Departamento de Matemática da Ufal.



Fonte: Google Earth, adaptado pela autora (2020).

Figura 13: Foto do IM velho.



Fonte: Autora (2020).

Figura 14: Foto do IM novo.



Fonte: Autora (2020).

Figura 15: Foto do CPMAT.



Fonte: Autora (2020).

As salas foram separadas em 3 modelos por semelhança de dimensões e disposição dos locais de trabalho (*layout* do ambiente). São elas: os laboratórios de geometria diferencial e sistemas dinâmicos; de cidades inteligentes; de processamento de imagens; de computação e a sala dos alunos de mestrado – como listado no Quadro 04. Para facilitar o texto elas serão

enumeradas de 1 a 6. A Tabela 02 lista as dimensões das 6 salas e a característica principal dos modelos.

Quadro 04: Informações sobre as salas utilizadas na pesquisa.

Nome	Denominação	Modelo	Prédio
Laboratório de geometria diferencial e sistemas dinâmicos	Sala 1	A	CPMAT
Sala dos alunos de mestrado	Sala 2	A	IM velho
Laboratório de processamento de imagens	Sala 3	B	CPMAT
Laboratório de cidades inteligentes	Sala 4	B	CPMAT
Laboratório de geometria diferencial e sistemas dinâmicos	Sala 5	C	CPMAT
Laboratório de computação	Sala 6	C	IM novo

Fonte: Elaborado pela autora (2020).

Tabela 02: Tabela com dimensões e características de cada sala.

Modelo	Característica	Sala	Volume [m ³]	Área da planta baixa [m ²]	Altura [m]
A	Presença de baias individuais	1	77,2	24,3	2,87 – 3,48
		2	121,7	27,9	4,36
B	Salas retangulares similares	3	93,7	29,5	2,89 – 3,47
		4	93,4	29,4	2,89 – 3,47
C	Maiores volumes	5	133,1	41,9	2,88 – 3,46
		6	163,2	48,8	3,34

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

As medições foram realizadas durante o período de restrição das atividades presenciais dentro da universidade em razão da pandemia do corona vírus. Isso significa que as medições ocorreram em um ambiente praticamente vazio de pessoas e tráfego veicular, o que não representa as condições normais do uso das salas, porém os valores mensurados são relevantes para análise do ambiente.

Para compor a pesquisa foram adquiridos dois tipos de miniventiladores – de acordo com a fácil disponibilidade no mercado e baixo preço de venda – aqui denominados ventilador metálico (Figura 16) e ventilador de plástico (Figura 17).

Figura 16: Ventilador metálico.



Fonte: Autora (2020).

Figura 17: Ventilador de plástico.



Fonte: Autora (2020).

3.2 DESCRIÇÃO DOS AMBIENTES

Como explicitado na revisão bibliográfica, salas de estudo são facilmente encontradas nas instituições de ensino do Brasil. Na Ufal, existem diversas salas desse tipo nos institutos, sendo denominadas como laboratórios, grupos de pesquisa, bibliotecas setoriais ou sala dos alunos.

Esses ambientes oferecem espaço para estudos individuais, como também, são locais em que podem ocorrer orientações com professores e responsáveis, discussões em grupo ou ainda apresentação de trabalhos. Essas atividades são compatíveis com espaços de aprendizagem panorâmicos, entretanto muitas normas não abordam essa classificação de ambiente. Uma alternativa seria a análise desses ambientes como escritórios panorâmicos, pois possuem proximidade com as atividades realizadas, apesar de o espaço físico não apresentar as mesmas características.

As salas utilizadas nesta pesquisa foram as que possibilitaram fácil acesso para as medições. Seus tamanhos e configurações foram os mais abrangentes possível para analisar a influência da sala no ruído produzido pelos miniventiladores.

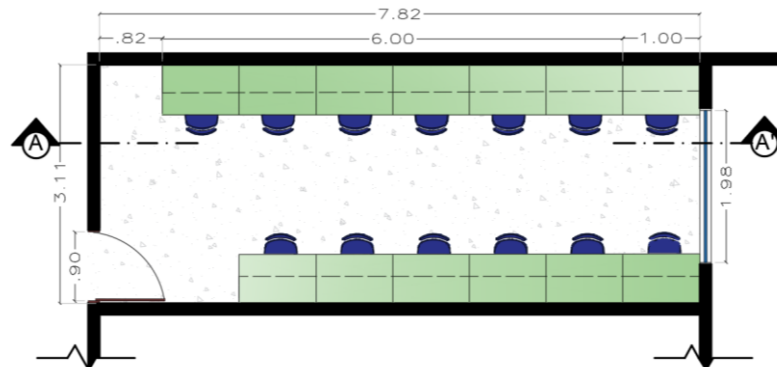
3.2.1 Modelo A

O primeiro modelo a ser analisado refere-se a salas compostas por baias de estudo utilizadas por alunos das pós-graduação; ambas as salas são retangulares e estreitas.

A sala 1 está localizada na porção leste do prédio CPMAT e possui entrada por um corredor interno. As dimensões são 3,11 m de largura e 7,82 m de comprimento; possui o teto inclinado com altura variando entre 2,87 m e 3,48 m (Figuras 18 e 19), sendo o volume correspondente a 77,2 m³. A pintura branca das superfícies possui acabamento com textura. No ambiente tem-se apenas uma janela de correr com dimensões 1,98 por 1,27 m, a qual possui persiana vertical de tecido. A porta de madeira possui dimensões de 0,9 m por 2,10 m. O piso da sala é de granilite.

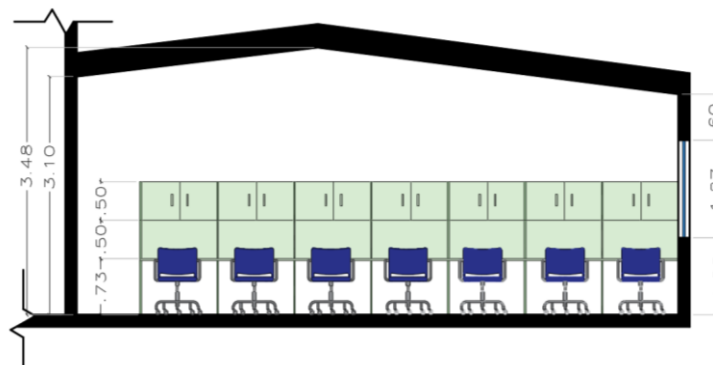
Na mesma parede da janela, temos instalado um aparelho de ar-condicionado modelo *split* da marca Gree. Segundo informações presentes na etiqueta do aparelho, a capacidade de refrigeração é de 30.000 BTU/h e possui vazão de ar de 1.200 m³.

Figura 18: Planta baixa da sala 1.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 19: Corte AA' da sala 1.

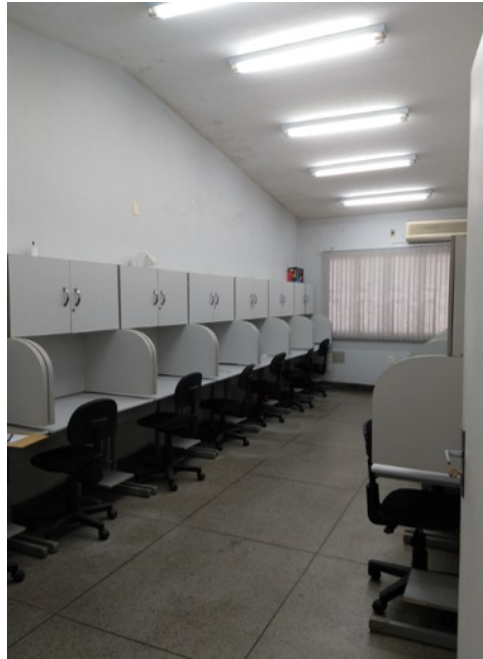


Fonte: Elaborada pela autora (2020).

O ambiente permite no máximo 13 pessoas ocupando baias individuais confortavelmente. A baia é composta por mesa, divisórias laterais e de fundo, além de um armário superior, como mostram as figuras 20 e 21.

Para a realização do cálculo do tempo de reverberação, detalhou-se a área das superfícies no ambiente, a qual está disposta na Tabela 03.

Figura 20: Foto da sala 1.



Fonte: Autora (2020).

Figura 21: Baia de estudo da sala 1.



Fonte: Autora (2020).

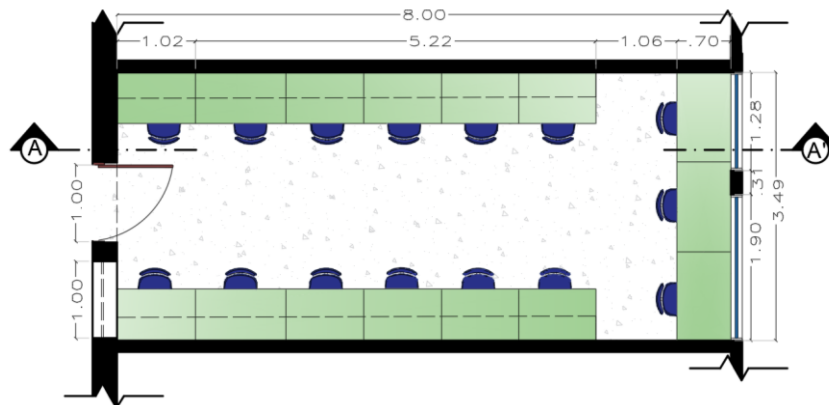
Tabela 03: Quadro de áreas da sala 1.

Descrição do material	Área [m ²]
Teto (reboco com textura)	24,48
Parede de alvenaria (reboco com textura)	50,55
Piso (granilite)	24,32
Porta de madeira	1,89
Cortina	2,51
Armário (fórmica)	32,84
Descrição do material	Unidade
Mesa	13
Cadeira	13

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

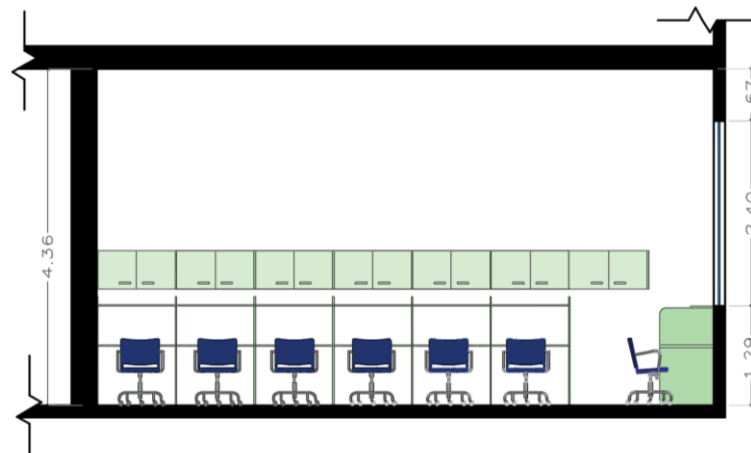
A sala 2 é a única localizada no prédio IM velho; seu acesso é por um corredor secundário. Como indicado na Figura 22, o ambiente possui 3,49 m de largura e 8 m de comprimento. Seu pé-direito é mais alto do que a sala 1 e não é inclinado, configurando um volume de 121,7 m³ (Figura 23). O ambiente possui duas janelas com *brises* móveis metálicos, além de uma janela fixa na parede oposta. A porta de madeira possui dimensões de 1 m por 2 m. O piso também é de granilite.

Figura 22: Planta baixa da sala 2.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 23: Corte AA' da sala 2.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

As baias são similares à da primeira sala, com a diferença de que tal baia possui apenas a divisória lateral, além de uma prateleira localizada embaixo do armário (Figura 24). A sala contém 12 baias individuais mais 2 armários suspensos e 3 conjuntos de mesas e cadeiras, essas localizadas no fundo da sala, o que permite uma ocupação máxima de 15 pessoas. A sala 2 é a única que possui um ar-condicionado de janela da marca Gree. As Figuras 25 e 26 mostram o interior da sala; já o quadro de áreas encontra-se na Tabela 04.

Figura 24: Baia de estudo da sala 2.



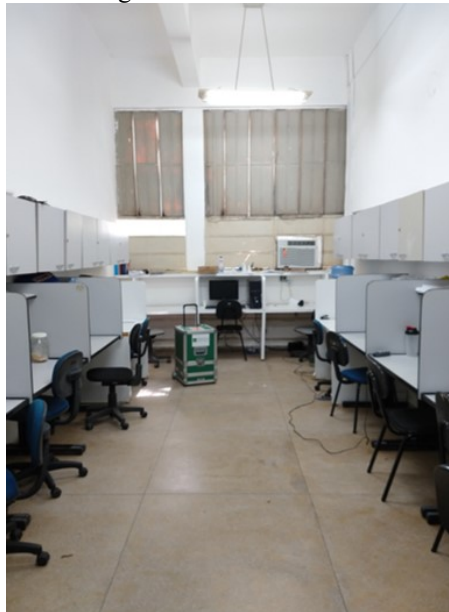
Fonte: Autora (2020).

Figura 25: Foto da sala 2



Fonte: Autora (2020).

Figura 26: Foto da sala 2.



Fonte: Autora (2020).

Tabela 04: Quadro de áreas da sala 2.

Descrição do material	Área [m ²] ou unidade
Teto (reboco liso)	33,04
Parede (reboco liso)	83,84
Piso	28,24
Porta de madeira	2,00
Janela de vidro	8,43
Armário (fórmica)	33,66
Descrição do material	Unidade
Mesa	15
Cadeira	15

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

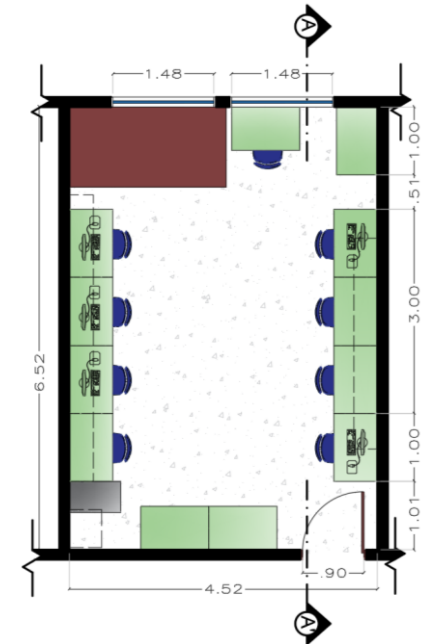
3.2.2 Modelo B

O modelo B é composto por duas salas adjacentes no prédio CPMAT. Utilizadas para pesquisa, elas possuem praticamente as mesmas dimensões.

A sala 3 possui comprimento de 4,52 m e largura 6,52 m com volume de 93,7 m³ (Figuras 27 e 28). Com formato retangular, possui uma porta de madeira de 0,9 m por 2,1 m e duas janelas de correr com dimensões de 1,48 m por 1,28 m, com persiana vertical de tecido. Possui teto inclinado com pé-direito entre 2,89 e 3,47 m. A pintura da parede e do teto tem acabamento com textura. O piso é de granilite. A sala também possui um ar-condicionado *split* da marca Gree, o qual possui capacidade de refrigeração de 24.000 BTU/h e vazão de ar de 1.200 m³/h. Na própria etiqueta da unidade interna do equipamento, há a informação do nível de ruído ponderado em A de 46 dB.

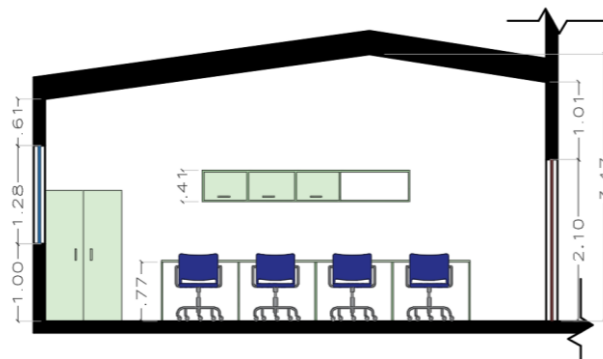
Em relação aos móveis, a sala possui 11 mesas de uso individual e 9 cadeiras, além de armários em madeira e metálicos designados para todos os usuários (Figuras 29 e 30). A parede adjacente à porta possui uma lousa de vidro, espaço também demarcado para uso do projetor de vídeo. A Tabela 05 apresenta a área das superfícies do ambiente.

Figura 27: Planta baixa da sala 3.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 28: Corte AA' da sala 3.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 29: Foto da sala 3.



Fonte: Autora (2020).

Figura 30: Foto da sala 3.



Fonte: Autora (2020).

Tabela 05: Quadro de áreas da sala 3.

Descrição do material	Área [m ²]
Teto (reboco com textura)	30,10
Parede de alvenaria (reboco com textura)	56,20
Piso (granilite)	29,47
Porta de madeira	1,89
Cortina	3,80
Armário (fórmica)	9,86
Armário (metálico)	3,89
Lousa de vidro	2,44
Descrição do material	Unidade
Mesa	12
Cadeira	9

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

A sala 4 possui um volume de 93,4 m³; diferencia da sala de mesmo modelo no quantitativo do mobiliário, descrito na Tabela 06. Possui um total de 11 conjuntos de mesas e cadeiras, mais uma mesa de madeira, armários suspensos, gabinetes metálicos e uma lousa de vidro, o que é o suficiente para todos os usuários da sala. Possui uma porta e duas janelas de correr com persiana vertical de tecido. Piso, parede e teto possuem as mesmas características da sala 3. O modelo de ar-condicionado *split* também é o mesmo. As Figuras 31 a 34 representam a planta baixa, corte e fotos do ambiente para melhor visualização.

Figura 34: Foto da sala 4.



Fonte: Autora (2020).

Tabela 06: Quadro de áreas da sala 4.

Descrição do material	Área [m ²]
Teto (reboco com textura)	30,10
Parede de alvenaria (reboco com textura)	51,23
Piso (granilite)	29,36
Porta de madeira	1,89
Cortina	3,80
Armário (fórmica)	11,10
Armário (metálico)	6,88
Lousa de vidro	2,44
Descrição do material	Unidade
Mesa	12
Cadeira	11

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

3.2.3 Modelo C

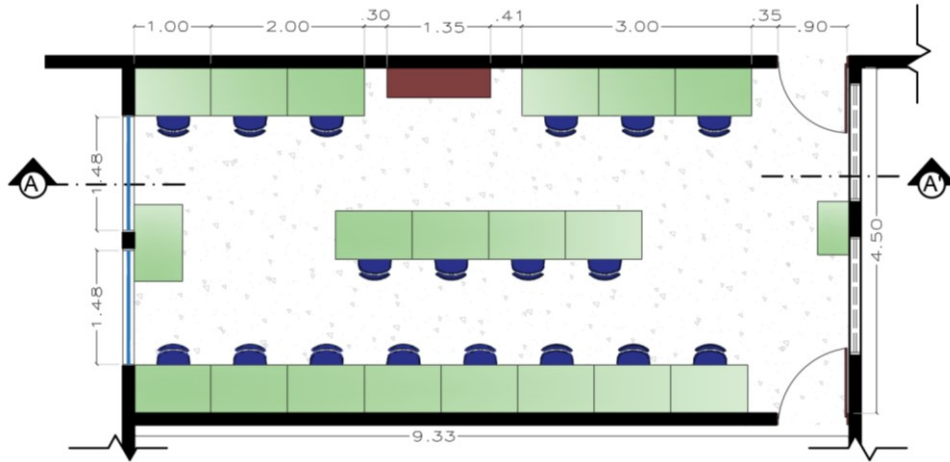
O modelo C é composto pelas salas com maiores volumes, sendo uma localizada no prédio CPMAT e outra no IM novo.

A sala 5 possui dimensões de 4,55 m por 9,33 m com um volume de 133,1 m³ (Figuras 35 e 36). Com acesso por um corredor, a sala possui duas portas de madeira, duas janelas de correr (as quais são cobertas por persiana vertical de tecido), duas janelas do tipo *maxim-ar*, dois móveis de madeira e 18 conjuntos de mesa e cadeira (Figuras 37 e 38).

Assim como todas as salas do prédio CPMAT, o acabamento do teto e parede é pintura com textura e o piso é granilite. O teto é inclinado com altura variando entre 2,88 m e

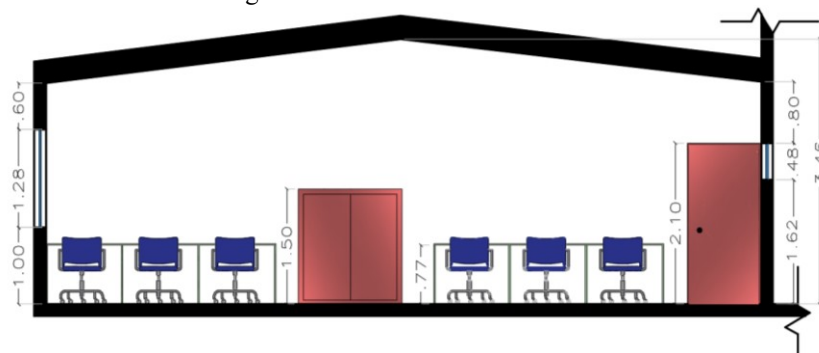
3,46 m. O ambiente é climatizado por um ar-condicionado *split* da marca Elgin com capacidade de refrigeração de 24.000 BTU/h.

Figura 35: Planta baixa da sala 5.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 36: Corte AA' da sala 5.



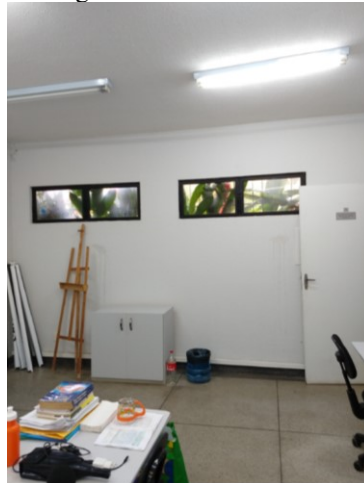
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 37: Foto da sala 5.



Fonte: Autora (2020).

Figura 38: Foto da sala 5.



Fonte: Autora (2020).

A Tabela 07 apresenta a descrição dos materiais presentes no ambiente e sua respectiva área de superfície ou quantidade.

Tabela 07: Quadro de áreas da sala 5.

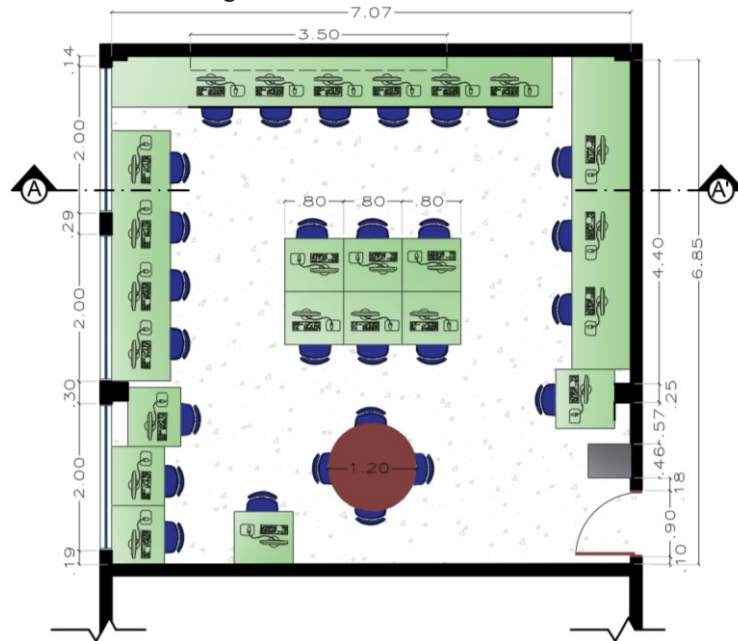
Descrição do material	Área [m²]
Teto (reboco com textura)	42,03
Parede de alvenaria (reboco com textura)	106,57
Piso (granilite)	42,00
Porta de madeira	3,78
Janela de vidro	3,79
Cortina	1,42
Armário (fórmica)	5,21
Descrição do material	Unidade
Mesa	19
Cadeira	18

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Por fim, temos a sala 6, localizada no primeiro andar do prédio IM novo (Figuras 39 a 43). A maior sala de todas possui um volume de 163,2 m³. Contém uma porta de madeira, três janelas de correr, um gabinete metálico, uma prateleira de madeira e uma lousa de vidro. O ambiente usado para aulas de informática possui diversas mesas encostadas nas paredes e no centro da sala, totalizando 28 cadeiras e 24 computadores – o que configura sua ocupação máxima. O teto e parede possuem pintura branca lisa, e assim como todos os ambientes o piso também é de granilite.

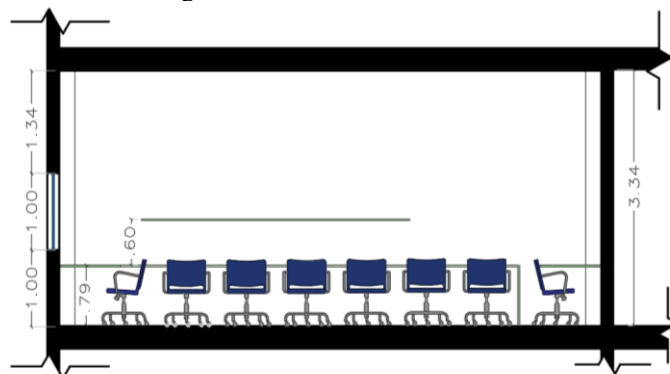
A sala possui o ar-condicionado *split* (modelo piso e teto) com maior capacidade dentre as salas analisadas. O aparelho da marca Electrolux possui capacidade de resfriamento de 60.000 BTU/h e recirculação de ar interno de 2.200 m³/h. A Tabela 08 apresenta a área das superfícies encontradas no ambiente.

Figura 39: Planta baixa da sala 6.



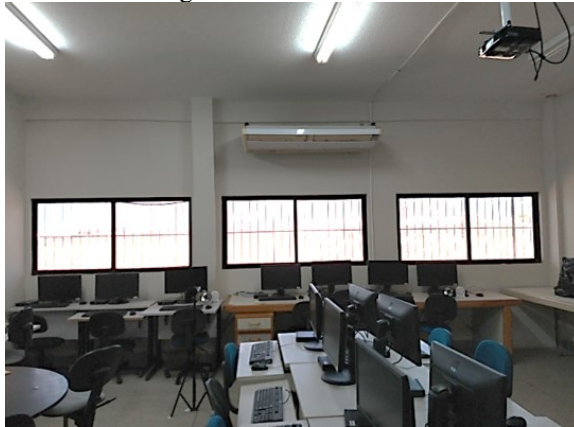
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 40: Corte AA' da sala 6.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 41: Foto da sala 6.



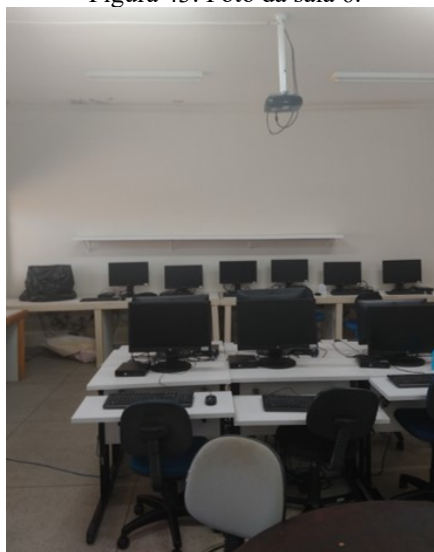
Fonte: Autora (2020).

Figura 42: Foto da sala 6.



Fonte: Autora (2020).

Figura 43: Foto da sala 6.



Fonte: Autora (2020).

Tabela 08: Quadro de áreas da sala 6.

Descrição do material	Área [m²]
Teto (reboco liso)	48,85
Parede de alvenaria (reboco liso)	77,58
Piso (granilite)	48,85
Porta de madeira	1,89
Janela de vidro	5,88
Armário (metálico)	2,42
Prateleira (fórmica)	1,40
Lousa de vidro	2,44
Descrição do material	Unidade
Mesa	27
Cadeira	28

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

3.3 DESCRIÇÃO DOS MINIVENTILADORES

3.3.1 Ventilador metálico

Produto importado da China, o miniventilador metálico pode ser encontrado à venda por diversas marcas, inclusive a marca brasileira Ventisol – a empresa, porém, retirou o produto da linha de produção.

Esse ventilador possui estrutura metálica vazada com diâmetro de 14,7 cm. Na parte posterior, encontra-se o botão de acionamento para uma única opção de velocidade. O modelo permite ajuste de posição em 360° no sentido horizontal. Funciona apenas por conexão USB – o que em algumas medições trouxe limitações para seu posicionamento no ambiente.

A grade frontal é fixada por 3 parafusos; ao retirá-la, a hélice também parafusada de 4 pás fica exposta. Atrás da hélice, tem-se uma peça de plástico que protege o motor. A figura a seguir mostra o ventilador desmontado.

Figura 44: Ventilador metálico desmontado.



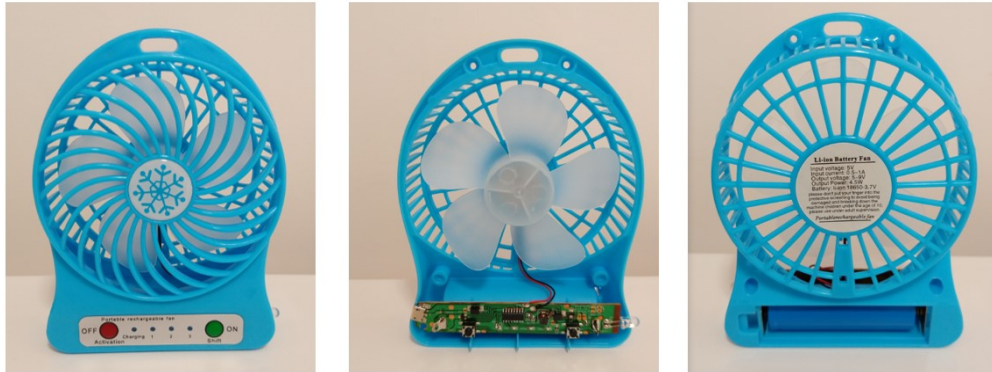
Fonte: Autora (2020).

As informações técnicas apresentadas na embalagem do produto são: tensão de 5 V, potência de 2,5 W, peso 340 g, largura de 147 mm, espessura de 78 mm e altura de 147 mm, além do comprimento do cabo USB de 1,2 m.

3.3.2 Ventilador de plástico

O outro modelo de miniventilador utilizado na pesquisa, também importado da China, é feito de plástico duro colorido. A estrutura externa possui 10,6 cm de largura, 4 cm de espessura e 14 cm de altura. A grade é vazada (com exceção da base), e é fixada por 4 parafusos. A hélice, também de plástico, é composta por 5 pás curvadas com diâmetro de 8,5 cm, e é colada à peça central do ventilador (Figura 45).

Figura 45: Ventilador de plástico desmontado.



Fonte: Autora (2020).

O aparelho possui dois botões – um de acionamento e outro para desligar. Funciona com pilha recarregável de li-ion 3,7 V ou por cabo USB. Possui três opções de velocidade de acionamento. Há também uma luz embutida na lateral – porém não funciona simultaneamente com o ventilador.

Na parte posterior do produto, há algumas informações técnicas são elas: potência de 4,5 W, corrente entre 0,5 a 1 A e tensão de 5 a 9 V.

3.4 MATERIAIS E MÉTODOS

As medições ocorreram em dias úteis da semana entre 8 h e 14 h. Os dados de temperatura e umidade foram consultados no *site* da Rede de Meteorologia do Comando da Aeronáutica (Redemet), visto que os disponíveis no Instituto Nacional de Meteorologia (Imet) da cidade de Maceió eram os referentes apenas às 12h. A tabela a seguir mostra os dados referente a cada medição.

Tabela 09: Dados de temperatura e umidade das medições realizadas.

Local	Medição	Data	Hora	Temperatura [°C]	Umidade [%]
Sala 1	NPS	06/08/2020	12h	21	94
		24/08/2020	8h	21	94
Sala 1	Resposta impulsiva	12/08/2020	13h	27	65,5
Sala 2	NPS	12/08/2020	10h	23	78,5
Sala 2	Resposta impulsiva	12/08/2020	9h	23	83
Sala 3	NPS	03/08/2020	9h	25	65
		08/09/2020	9h	19	94
Sala 3	Resposta impulsiva	12/08/2020	14h	30	66
Sala 4	NPS	03/08/2020	11h	20	100
Sala 4	Resposta impulsiva	12/08/2020	11h	18	100
Sala 5	NPS	04/08/2020	9h	20	94
Sala 5	Resposta impulsiva	12/08/2020	12h	26	70
Sala 6	NPS	04/08/2020	11h	22	88
Sala 6	Resposta impulsiva	14/08/2020	9h	18	100

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

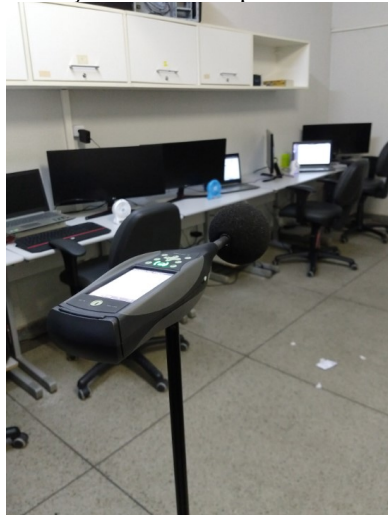
3.4.1 Equipamentos

As medições acústicas foram realizadas com o sonômetro *Analyzer 2270 Brüel & Kjær*, e para a medição das respostas ao ruído interrompido das salas acrescentou-se a fonte sonora omnidirecional DCC-100 com potência de 300W da Grom e o amplificador PSC2.400 da *Hypex electronics*.

Salienta-se que a fonte e amplificador são bivoltts, e apenas na sala 5 foi necessário o uso dos equipamentos na tensão elétrica de 110 V, a fim de evitar manter a porta entreaberta durante as medições.

As Figuras 46 e 47 mostram os equipamentos durante as medições.

Figura 46: Medição do nível de pressão sonora na sala 4.



Fonte: Autora (2020).

Figura 47: Medição da resposta impulsiva da sala 5.



Fonte: Autora (2020).

3.4.2 Posicionamento e configuração das medições

A medição do nível de pressão sonora dos ambientes seguiu o indicado pela NBR 10152, que determina o mínimo de 3 pontos de medição, salvo ambientes com mais de 30 m². Isso implicou a variação da quantidade de pontos de medição de acordo com as salas – para as salas do modelo C foram designados 4 pontos, e, com intuito de representar melhor o ambiente, a sala 3 também recebeu um ponto extra. Os pontos devem distanciar no mínimo 1 m de superfícies e elementos com significativa transmissão sonora e entre eles sugere-se uma

distância mínima de 0,7 m (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2020).

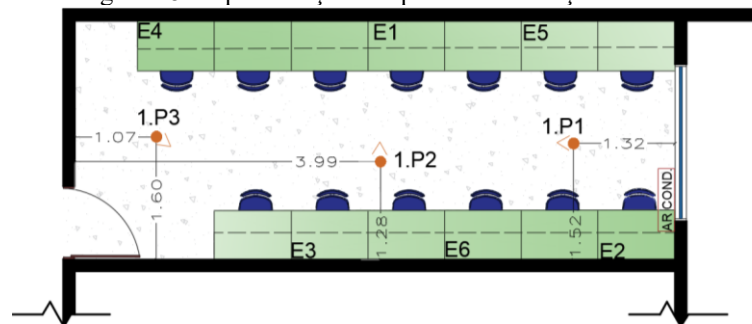
As medições foram realizadas no período diurno e com apenas uma pessoa dentro da sala. Seguindo a indicação da norma, as alturas dos pontos variaram entre 1,10 e 1,40 m (Tabela 10). As Figuras 48 a 53 mostram as posições do sonômetro em cada sala, sendo identificadas pelo número da sala, a letra P e o número representativo da altura. As figuras também mostram a posição do ventilador, a qual está representada pela letra E seguida do número indicativo da ordem de introdução do aparelho no ambiente.

Tabela 10: Altura dos pontos de medição.

Ponto	Altura [m]
P1	1,10
P2	1,20
P3	1,30
P4	1,40

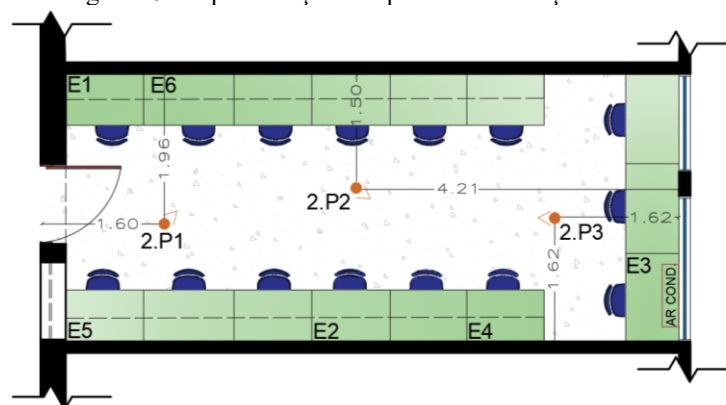
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 48: Representação dos pontos de medição na sala 1.



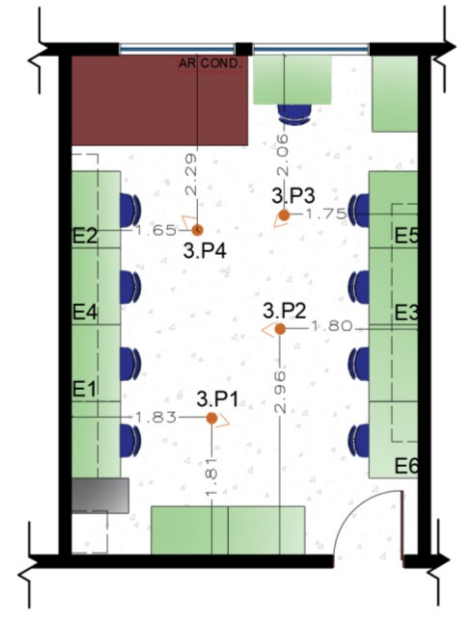
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 49: Representação dos pontos de medição na sala 2.



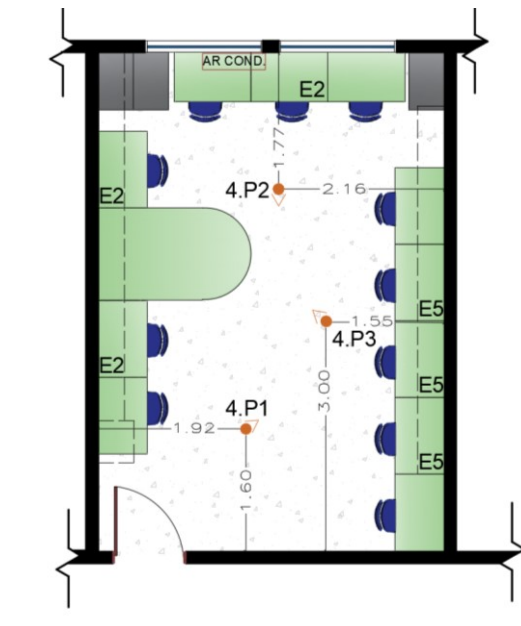
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 50: Representação dos pontos de medição na sala 3.



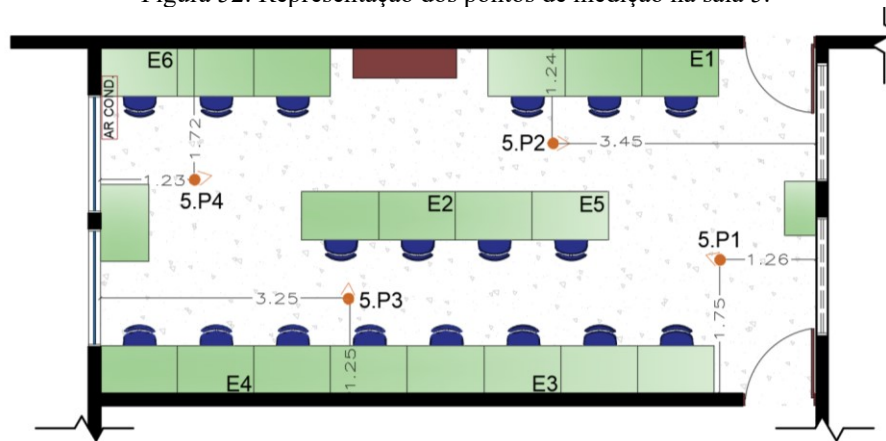
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 51: Representação dos pontos de medição na sala 4.



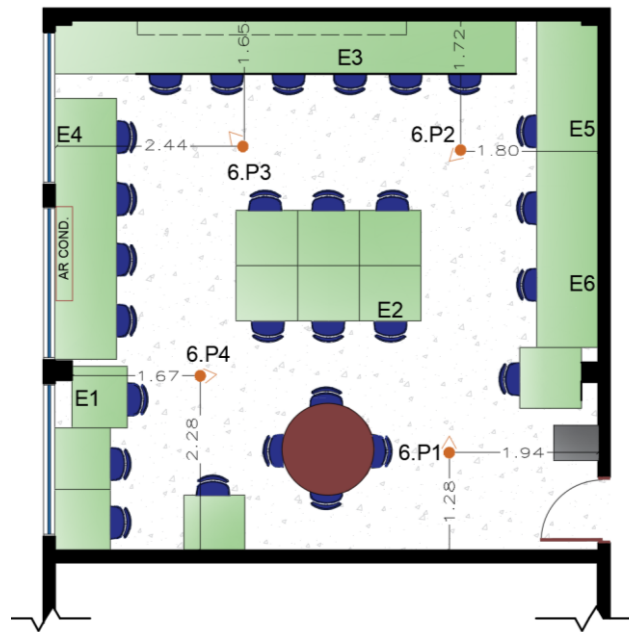
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 52: Representação dos pontos de medição na sala 5.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 53: Representação dos pontos de medição na sala 6.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Como o ruído do ventilador pode ser considerado estacionário – apresenta pouca variação – a medição durou 30 segundos, o mínimo permitido pela norma. Os ventiladores foram posicionados em cima de algumas mesas da sala, objetivando uma distribuição homogênea. Em todos os ambientes foram analisadas 11 situações de medição em cada ponto, apresentadas no Quadro 05.

Os ventiladores foram representados por siglas. O ventilador metálico corresponde a VM, já o ventilador de plástico foi definido por V, antecedendo a letra está a quantidade de aparelhos usados na medição e, depois da letra, a velocidade de rotação das pás.

Quadro 05: Situações de medição nas salas de estudo.

Situação	Características	Posição do ventilador
Som residual	Sem funcionamento de sistemas de ventilação e resfriamento	-
Ar-condicionado	Apenas com o funcionamento do ar-condicionado	-
1VM	Acionamento de 1 ventilador metálico	E1
3VM	Acionamento de 3 ventiladores metálicos	E1 a E3
6VM	Acionamento de 6 ventiladores metálicos	E1 a E6
1V1	Acionamento de 1 ventilador de plástico na velocidade 1	E1
1V2	Acionamento de 1 ventilador de plástico na velocidade 2	E1
1V3	Acionamento de 1 ventilador de plástico na velocidade 3	E1
3V1	Acionamento de 3 ventiladores de plástico na velocidade 1	E1 a E3
6V1	Acionamento de 6 ventiladores de plástico na velocidade 1	E1 a E6
3V13V2	Acionamento de 3 ventiladores de plástico na velocidade 1 e 3 ventiladores na velocidade 2	E1 a E6

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Todas as salas seguiram tal configuração, com exceção da sala 2. Por possuir poucas tomadas elétricas na sala, foi necessário utilizar dois ventiladores metálicos na mesma posição para a situação com 6 ventiladores. Isso quer dizer que, nessa situação, o ventilador que deveria estar na bancada E5 foi posicionado na bancada E6. Isso não se repetiu nas medições com o ventilador de plástico, pois o mesmo funciona com pilha.

Os resultados de cada ponto foram somados logaritmicamente como indicado pela norma, e resultaram em um NPS representativo do ambiente. Esses valores foram comparados com o indicado pela norma brasileira, a qual estabelece que escritórios coletivos devam possuir um L_{Aeq} igual ou inferior a 45 dB, com uma tolerância de até 5 dB (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2020).

O ar-condicionado *split* foi configurado da mesma forma em todos ambientes: 21 °C, velocidade máxima do vento, modo frio e palhetas fixas; apenas uma sala foi configurada diferente, por possuir um ar-condicionado de janela. Nesse caso, utilizou-se a posição de menor temperatura dentre 7 opções e modo frio médio (*med cool*).

A medição da resposta impulsiva da sala para cálculo de parâmetros acústicos baseou-se na NBR ISO 3382-2. O tamanho das salas impossibilitou o procedimento de medição indicado pela parte 3 (escritórios de planta livre). Além disso, a norma indica seguir a parte 2 caso o tempo de reverberação for importante para o estudo.

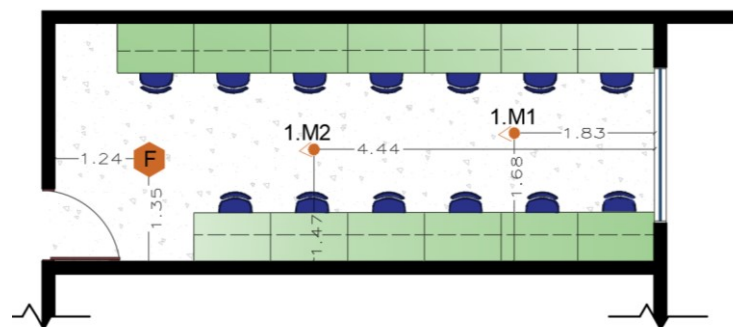
Ressalta-se que a norma define como som residual os sons contínuos não provenientes de ações humanas, como sons de equipamentos e sistema de climatização. Entretanto, tendo esta pesquisa como objetivo analisar exatamente o ruído dos ventiladores, a medição som residual aqui denominada exclui o ruído proveniente do ar-condicionado e ventiladores. E nessa situação foi calculado o EDT e T_{30} .

A fonte omnidirecional foi mantida na mesma posição durante as medições, mas optou-se por utilizar duas alturas distintas: 1,2 m (altura da cabeça de uma pessoa sentada) e 1,6 m; e variar a quantidade de pontos de acordo com o tamanho da sala – 2 pontos usados no modelo A, mais 1 ponto no modelo B e mais 2 pontos nas salas do modelo C.

Em cada posição do sonômetro foram registradas mais de 10 interrupções de ruído, as quais apresentaram uma grande variação. Por isso foram selecionadas as 2 interrupções que proporcionaram resultados mais próximos. O resultado final da sala foi calculado por meio da média de todas as medições. O sonômetro registrou e calculou o T_{30} e EDT das frequências de 100 a 3.150 Hz.

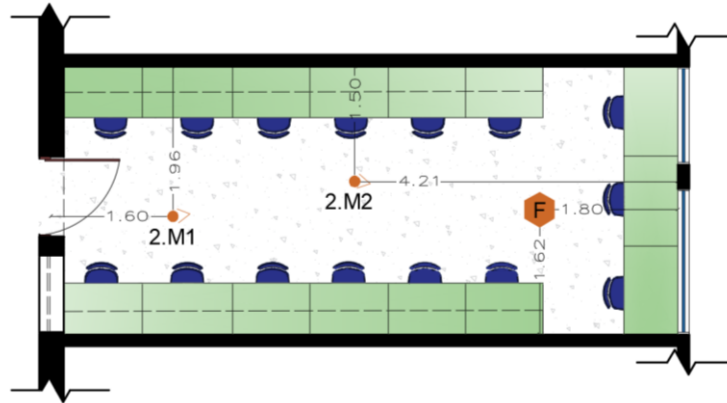
As figuras 54 a 59 mostram o posicionamento dos equipamentos nos 6 ambientes, sendo a posição da fonte representada por um hexágono e a letra F, enquanto a posição do microfone está identificada pelo número da sala, juntamente com a letra M e o número indicativo da ordem de medição.

Figura 54: Representação dos pontos de medição na sala 1.



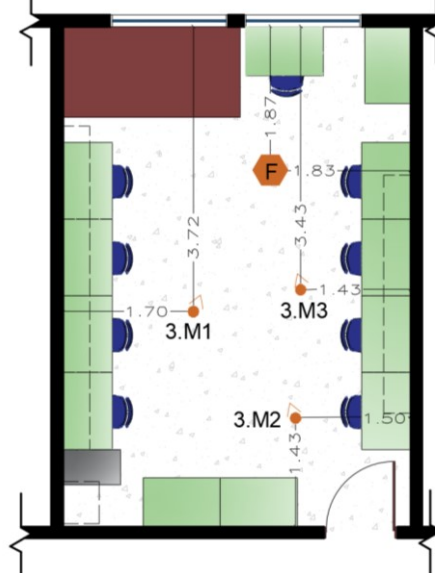
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 55: Representação dos pontos de medição na sala 2.



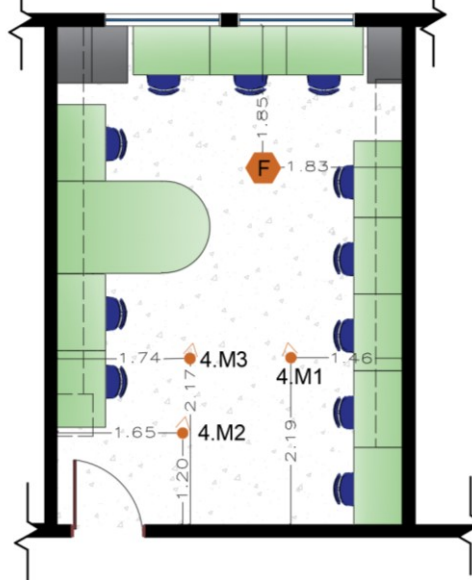
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 56: Representação dos pontos de medição na sala 3.



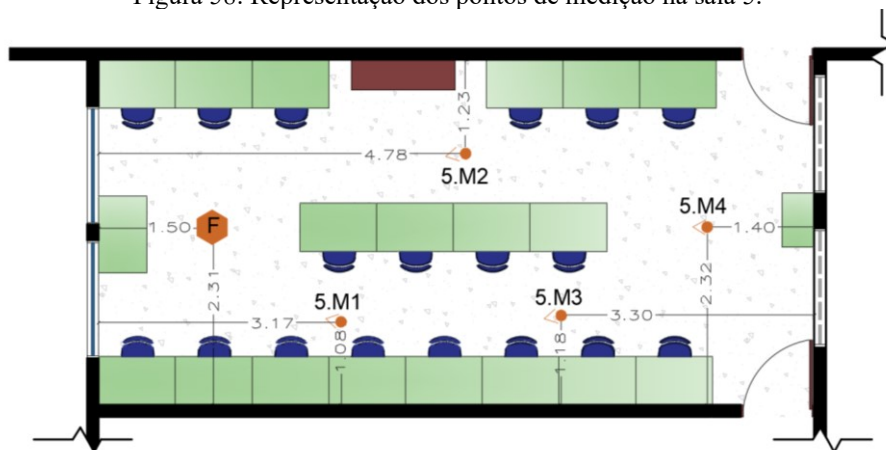
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 57: Representação dos pontos de medição na sala 4.



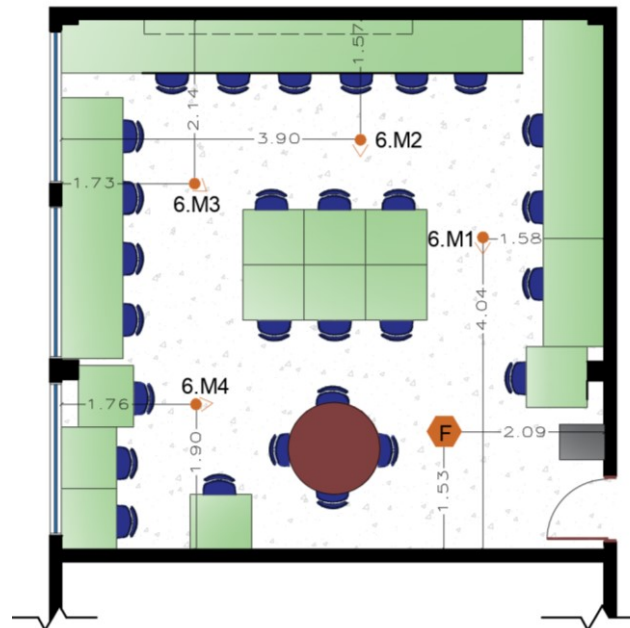
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 58: Representação dos pontos de medição na sala 5.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 59: Representação dos pontos de medição na sala 6.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

3.4.3 Avaliação das curvas de ruído

As curvas de ruído NC foram avaliadas em todas as situações. Os NPS por frequência foram comparados às curvas pelo método tangencial, indicando a classificação do ambiente, o qual foi comparado ao estimado pela norma brasileira em relação a escritórios panorâmicos em NC40 com tolerância até NC45.

Para complementar a análise, também foi feita a classificação das curvas RC Mark II. As situações referentes aos melhores e piores resultados serão discutidas no Capítulo 4. Os resultados, QAI e PSIL de cada situação, são apresentados no Apêndice B.

3.4.4 Avaliação dos parâmetros acústicos

Alguns parâmetros acústicos utilizados para analisar as salas destinadas à fala foram calculados – são eles o STI e o D_{50} . O STI foi calculado pelo método disposto na seção 2.2.3, utilizando para relação sinal-ruído os valores - 10 e 10 dB, apresentados por Galbrun e Kitapci (2014) como os valores extremos de STI alcançados no ambiente. Para a obtenção da definição foi utilizada a equação 8 apresentada na seção 2.3.4.

Além disso, a medição da resposta impulsiva da sala resultou nos parâmetros EDT e T_{30} .

3.4.5 Cálculo do tempo de reverberação

O tempo de reverberação foi calculado analiticamente pelas fórmulas de Sabine e Eyring, de acordo com a metragem das superfícies e mobiliário de cada sala. O coeficiente de absorção foi retirado dos livros *Acústica Aplicada ao Controle do Ruído* (BISTAFA, 2018), *Architectural Acoustics* (LONG, 2006) e *Acústica Arquitetônica e Condicionamento de Ar* (SILVA, 1997). Eles encontram-se dispostos na Tabela 11. Vale ressaltar que os dados são uma aproximação dos valores reais, considerando a dificuldade de encontrar o coeficiente de absorção dos materiais utilizados nos ambientes.

Tabela 11: Tabela dos coeficientes de absorção por frequência dos materiais encontrados nas salas.

Superfície	Coeficiente de absorção					
	125	250	500	1.000	2.000	4.000
Reboco com textura ^a	0,02	0,03	0,04	0,05	0,04	0,03
Reboco liso ^a	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	0,04
Piso ^a	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02
Porta de madeira ^a	0,24	0,19	0,14	0,08	0,13	0,1
Janela de vidro ^a	0,35	0,25	0,18	0,12	0,07	0,04
Cortina ^a	0,07	0,31	0,49	0,75	0,7	0,6
Armário (fórmica) ^b	0,3	0,25	0,2	0,17	0,15	0,1
Armário (metálico) ^c	0,02	0,02	0,02	-	-	-
Lousa de vidro ^a	0,35	0,25	0,18	0,12	0,07	0,04
Mesa ^a	0,02	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08
Cadeira ^a	0,01	0,01	0,01	0,02	0,04	0,05
Cadeira ocupada ^a	0,2	0,28	0,32	0,37	0,41	0,44

^a fonte: BISTAFA, 2018

^b fonte: LONG, 2006

^c fonte: SILVA, 1997

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

O volume do ambiente é um dado com alta influência no tempo de reverberação, por isso a Tabela 12 lista todas as dimensões dos ambientes em estudo.

Tabela 12: Tabela com características de cada sala.

Sala	Volume [m ³]	Área da planta baixa [m ²]	Altura [m]
1	77,2	24,3	2,87 – 3,48
2	121,7	27,9	4,36
3	93,7	29,5	2,89 – 3,47
4	93,4	29,4	2,89 – 3,47
5	133,1	41,9	2,88 – 3,46
6	163,2	48,8	3,34

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

O valor de referência para o tempo de reverberação foi baseado na norma inglesa referente a acústica em ambientes escolares BB93, a qual determina um TR menor ou igual a 0,5 s (Tabela 13). Esse valor refere-se a ambientes mobiliados e desocupados.

Tabela 13: Valores de referência para ambientes *open-plan* segundo a BB93 (Reino Unido).

Ambiente	Tempo de reverberação ótimo [s] $T_{\text{ótimo}} = (T_{500\text{Hz}} + T_{1.000\text{Hz}} + T_{2.000\text{Hz}}) / 3$
<i>Open-plan</i> : área de ensino	$\leq 0,5$

Fonte: DEPARTMENT FOR EDUCATION, traduzido pela autora, (2015).

3.4.6 Modos acústicos e frequência de Schroeder

Durante as medições de resposta impulsiva, atentou-se para a necessidade de determinar os 10 primeiros modos acústicos axiais e a frequência Schroeder das salas, pois poderiam interferir na propagação de sons dentro do ambiente e, conseqüentemente, nos resultados das medições.

A análise acústica por meio das teorias geométricas e estatísticas na região dos modos acústicos sem levá-los em consideração gera, inclusive, um resultado com grandes erros de predição para salas pequenas (BRANDÃO, 2018).

O cálculo dos modos acústicos está exposto na seção 2.5 e utilizou-se a média entre o tempo de reverberação de Sabine e de Eyring na frequência de 500Hz, considerando o ambiente vazio. Os valores mais interessantes para o estudo encontram-se no Capítulo 4 junto aos resultados; os demais valores encontram-se no Apêndice D.

3.4.7 Medição da potência sonora dos miniventiladores

A determinação da potência sonora da fonte de ruído (NWS) foi realizada na câmara reverberante do Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA) do departamento de Engenharia Mecânica da UFSC.

O local foi escolhido por apresentar os requisitos técnicos determinados pela norma ISO 3741/2010, a qual discorre sobre o procedimento de medição de nível de potência sonora em câmaras reverberantes.

Há a possibilidade de dois métodos de medição – o direto ou por comparação, utilizando uma fonte de referência. O método escolhido foi o direto, onde primeiro encontra-

se o tempo de reverberação da câmara. O procedimento, representado na Figura 60, conta com a utilização de 5 microfones e uma fonte dodecaédrica, a qual foi posicionada em três locais distintos, respeitando-se as distâncias indicadas na norma.

Figura 60: Foto do procedimento de medição do tempo de reverberação da câmara reverberante no LVA-UFSC.



Fonte: Autora (2019).

Após esse procedimento, foi colocado o miniventilador ligado em cima de uma bancada dentro câmara reverberante (Figura 61). Um dos 5 microfones foi posicionado em uma haste giratória (*rotate boom*), a qual determinou o tempo de medição em 2 minutos para contemplar 2 voltas do microfone.

Figura 61: Foto do procedimento de medição da potência sonora do miniventilador no LVA-UFSC.



Fonte: Autora (2019).

Por fim, o NWS dos ventiladores foi calculado por meio das equações 15 e 16, apresentadas a seguir.

$$NWS = NPS - 10 \log \left(\frac{4}{A_s} \right) \text{ dB} \quad (15)$$

$$A_s = \frac{55,26 V}{c_0 TR_{mdio}} \quad (16)$$

Sendo:

NPS nível de pressão sonora [dB]

A_s absorção sonora [m^2 - Sabine];

V volume da câmara [m^3];

c_0 velocidade do som no ar a uma determinada temperatura [m/s];

TR_{mdio} tempo de reverberação da câmara [s];

4 RESULTADOS

Neste item iremos elencar os resultados obtidos. Primeiro, serão analisados os dados referentes ao nível de potência sonora (NWS) dos dois ventiladores obtidos na câmara reverberante.

Demais resultados irão ser analisados por sala em todas as situações, sendo separados por modelo. Os resultados e valores por ponto serão apresentados nos apêndices A a D. O NPS será apresentado por frequência de terço de banda de oitava de 50 Hz a 10 kHz para cada sala com os ventiladores desligados e em funcionamento. Em seguida, a classificação das curvas de ruído NC e RC Mark II.

Também serão apresentados os dados relativos às salas – são eles: o tempo de reverberação analítico, os parâmetros EDT, T_{30} , D_{50} e STI e os modos acústicos. Por fim, a seção 4.5 traz uma discussão sobre todos os dados expostos anteriormente.

4.1 AVALIAÇÃO DA POTÊNCIA SONORA DOS VENTILADORES

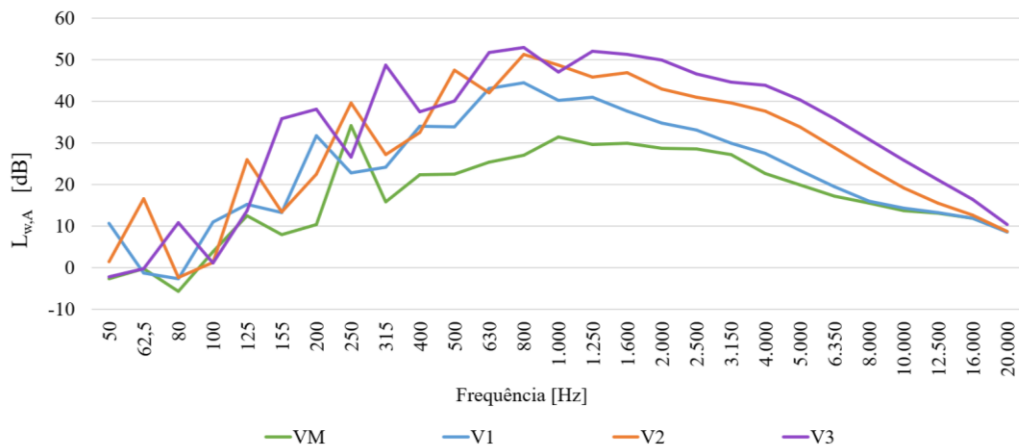
A Figura 62 apresenta os valores de $L_{w,A}$ por frequência de terço de banda de oitava de 50 a 20.000 Hz. O ventilador metálico (VM) apresenta um pico na frequência de 250 Hz, e a partir de 400 Hz possui níveis mais estáveis. Os valores diminuem consideravelmente a partir de 3.150 Hz.

Já o ventilador de plástico apresenta outras características. Seu maior valor de potência é na frequência de 800 Hz em todas as opções de velocidade, depois apresenta um declínio constante até o nível de potência de 10 dB na frequência de 20.000 Hz.

Nas baixas frequências, temos um gráfico com muitas variações e picos distintos em relação à velocidade do ventilador. Na velocidade mais baixa (V1), o pico é de 32 dB em 200 Hz, na velocidade intermediária (V2) é de 40 dB em 250 Hz e na maior velocidade (V3), de 49 dB em 315 Hz.

Também podemos relacionar a faixa predominante de frequência entre 250 e 4.000 Hz encontrada em todas situações com os maiores valores de potência sonora dos dois tipos de ventilador analisados. Para os ventiladores metálicos, essa faixa corresponde a valores entre 16 e 34 dB, e para o ventilador de plástico essa faixa varia entre 23 e 44 dB para a velocidade 1, 27 a 51 dB para a velocidade 2 e 27 a 53 dB para a velocidade 3.

Figura 62: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo dos ventiladores.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Em relação aos valores totais de potência sonora equivalente ponderada em A, temos que o ventilador metálico possui a menor potência, $L_{w,A}$ igual a 40 dB. O ventilador de plástico apresenta um aumento da potência sonora de aproximadamente 5 dB ao aumentar a velocidade de rotação das pás, sendo o maior valor $L_{w,A}$ 60 dB.

4.2 MODELO A

4.2.1 Medição acústica - NPS

Como dito anteriormente, foram estudadas 11 situações de uso do ambiente referente ao ruído de fundo (ver Quadro 03 na seção 3.4.2), climatização artificial e ventilação mecânica. A Figura 63 mostra o $L_{Aeq,30s}$ resultante dos dois ambientes classificados como modelo A com destaque para o limite de 45 dB e tolerância de 5 dB propostos pela NBR 10152.

O resultado indica que a situação som residual está dentro do sugerido pela norma nos dois ambientes. Ao introduzirmos o ar-condicionado, o NPS supera o proposto pela norma em até 7 dB - sendo uma variação claramente perceptível para o ouvido humano, pois temos que o aumento de 3 dB já corresponde ao dobro da pressão sonora.

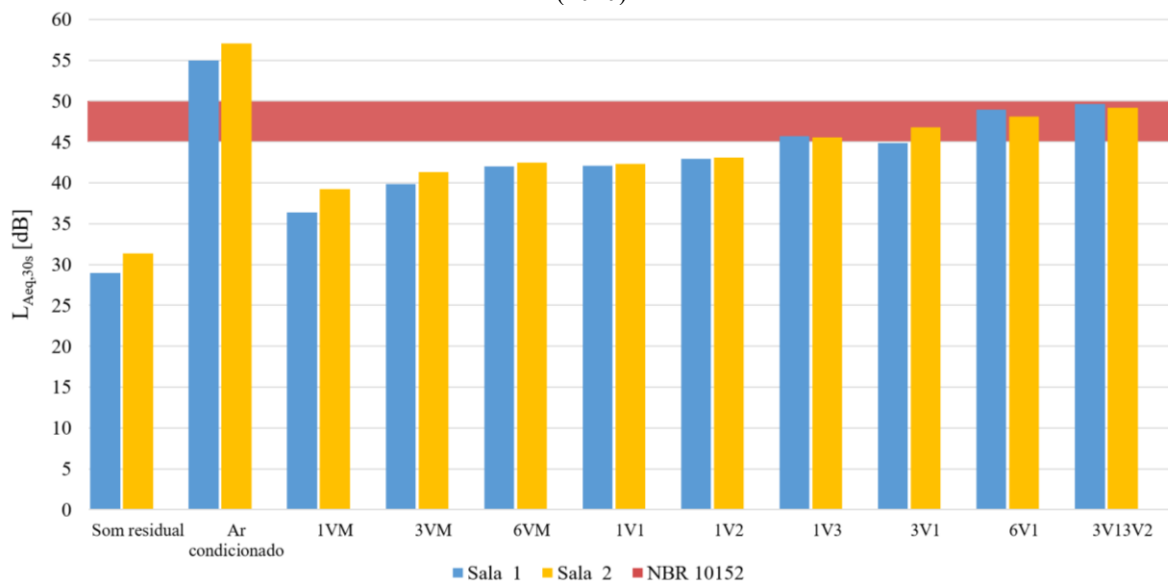
Ao compararmos o uso de apenas um ventilador, temos o ventilador metálico como mais silencioso do que o de plástico, inclusive em relação a todas opções de velocidade do equipamento de plástico. O NPS de um único ventilador metálico na sala 1 é 6 dB menor que

o ventilador de plástico na velocidade 1, e 10 dB menor do que ele na velocidade 3. Essa comparação na sala 2 é um pouco menor, sendo 3 e 7 dB, respectivamente.

Pelo gráfico, o aumento da velocidade de rotação das pás no ventilador de plástico, implica um aumento do NPS, porém esse aumento é mais significativo na maior velocidade – inclusive, nas duas situações analisadas com 6 ventiladores desse modelo, a variação foi de 1 dB nas duas salas.

A comparação em relação ao número de ventiladores acionados mostra que o ventilador metálico continua sendo o mais silencioso. É interessante salientar que o NPS da situação com 6 ventiladores metálicos ligados é igual a de 1 ventilador de plástico na velocidade mais baixa. A partir do uso de três ventiladores de plástico, o NPS da sala encontra-se na faixa de tolerância indicada pela norma.

Figura 63: Nível de pressão sonora equivalente das salas 1 e 2 com ênfase no limite proposto pela NBR 10152 (2020).



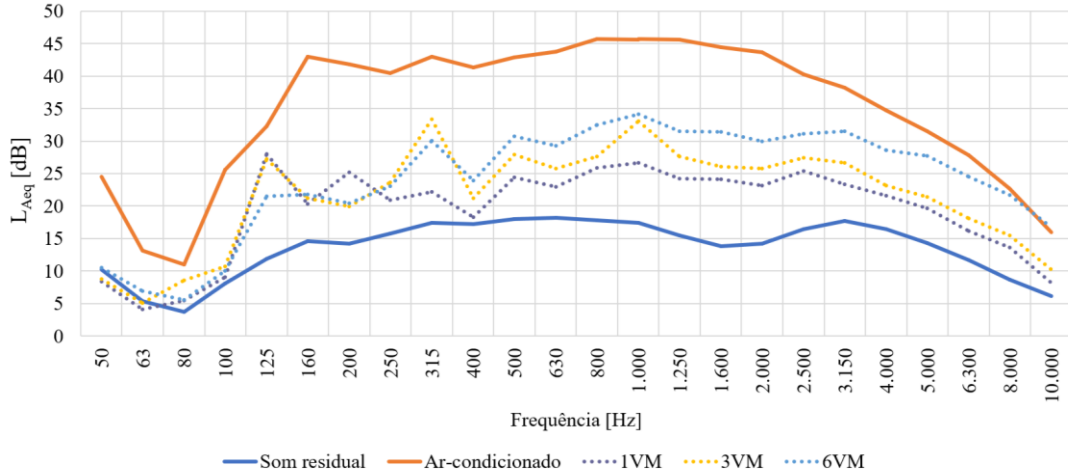
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Em relação ao espectro sonoro do ambiente, temos as Figuras 64 a 69 representando as salas 1 e 2. Por ambos os gráficos, observamos que o espectro do som residual e do ar condicionado são os que apresentam menor variação em média frequência (200 a 2.000 Hz).

Ambos ventiladores possuem predominância nas frequências de 250 a 4.000 Hz. Esses valores são condizentes com os encontrados na análise da potência sonora dos ventiladores.

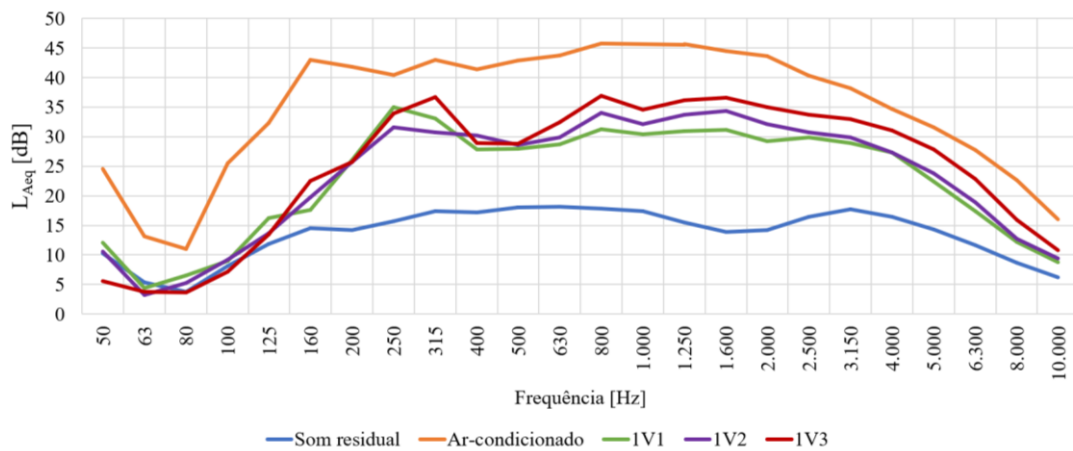
Os ventiladores de plástico apresentam pico nas frequências de 250 e 315 Hz em todas situações. Já as medições com os ventiladores metálicos apresentam picos de NPS nas frequências de 125 e 315 Hz.

Figura 64: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 1.



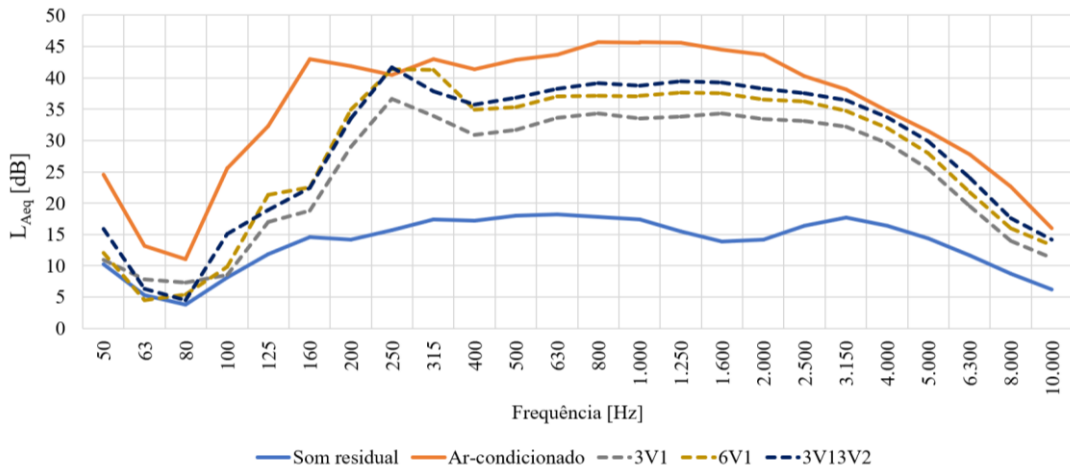
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 65: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 1.



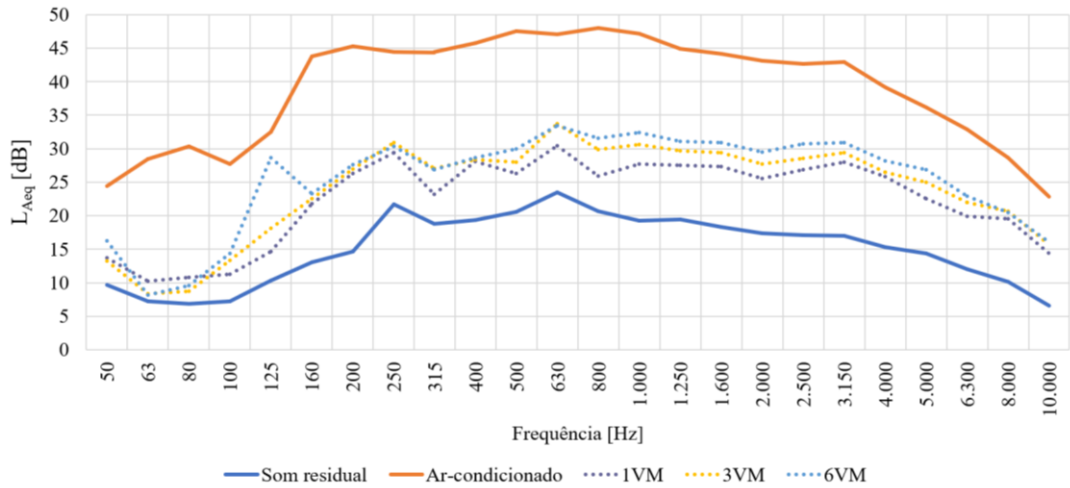
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 66: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 1.



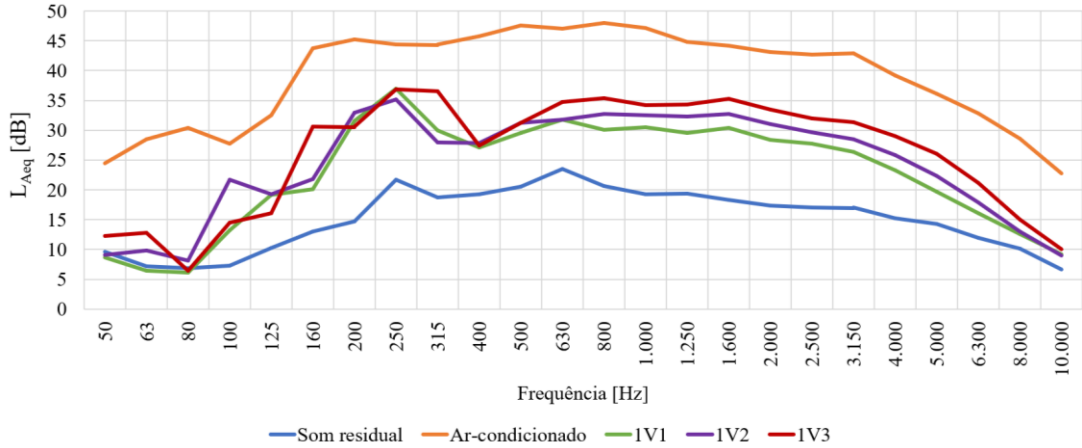
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 67: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 2.



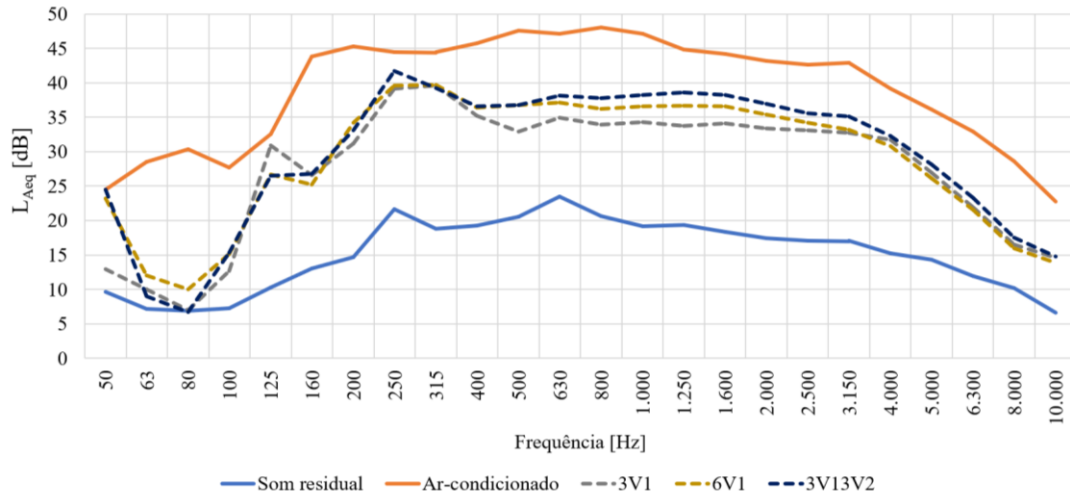
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 68: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 2.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 69: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 2.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

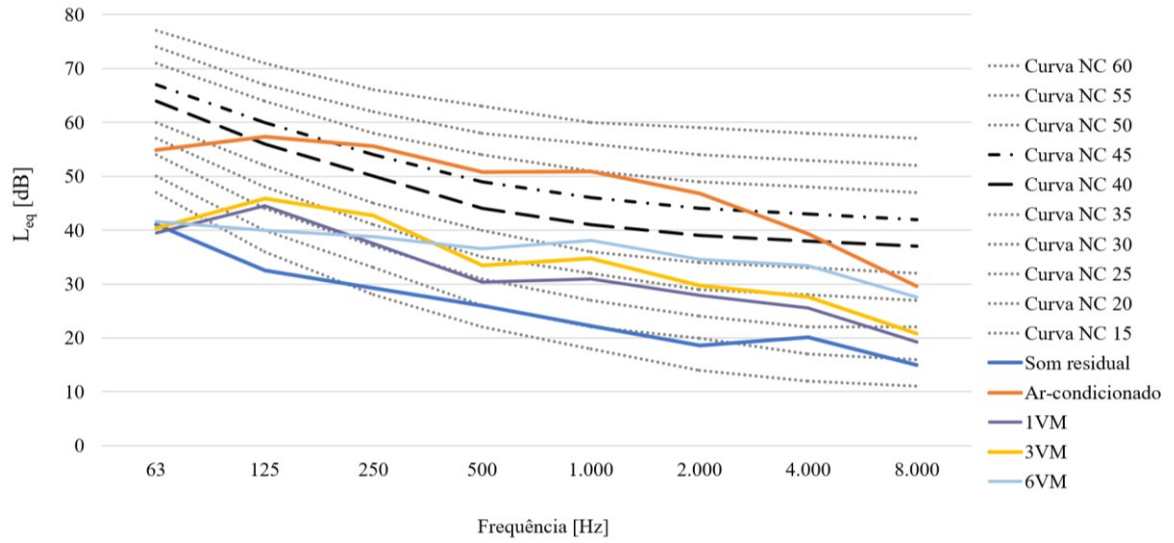
Salienta-se que a sala 2 é a única com ar-condicionado do tipo janela. O resultado demonstra uma pequena variação no NPS quando comparado com a outra sala do modelo A, com um valor 2 dB superior. Em relação ao espectro, há uma diferença perceptível nas baixas frequências, as quais apresentam valores maiores com o ar-condicionado de janela. Ambos tipos de ar-condicionado possuem os maiores valores em média frequência.

4.2.2 Avaliação das curvas de ruído

A situação do som residual atende a curva NC25 nas duas salas, curva correspondente a um ambiente silencioso. A introdução dos ventiladores torna a classificação do local como moderadamente ruidoso. A NBR 10152 estabelece para escritórios coletivos a NC40, com tolerância a NC45.

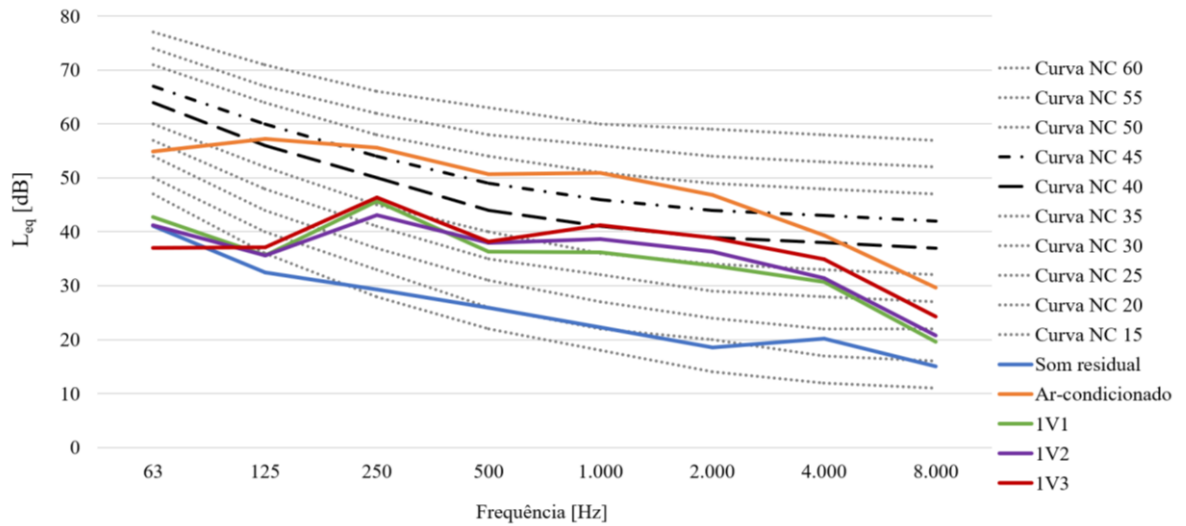
Em relação a esses dois limites estabelecidos, as situações na sala 1: 6VM, 1V1, 1V2, 1V3 e 3V1 atendem a NC40; já as situações 6V1 e 3V13V2 atendem a NC45 (Figuras 70 a 72). O uso do ar-condicionado tem como curva de referência a NC50, acima do limite recomendado.

Figura 70: Curvas NC representativas da sala 1.



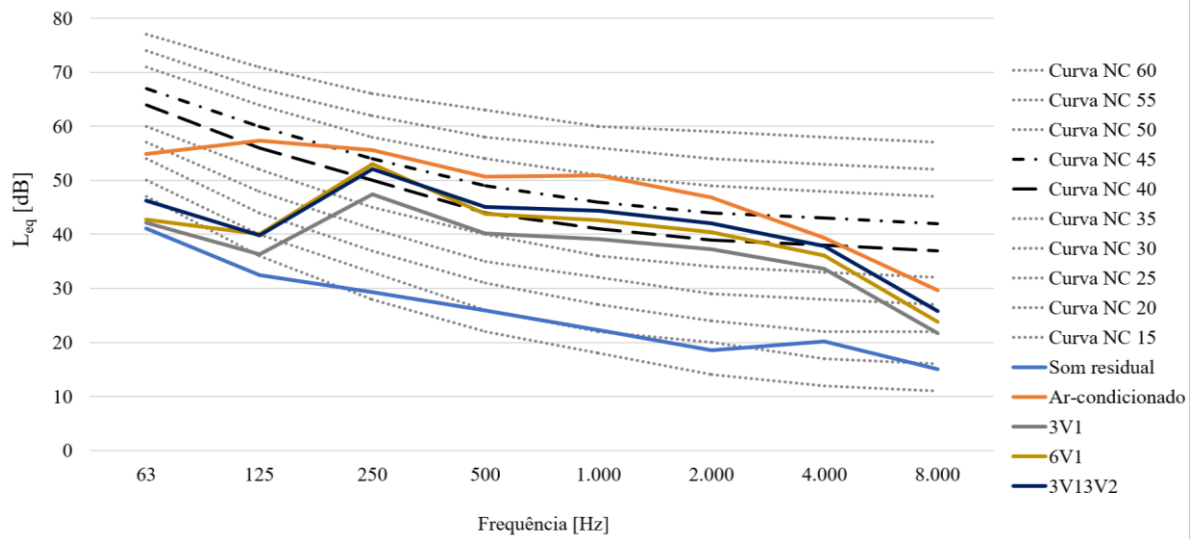
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 71: Curvas NC representativas da sala 1.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 72: Curvas NC representativas da sala 1.

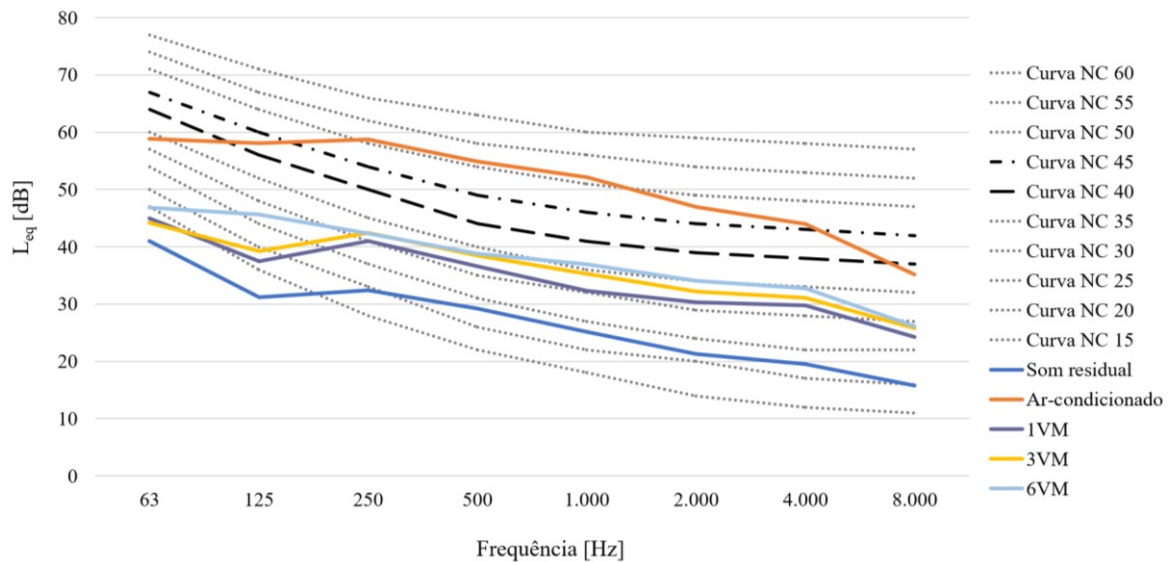


Fonte: Elaborada pela autora (2020).

A sala 2 diverge em dois pontos da classificação da sala 1 – a situação 3V1 é categorizada como NC45 e a do ar-condicionado é NC55 (Figuras 73 a 75).

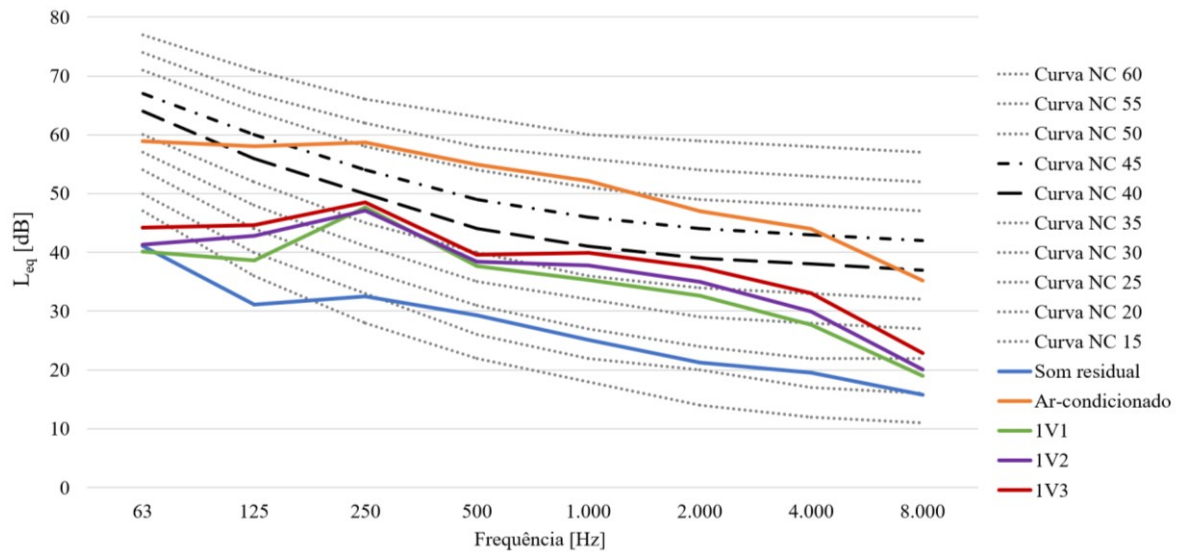
A análise das curvas NC indica novamente que o uso do ventilador metálico é o menos impactante acusticamente ao compararmos com as outras duas opções em análise.

Figura 73: Curvas NC representativas da sala 2.



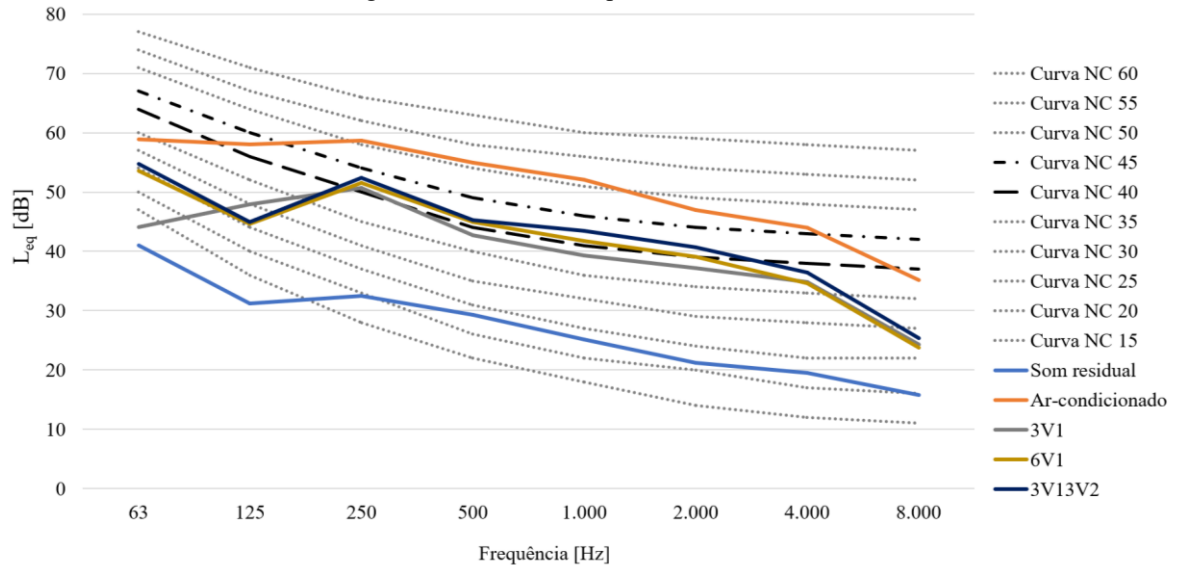
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 74: Curvas NC representativas da sala 2.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 75: Curvas NC representativas da sala 2.



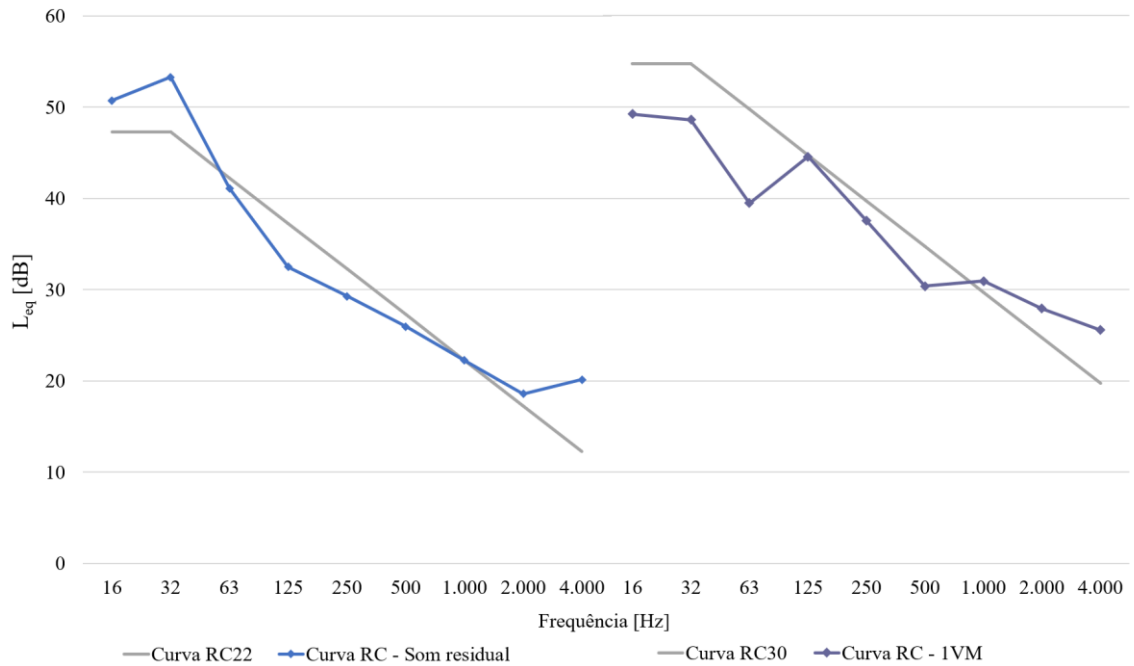
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Em relação à curva RC Mark II, na sala 1 temos que a situação som residual é a única com aspecto parcialmente aceito, a qual apresenta balanceamento QAI de 7. O acionamento de um ventilador metálico implica a curva RC30 e aspecto desagradável para ruído de alta frequência (Figura 76).

Todas as outras situações apresentam aspecto desagradável com incômodo atribuído ao *hiss* (chiado) associado à alta frequência (HF). As curvas mais altas apresentam-se com o uso do ar-condicionado (QAI 20) e 6 ventiladores de plástico com velocidades diferentes

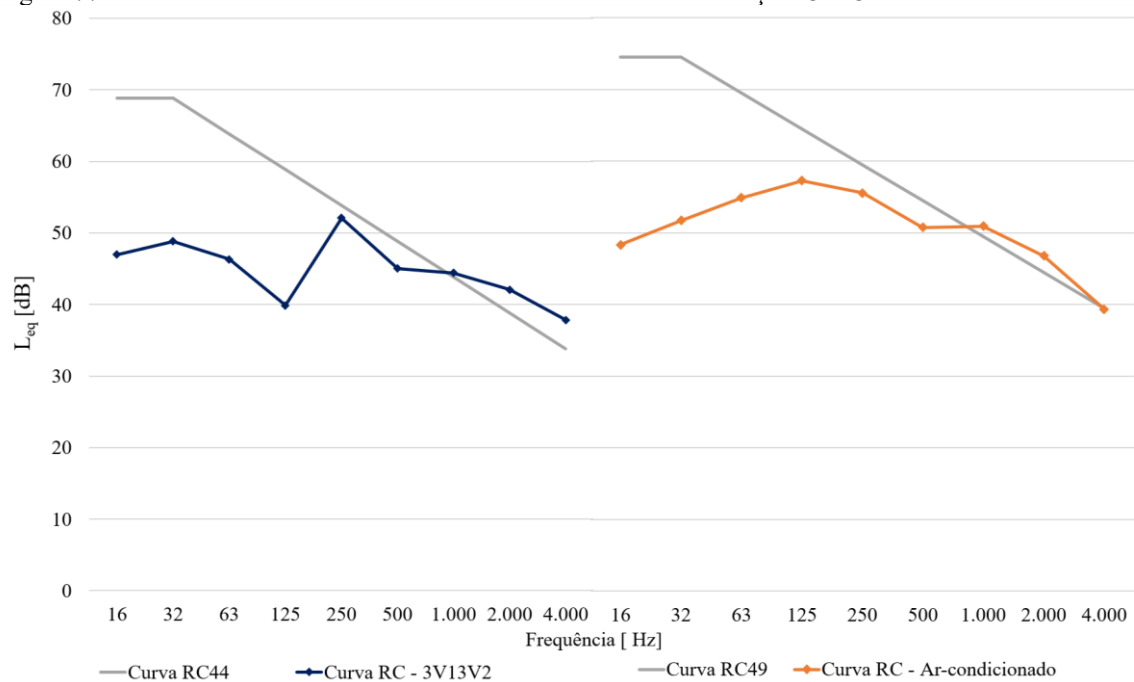
(QAI 22), como mostra a Figura 77. Nenhuma situação apresentou características de vibrações.

Figura 76: Menores valores das curvas RC Mark II da sala 1 – nas situações som residual e com 1 ventilador metálico.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 77: Maiores valores das curvas RC Mark II da sala 1 – nas situações 3V13V2 e com ar-condicionado.

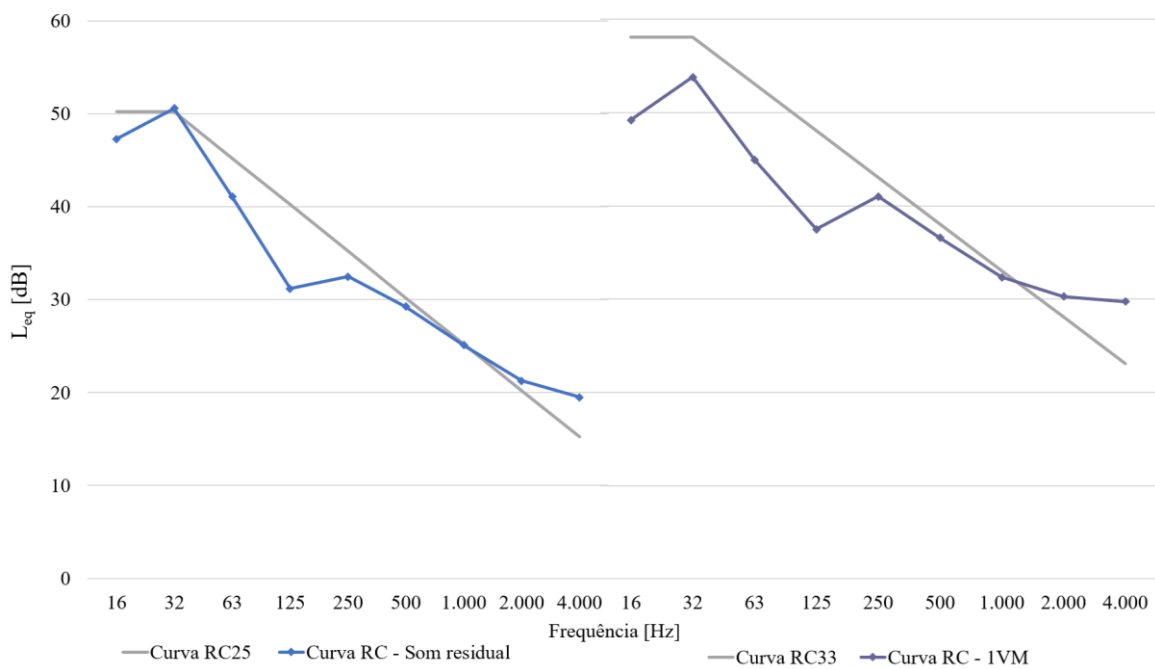


Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Em comparação com a sala 1, a sala 2 apresenta as mesmas situações como mais silenciosas e mais ruidosas (Figuras 78 e 79). Entretanto, a situação som residual possui característica neutra, fato confirmado pela proximidade entre a curva medida e a de referência – ao contrário das curvas desbalanceadas, que se distanciam da curva de referência. Além disso, a situação 1VM apresenta espectro parcialmente desagradável (QAI 10).

A Tabela 14 apresenta um resumo da classificação da curva RC Mark II e valor do QAI de todas as situações analisadas nas salas do modelo A.

Figura 78: Menores valores das curvas RC Mark II da sala 2 – nas situações som residual e com 1 ventilador metálico.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 79: Maiores valores das curvas RC Mark II da sala 2 – nas situações 3V13V2 e com ar-condicionado.

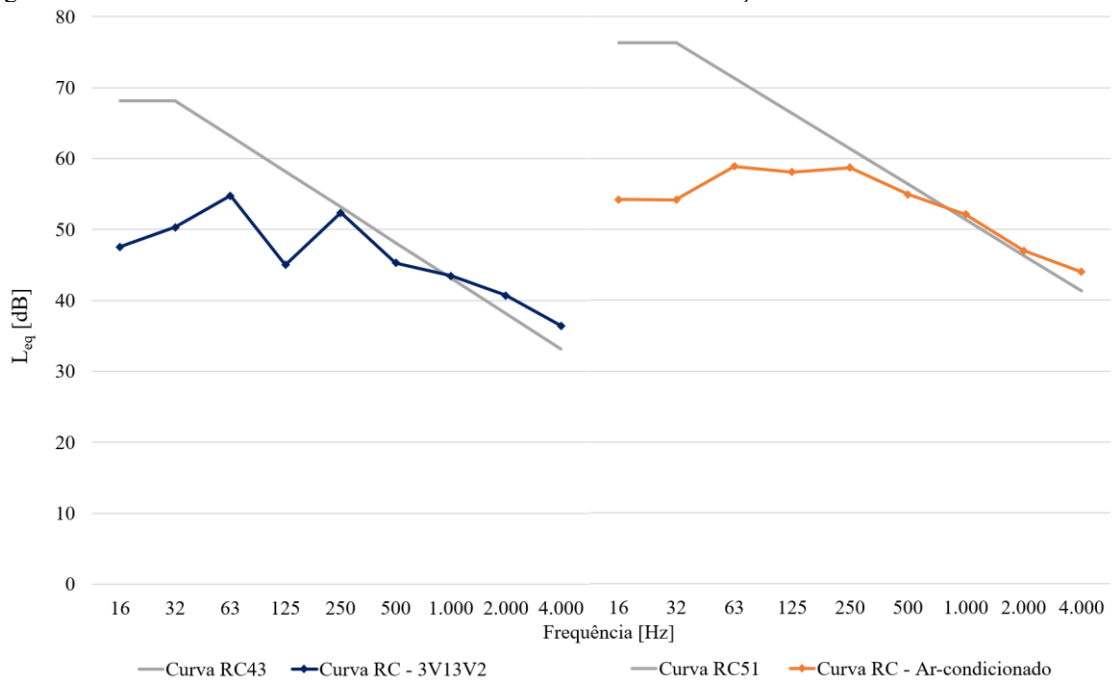


Tabela 14: Tabela com classificação de acordo com as curvas RC Mark II das salas do modelo A.

Sala	Situação	QAI	Classificação
1	Som residual	7	22 (HF)
	Ar-condicionado	20	49 (HF)
	1VM	11	30 (HF)
	3VM	13	33 (HF)
	6VM	14	36 (HF)
	1V1	14	35 (HF)
	1V2	18	38 (HF)
	1V3	22	39 (HF)
	3V1	19	39 (HF)
	6V1	22	42 (HF)
3V13V2	22	44 (HF)	
2	Som residual	5	25 (NEUTRO)
	Ar-condicionado	18	51 (HF)
	1VM	10	33 (HF)
	3VM	14	35 (HF)
	6VM	12	37 (HF)
	1V1	15	35 (HF)
	1V2	17	37 (HF)
	1V3	18	39 (HF)
	3V1	17	40 (HF)
	6V1	13	42 (HF)
3V13V2	15	43 (HF)	

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

4.2.3 Avaliação dos parâmetros acústicos

As Figuras 80 a 83 comparam o T_{30} com o tempo de reverberação calculado pela equação de Sabine e Eyring para as salas do modelo A em duas situações: vazia e com 75% de ocupação. O T_{30} foi mensurado pelo equipamento nas frequências de 125 Hz a 3,15 kHz, enquanto que o TR analítico foi determinado para as frequências de 125 Hz a 4 kHz.

Em relação aos valores do TR analítico, percebemos que além do valor aumentar juntamente com a frequência, a diferença entre ambiente vazio e ocupado também cresce. A maior diferença é de 0,39 s para sala 1 e 0,49 s para sala 2.

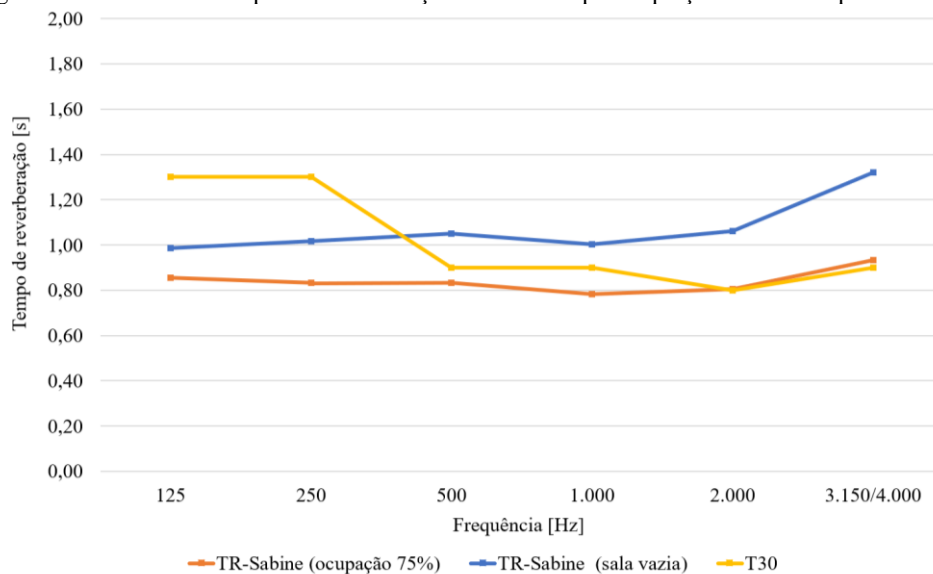
Os resultados das duas equações apresentam valores muito próximos – a maior diferença encontrada entre os valores foi de 0,05.

O T_{30} indica um menor tempo de reverberação à medida que a frequência analisada aumenta, com exceção da frequência de 3.150 Hz na sala 1 e 125 Hz na sala 2. Já o TR obtido pelas equações demonstra o inverso. Isso pode ser devido à divergência entre os valores dos coeficientes de absorção utilizados e os presentes no ambiente.

Em ambas as salas, os valores de T_{30} aproximam-se dos valores mensurados para o ambiente ocupado. Com exceção das frequências de 125 e 250 Hz na sala 1 – esse valor é maior que o previsto para a sala vazia.

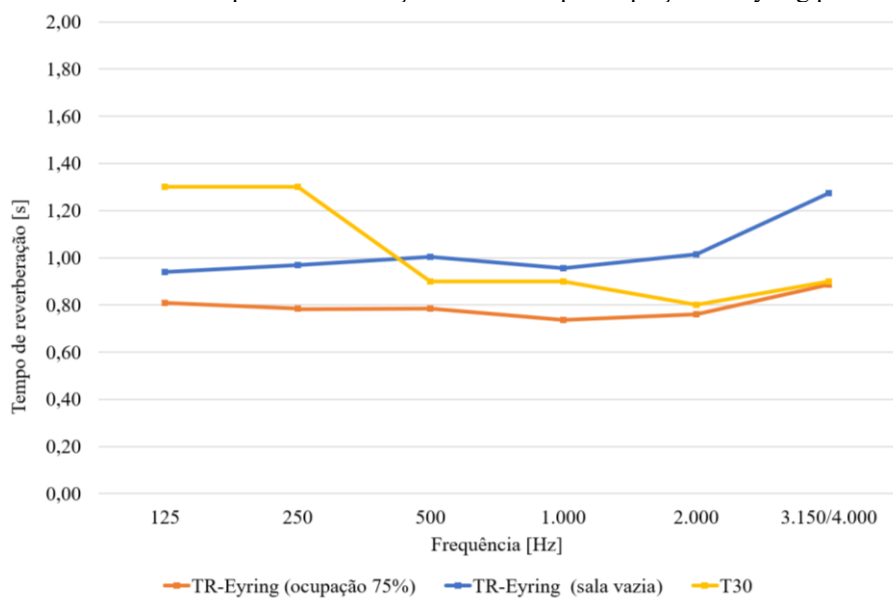
Podemos observar um comportamento similar no tempo de reverberação das duas salas, apesar de apresentarem volume e acabamento da superfície da parede e do teto distintos.

Figura 80: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Sabine para sala 1.



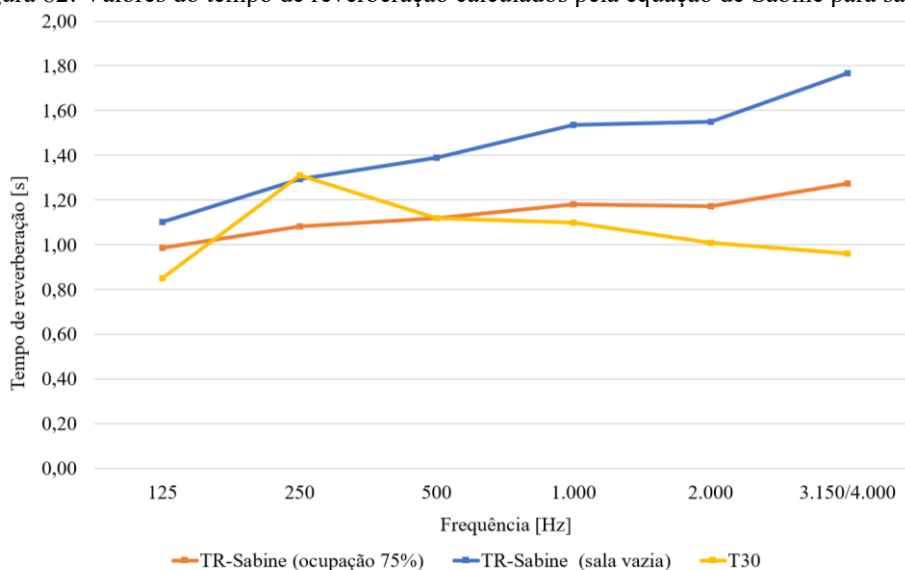
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 81: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Eyring para sala 1.



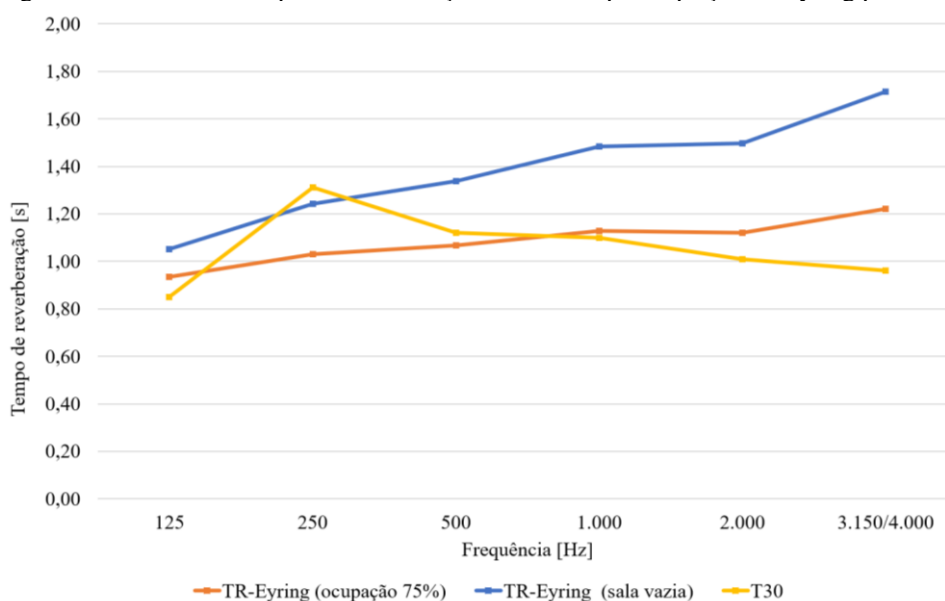
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 82: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Sabine para sala 2.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 83: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Eyring para sala 2.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Ao compararmos os valores encontrados com o proposto pela norma inglesa BB93, temos que nenhuma sala atende ao valor de referência. A Tabela 15 identifica os valores do tempo de reverberação médio das frequências de 500, 1.000 e 2.000 Hz, como indicado pela norma. Por possuir menor volume, a sala 1 apresenta valores de TR menores do que a sala 2.

Tabela 15: Valores mensurados de TR das salas do modelo A e valor ideal de acordo com a BB93.

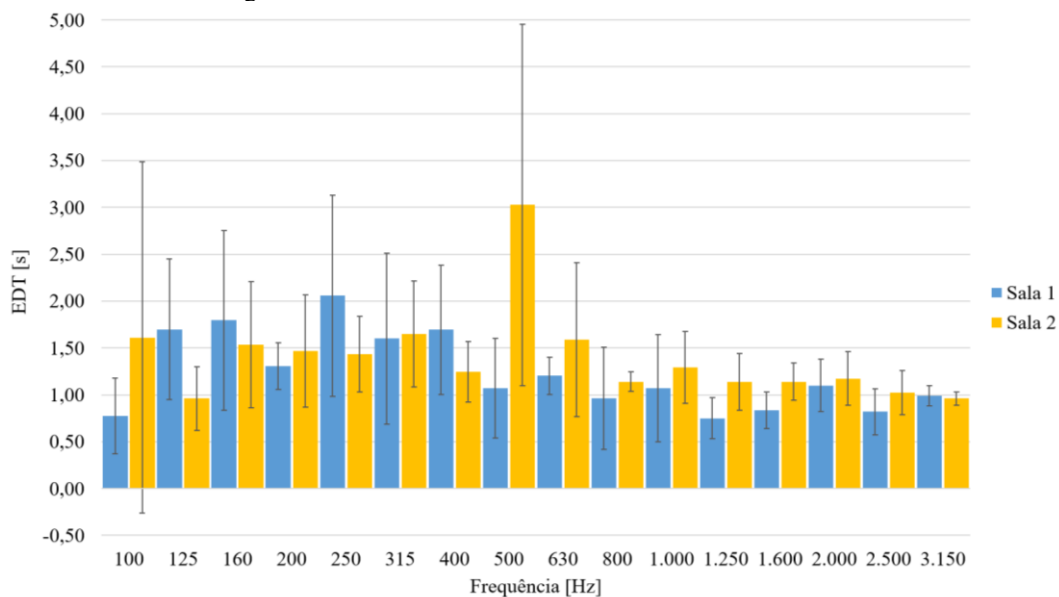
Sala	TR ótimo [s]	TR Sabine [s]	TR Eyring [s]	T ₃₀ [s]
1	≤ 0,5	1,04	0,99	0,87
2	≤ 0,5	1,49	1,44	1,08

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Os valores de EDT referentes a ambas as salas apresentaram um alto desvio padrão, principalmente nas baixas e médias frequências (Figura 84). Para a sala 1, o maior desvio padrão ocorreu na frequência de 250 Hz, sendo ele correspondente a 1,07. Já na sala 2, o desvio de 1,93 foi computado para a frequência de 500 Hz.

Nas duas salas o desvio padrão diminui a partir da frequência de 800 Hz, com índices entre 0,11 e 0,57 na sala 1, e na sala 2, 0,07 e 0,38.

Figura 84: Valores médios de EDT nas salas do modelo A.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

O cálculo do STI foi baseado na média do TR_{Sabine} e TR_{Eyring} considerando a sala ocupada, e na relação sinal-ruído de -10, 0 e 10 dB. Isso resulta na faixa de valores que o STI pode apresentar no ambiente.

A depender do SNR, o STI varia entre 0,08 e 0,55 na sala 1 e entre 0,05 a 0,51 na sala 2 (Tabela 16). Isso significa que as condições físicas de ambas as salas permitem um STI máximo abaixo de 0,6. Tal valor é considerado razoável para o entendimento da fala no ambiente, porém abaixo do indicado pelas normas inglesa, dinamarquesa e islandesa para

salas de aula do tipo panorâmicas. Esse resultado indica que a sala não é indicada para trabalhos em grupo ou atividades que requeiram compreensão da fala.

Isso significa que o ambiente pode estar apto para trabalhos individuais, onde os usuários dificilmente irão se desconcentrar por conversas paralelas inteligíveis. Como Hongisto (2005) salienta, um valor de STI acima de 0,2 pode interferir no rendimento de um trabalhador em escritórios panorâmicos.

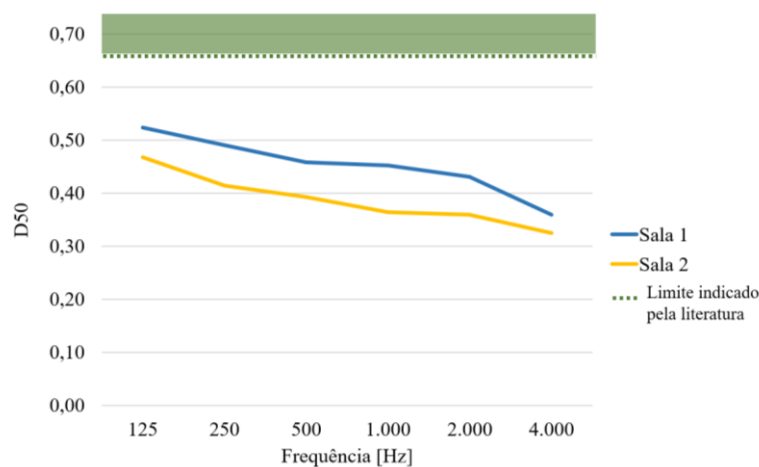
Tabela 16: Valores de STI de acordo com SNR das salas do modelo A.

Sala	SNR [dB]	STI	Classificação
1	-10	0,08	Muito ruim
	0	0,37	Ruim
	10	0,55	Razoável
2	-10	0,05	Péssimo
	0	0,34	Ruim
	10	0,51	Razoável

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Ao avaliarmos a definição nas salas 1 e 2, temos que os dois ambientes possuem valores que demonstram que as reflexões secundárias possuem mais energia que o som direto e as primeiras reflexões, o que prejudica o entendimento da fala humana (Figura 85). Esses valores decrescem à medida que a frequência aumenta, atingindo em 4.000 Hz 0,36 na sala 1 e 0,32 na sala 2.

Figura 85: Valores mensurados de D_{50} para as salas do modelo A.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

4.2.4 Modos acústicos e frequência de Schroeder

Ao calcular a frequência de Schroeder para as salas do modelo A, temos como resultado 234 e 212 Hz, respectivamente. Na Tabela 17, encontram-se os principais modos axiais abaixo dessa frequência. Alguns modos da sala 1 estão repetidos por ela apresentar duas dimensões iguais (L_x e L_z), o que compromete ainda mais a qualidade acústica da sala.

Tabela 17: Principais modos acústicos axiais das salas do modelo A.

Sala	Número dos planos modais			Modo axial
	n_x	n_y	n_z	
1	0	1	0	55
	0	0	1	55
	3	0	0	66
	0	3	0	166
	0	0	3	166
	9	0	0	198
2	0	0	1	82
	3	0	0	105
	4	0	0	122
	0	2	0	130
	0	3	0	159
	7	0	0	161
	0	0	4	165
	0	0	6	202

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Observamos que, como esperado, as baixas frequências causam distorções no espalhamento da energia sonora na sala. Isso pode ser confirmado por meio das variações do desvio padrão encontradas nos valores de EDT.

4.3 MODELO B

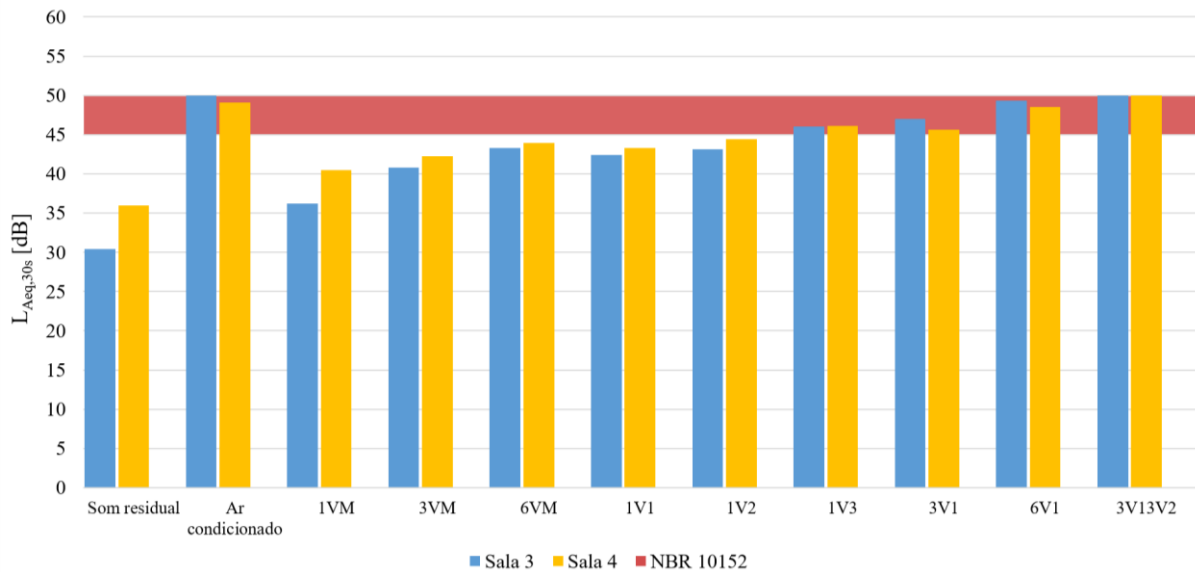
4.3.1 Medição acústica - NPS

As salas do modelo B (Figura 86) apresentam resultados similares aos do modelo anterior. A situação sem o uso de equipamentos possui o NPS mais baixo; em contrapartida o uso de ar-condicionado elevou o NPS ao máximo estabelecido pela norma, com índices similares ao uso de 6 ventiladores de plástico em diferentes velocidades.

O ventilador metálico apresenta níveis de pressão sonora menores que o ventilador de plástico, tanto em relação à quantidade, quanto à velocidade de rotação das pás.

Todas as situações estiveram abaixo de 50 dB, porém 5 situações estiveram dentro do limite de tolerância; são elas: ar-condicionado, 1V3, 3V1, 6V1 e 3V13V2.

Figura 86: Nível de pressão sonora equivalente das salas 3 e 4 com ênfase no limite proposto pela NBR 10152 (2020).



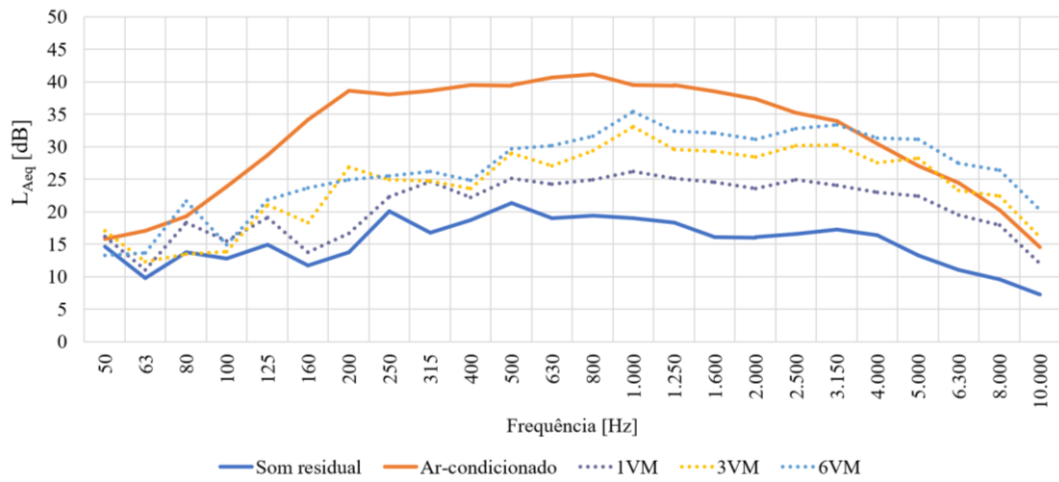
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Em relação ao espectro sonoro, os resultados de todas as configurações estão expostos nas Figuras 87 a 92. As situações com o ventilador metálico apresentam maior nível de pressão sonora nas frequências de 500 a 5.000 Hz, com leve pico na frequência de 1.000 Hz.

O uso do ventilador de plástico abrange mais frequências em destaque, de 250 a 4.000 Hz. Na sala 3, o espectro possui um pico em 315 Hz, e na sala 4 as situações com apenas um ventilador possuem pico nas frequências de 315 e 500 Hz, sendo a frequência de 315 Hz de destaque na determinação da potência sonora do ventilador de plástico na velocidade 3.

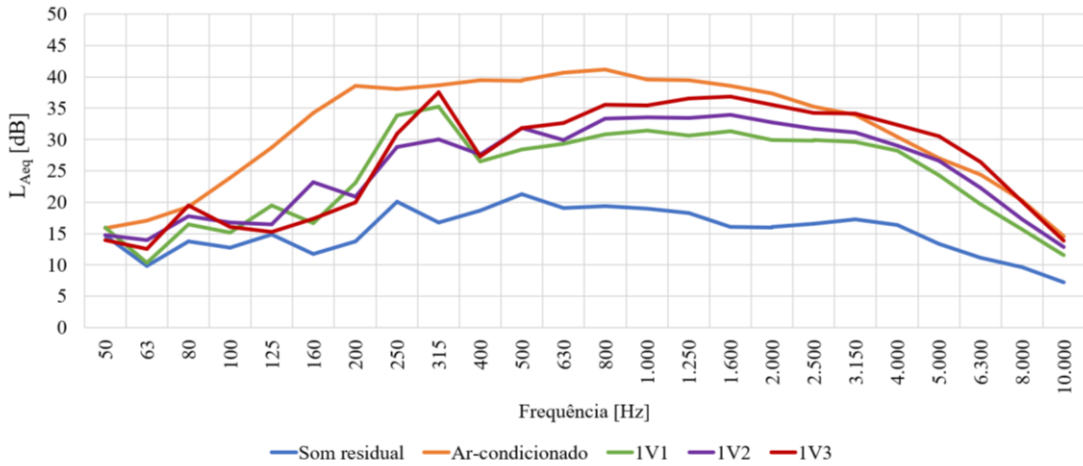
Percebe-se também que em ambas as salas as situações com 3 e 6 ventiladores metálicos apresentam níveis maiores do que o do ar-condicionado nas frequências acima de 5.000 Hz. Isso também ocorre nas situações com um ventilador de plástico na velocidade máxima entre as frequências 3.150 e 6.300 Hz e nas duas situações com 6 ventiladores desse tipo a partir da frequência de 1.000 Hz.

Figura 87: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 3.



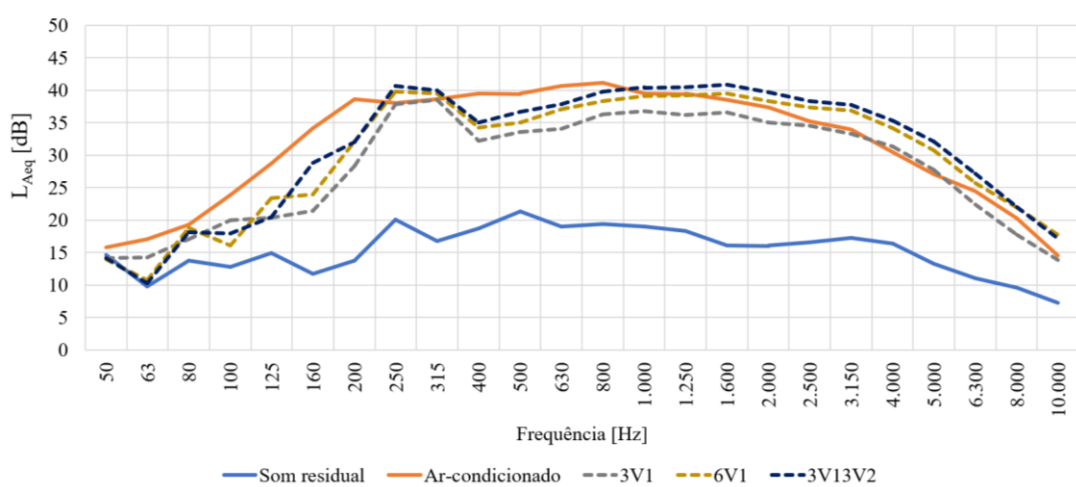
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 88: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 3.



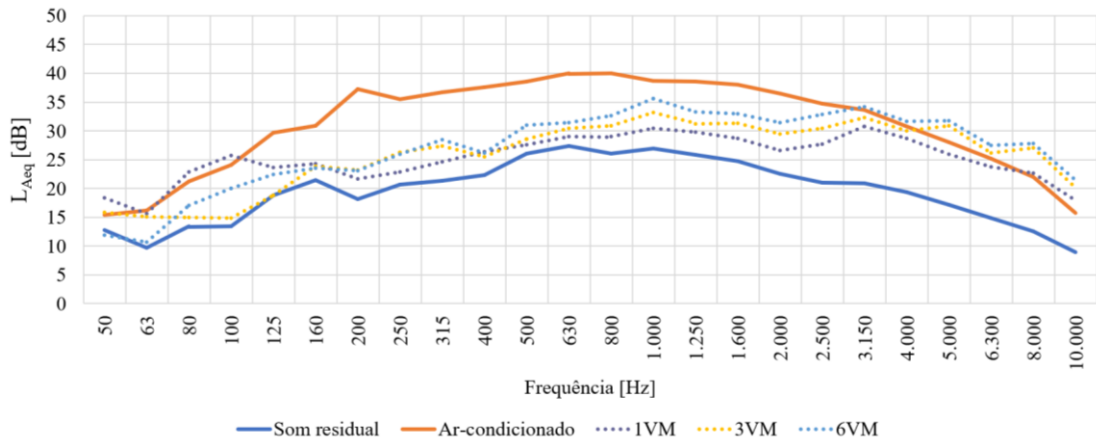
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 89: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 3.



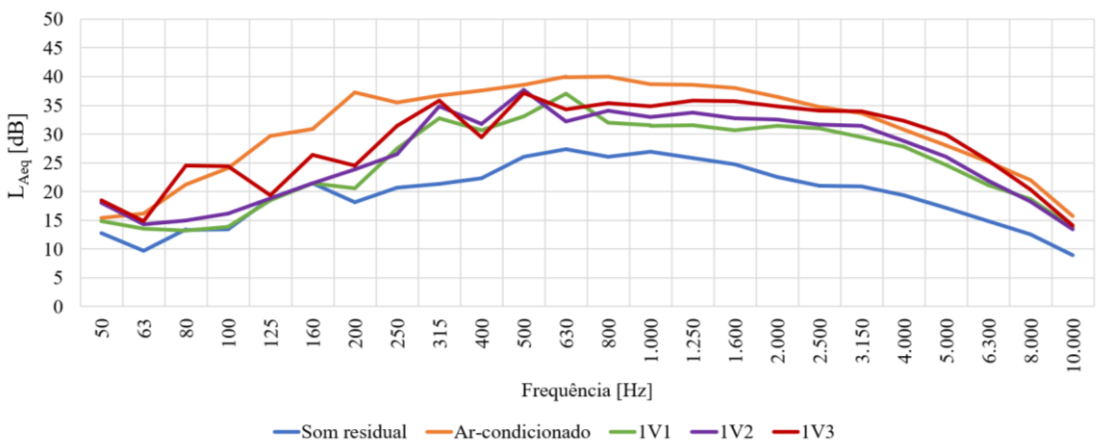
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 90: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 4.



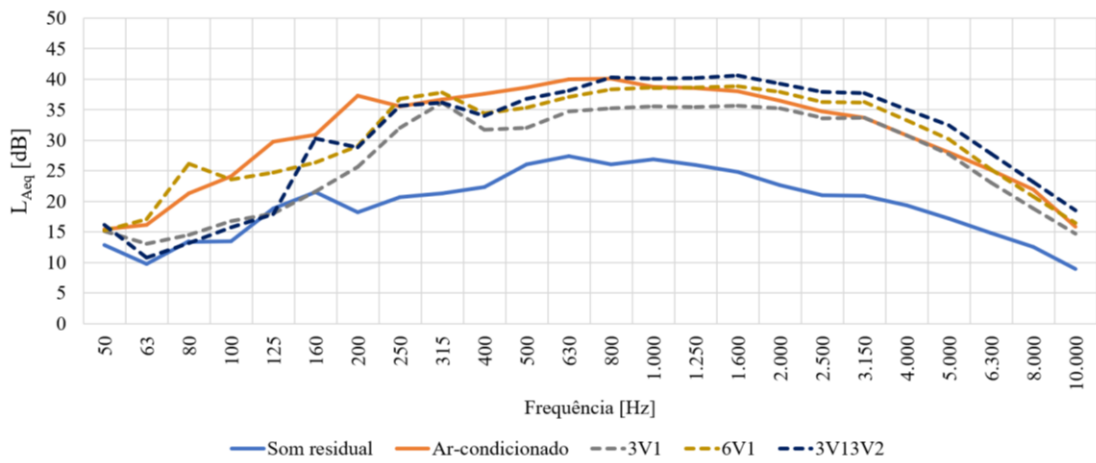
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 91: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 4.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 92: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 4.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

4.3.2 Avaliação das curvas de ruído

A classificação das curvas NC das salas do modelo B não ultrapassaram o indicado pela norma – NC45 (Figuras 93 a 98). Quando não há equipamentos funcionando, a sala 3 apresenta NC25 e a sala 4, NC30. As outras situações apresentaram classificação entre as curvas NC30 e NC45 – sendo as piores situações com o uso do ar-condicionado, 6V1 e 3V13V2 em ambas as salas, além do uso de 3 ventiladores de plástico na velocidade 1 na sala 3.

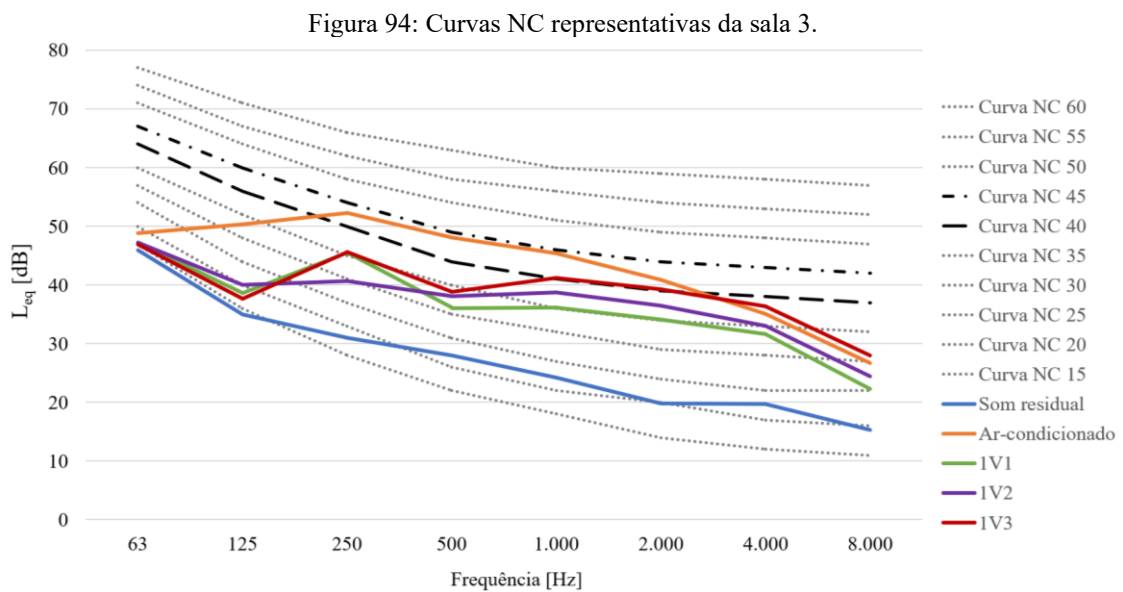
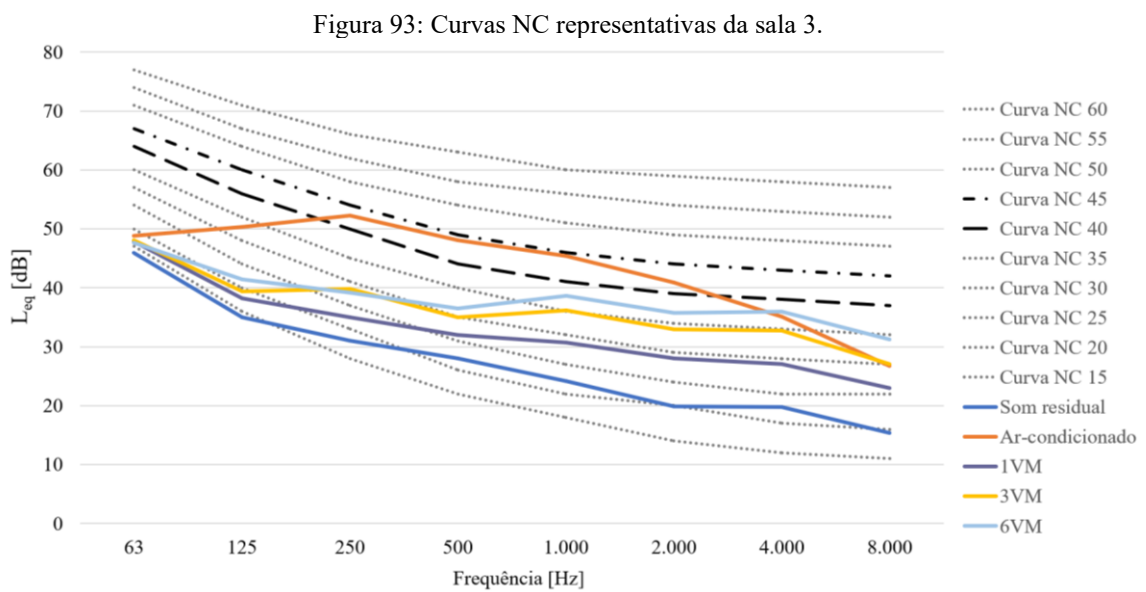
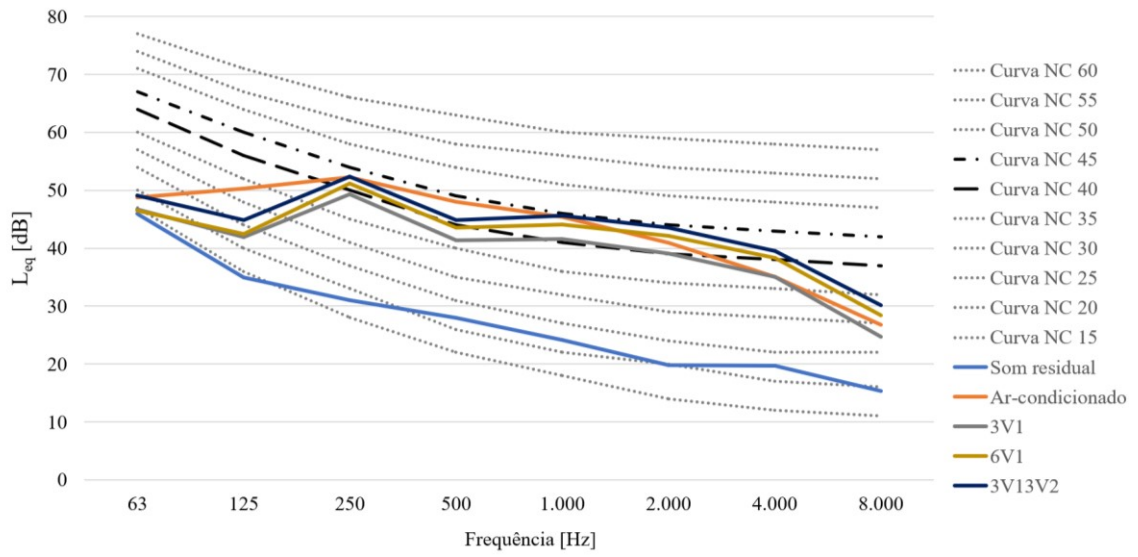
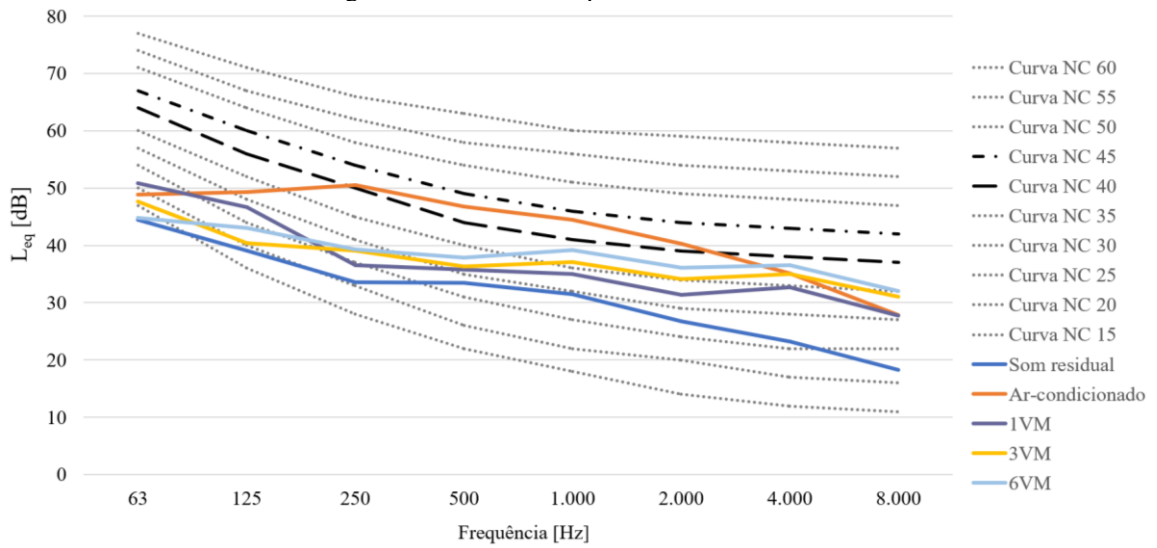


Figura 95: Curvas NC representativas da sala 3.



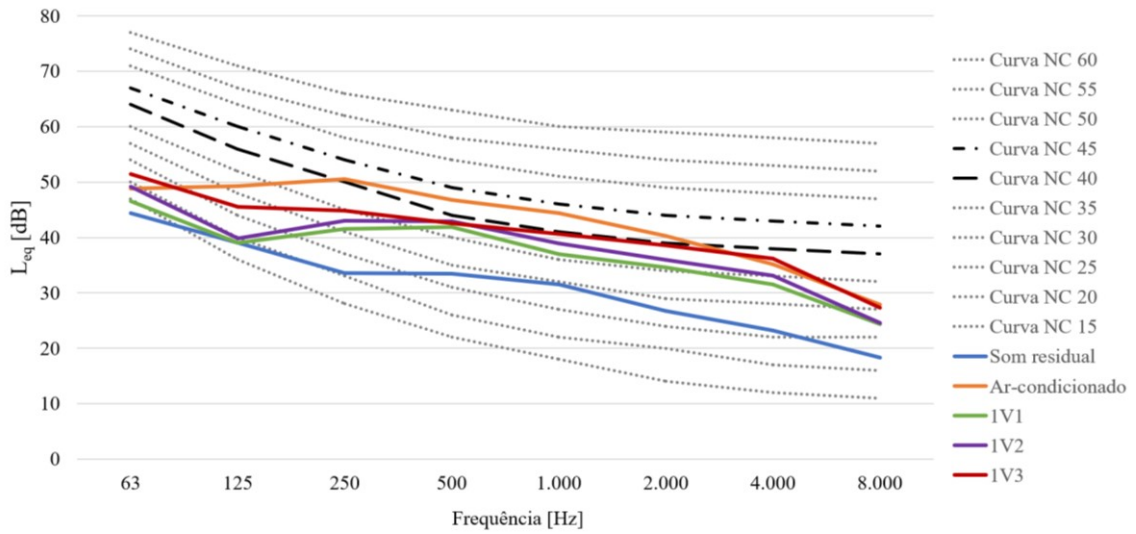
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 96: Curvas NC representativas da sala 4.



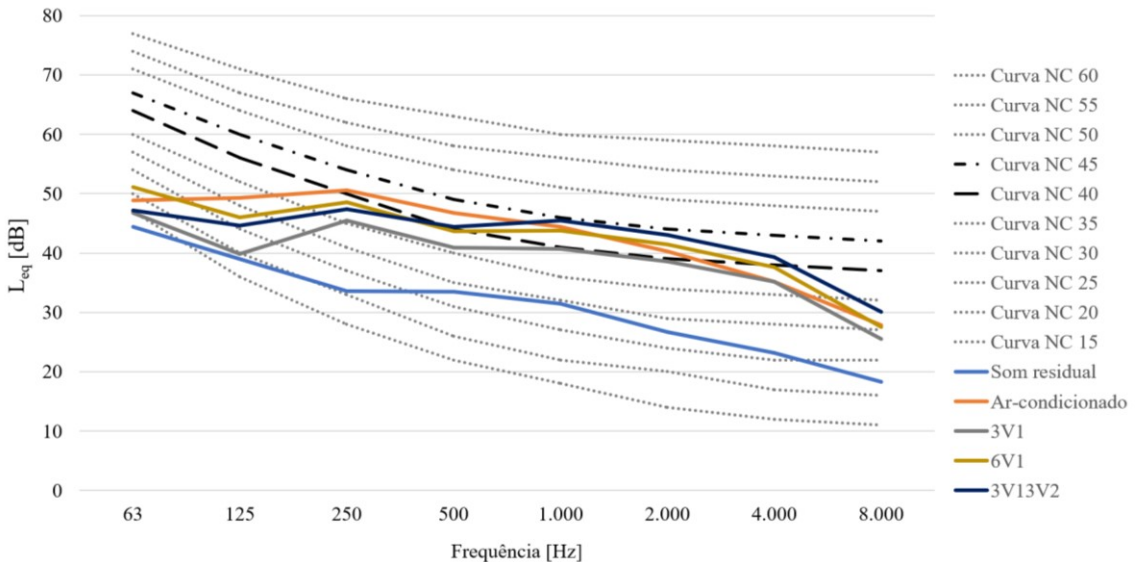
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 97: Curvas NC representativas da sala 4.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 98: Curvas NC representativas da sala 4.

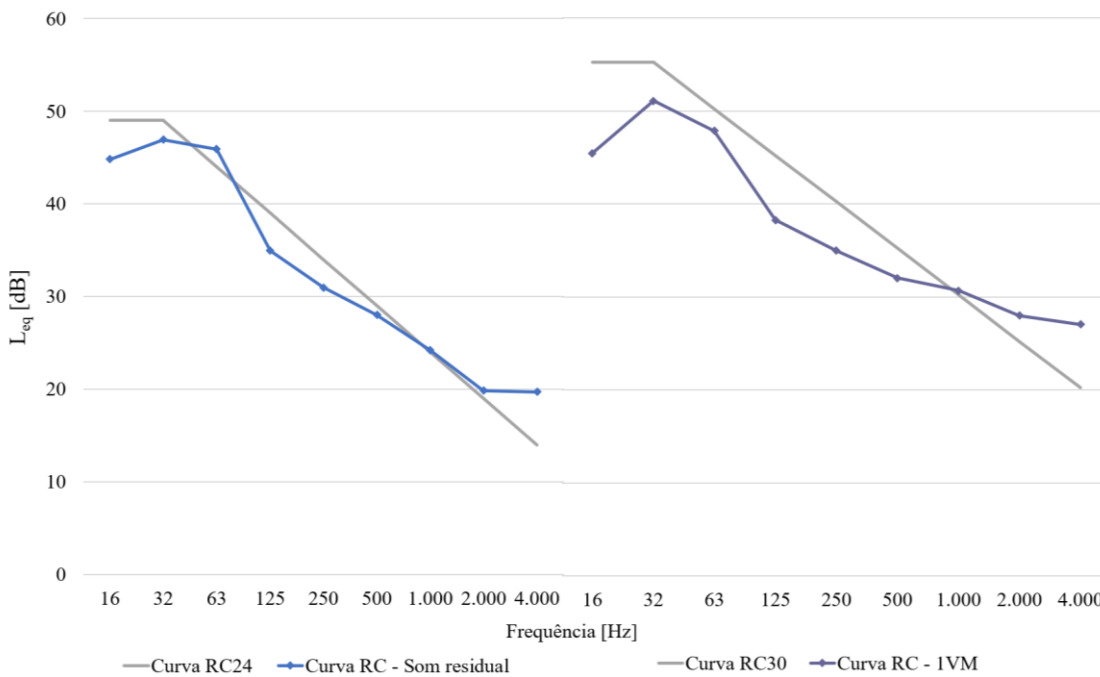


Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Ao classificarmos as situações pela curva RC Mark II temos, referente à sala 3, que a situação do som residual e com ventilador metálico são as mais brandas com aspecto parcialmente aceito (QAI entre 6 e 10), como mostra a Figura 99 e a Tabela 18.

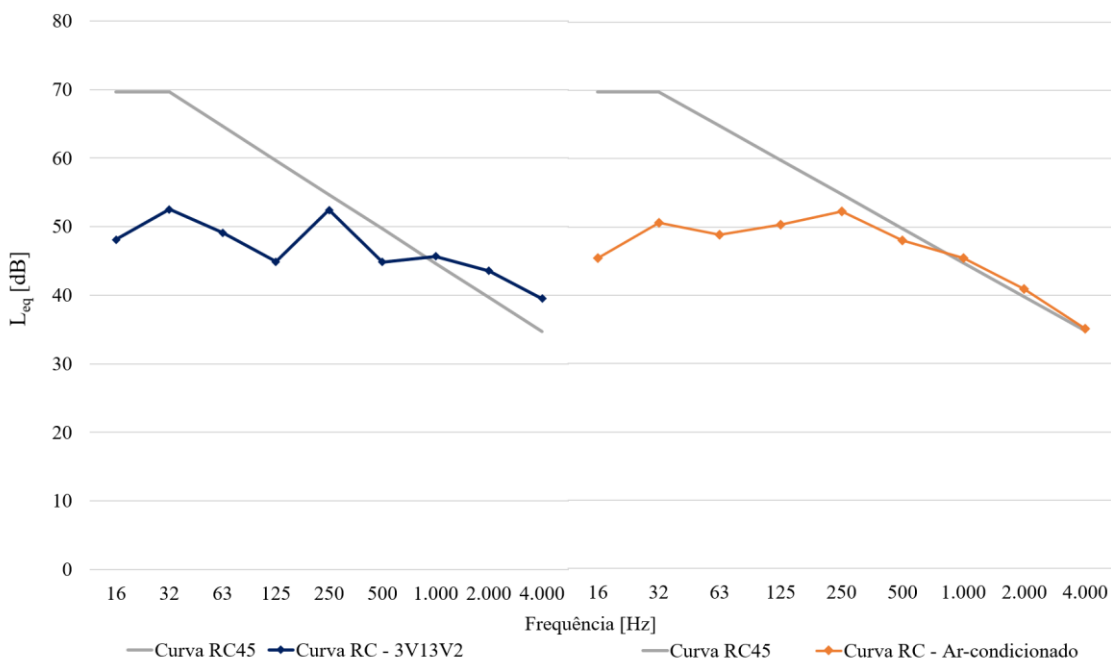
As piores situações são com o uso do ar-condicionado e 6 ventiladores de plástico com duas velocidades – as quais apresentam a mesma classificação, RC45 (Figura 100), caracterizando um ambiente desagradável na alta frequência. Todas as outras situações também possuem a mesma classificação.

Figura 99: Menores valores das curvas RC Mark II da sala 3 – nas situações som residual e com 1 ventilador metálico.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

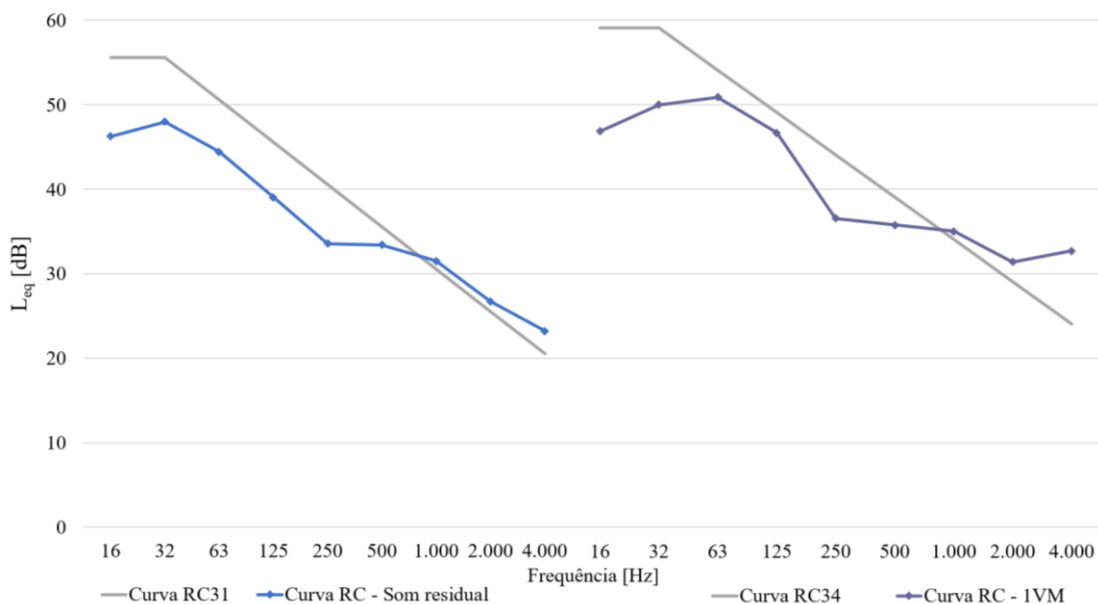
Figura 100: Maiores valores das curvas RC Mark II da sala 3 – nas situações nas situações 3V13V2 e ar-condicionado.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

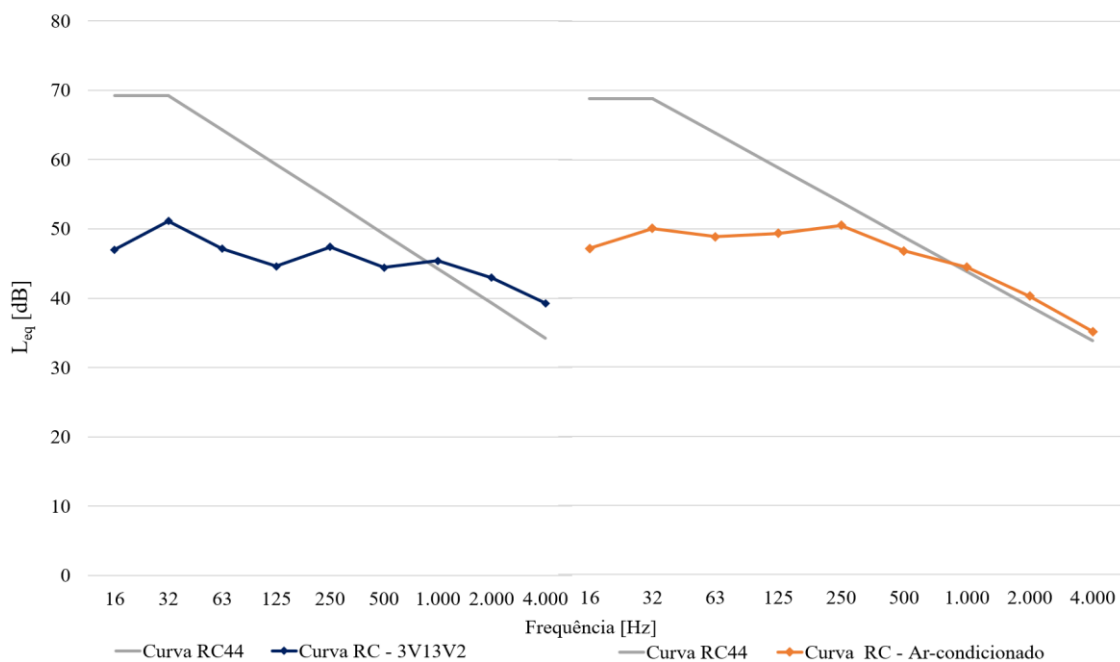
A sala 4 apresenta apenas a situação sem equipamento como parcialmente aceita; as outras são consideradas desagradáveis, com predominância de alta frequência. A classificação dos menores e maiores RC é a mesma das demais salas (Figuras 101 e 102).

Figura 101: Menores valores das curvas RC Mark II da sala 4 – nas situações som residual e com 1 ventilador metálico.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 102: Maiores valores das curvas RC Mark II da sala 4 – nas situações nas situações 3V13V2 e ar-condicionado.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Tabela 18: Tabela com classificação de acordo com as curvas RC Mark II das salas do modelo B.

Sala	Situação	QAI	Classificação
3	Som residual	6	24 (HF)
	Ar-condicionado	19	45 (HF)
	1VM	9	30 (HF)
	3VM	15	35 (HF)
	6VM	18	37 (HF)
	1V1	14	35 (HF)
	1V2	18	38 (HF)
	1V3	20	40 (HF)
	3V1	19	41 (HF)
	6V1	23	43 (HF)
	3V13V2	21	45 (HF)
4	Som residual	9	31 (HF)
	Ar-condicionado	19	44 (HF)
	1VM	12	34 (HF)
	3VM	17	36 (HF)
	6VM	21	38 (HF)
	1V1	15	38 (HF)
	1V2	14	39 (HF)
	1V3	15	41 (HF)
	3V1	18	40 (HF)
	6V1	18	43 (HF)
	3V13V2	22	44 (HF)

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

4.3.3 Avaliação dos parâmetros acústicos

As salas do modelo B possuem características muito similares; logo, os valores calculados e mensurados também são parecidos (Figuras 103 a 106).

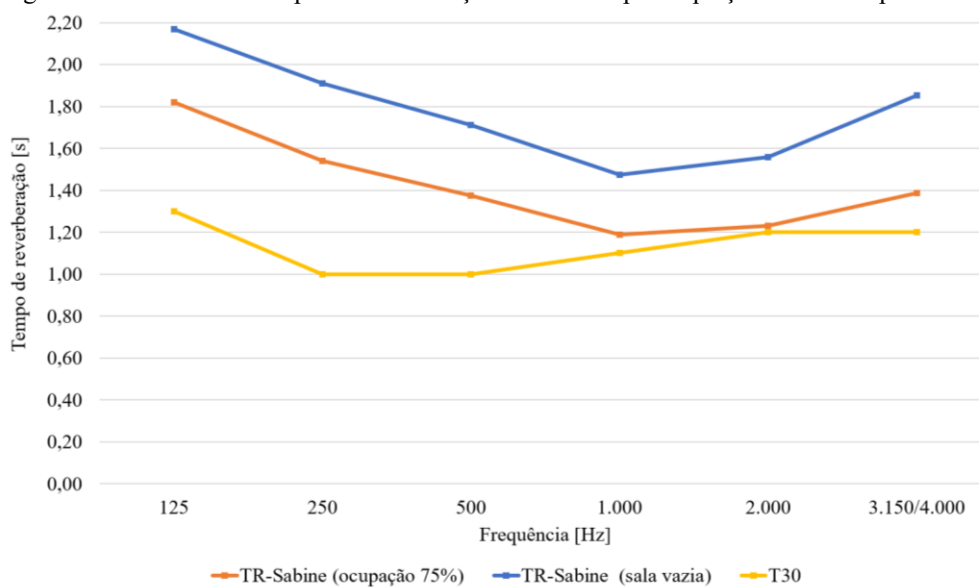
Em relação à sala 3, pela equação de Sabine, temos uma variação de 1,19 a 1,82 s com ambiente ocupado; e valores entre 1,47 a 2,17 s para o ambiente vazio. Há uma pequena diferença desses valores na sala 4. A sala vazia apresenta uma variação de 1,47 a 2,06 s para o tempo de reverberação, enquanto que para a sala ocupada este valor fica entre 1,15 a 1,70 s.

Os valores resultantes da equação de Eyring apresentaram pouca variação quando comparados ao de Sabine. Nas duas salas, a diferença entre os valores não ultrapassa 0,06 s.

Tanto para a análise da sala vazia, quanto para a sala ocupada, o TR tende a diminuir o valor até a frequência de 1.000 Hz, depois apresenta um crescimento. Comportamento

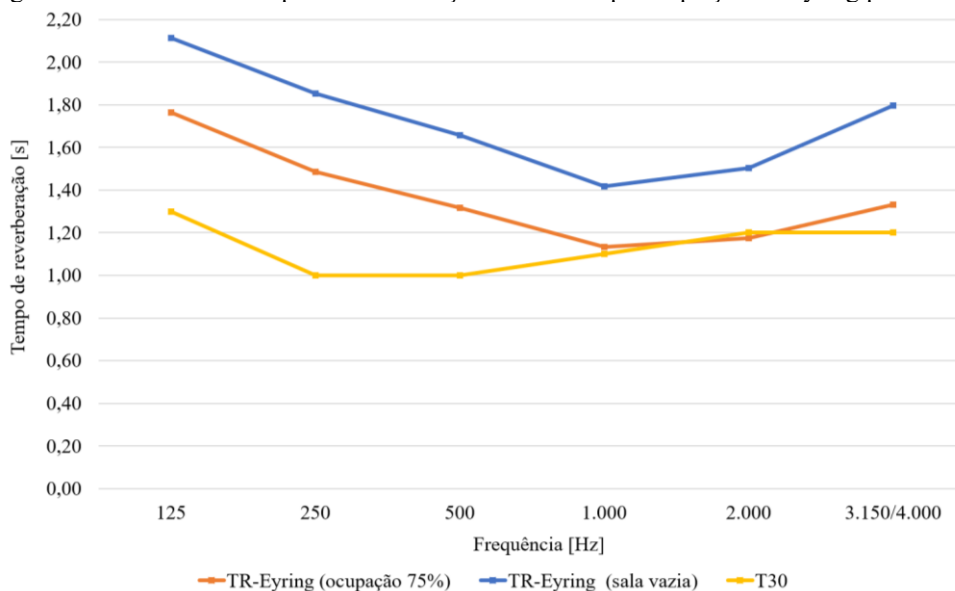
similar é visto na medição do T_{30} , o qual apresenta valores mais baixos nas frequências de 250 e 500 Hz, e depois tende a permanecer constante.

Figura 103: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Sabine para sala 3.



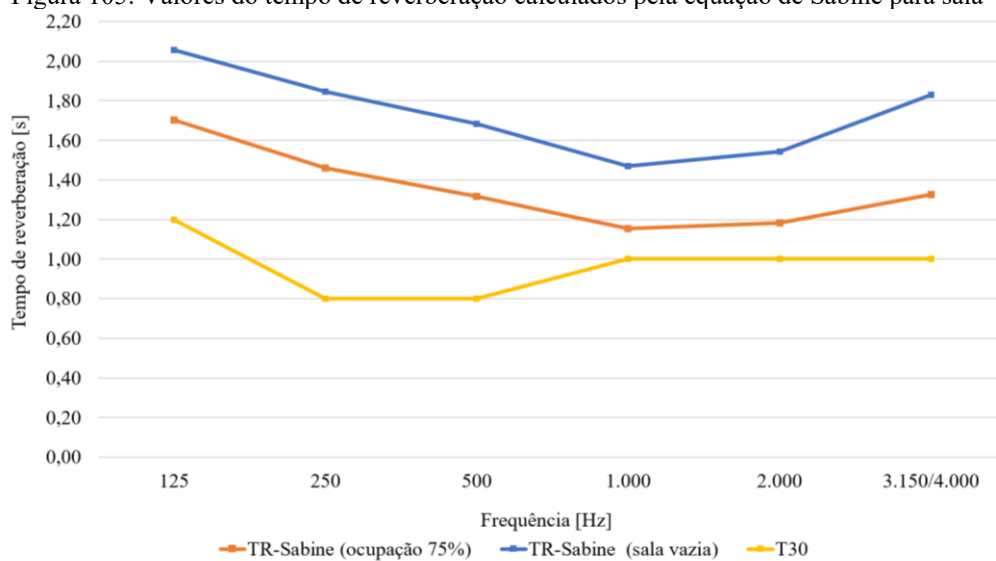
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 104: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Eyring para sala 3.



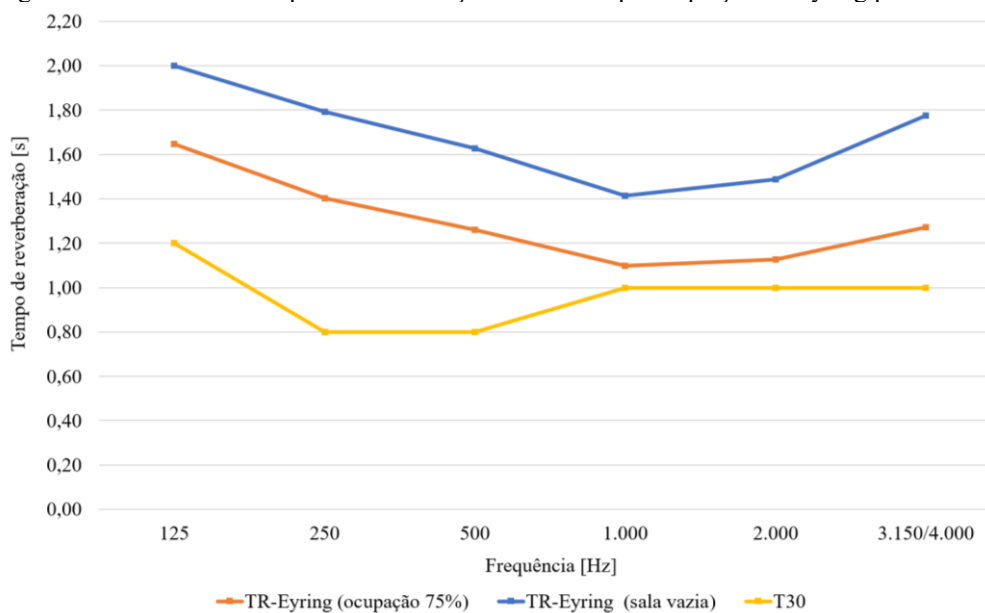
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 105: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Sabine para sala 4.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 106: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Eyring para sala 4.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Igualmente às salas 1 e 2, temos que as salas 3 e 4 não apresentam um valor de TR adequado para salas de aula do tipo panorâmicas, inclusive com uma diferença maior do que as salas já apresentadas (Tabela 19).

Tabela 19: Valores mensurados de TR das salas do modelo B e valor ideal de acordo com a BB93.

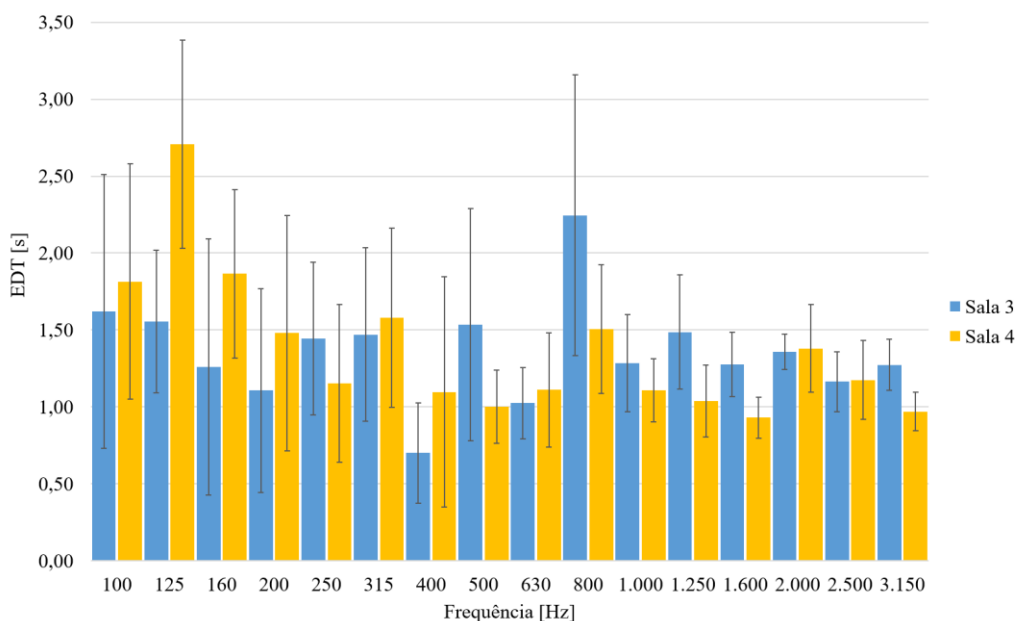
Sala	TR ótimo [s]	TR Sabine [s]	TR Eyring [s]	T ₃₀ [s]
3	≤ 0,5	1,58	1,53	1,10
4	≤ 0,5	1,56	1,51	0,93

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Os valores de EDT nas salas do modelo B possuem comportamento distintos (Figura 107). A sala 3 possui valores maiores a partir da frequência de 500 Hz, enquanto que as baixas frequências destacam-se na sala 4.

Ressalta-se o alto valor do desvio padrão em boa parte das frequências – na sala 3 o maior valor 0,89 ocorre na frequência de 100 Hz; e na sala 4 temos 0,77 nas frequências de 100 e 200 Hz. Isso não se aplica às frequências de 400 Hz na sala 3; 500 Hz na sala 4; 630 Hz, e de 1.000 a 3.150 Hz em ambas as salas, que possuem desvio padrão abaixo de 0,4.

Figura 107: Valores médios de EDT nas salas do modelo B.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Os valores de STI apontados na Tabela 20 mostram a baixa inteligibilidade nas salas. Em nenhuma situação analisada, o valor atinge o recomendado pela norma BB93 para ambientes escolares do tipo panorâmico. Vale ressaltar que esses valores garantem privacidade no ambiente, porém interferem em atividades relacionadas à comunicação.

Tabela 20: Valores de STI de acordo com SNR das salas do modelo B.

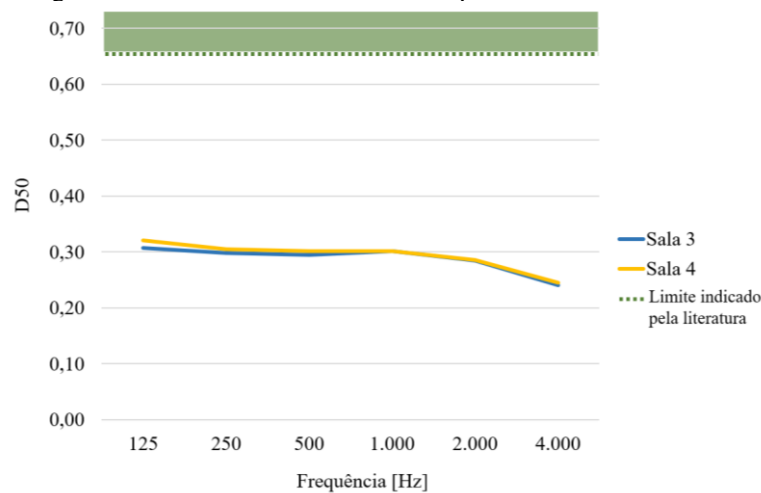
Sala	SNR [dB]	STI	Classificação
3	-10	0,02	Péssimo
	0	0,31	Ruim
	10	0,45	Razoável
4	-10	0,03	Péssimo
	0	0,31	Ruim
	10	0,46	Razoável

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

A definição das salas do modelo B apresenta valores constantes nas frequências de 125 a 1.000 Hz, enquanto as frequências de 2.000 e 4.000 Hz apresentam valores mais desfavoráveis.

Em resumo, ao considerarmos o valor de 0,65 como adequado, temos que os dois ambientes não apresentam índices satisfatórios nas frequências analisadas (Figura 108). O que corrobora os baixos valores de STI mensurados.

Essa análise implica que o som direto e das primeiras reflexões no ambiente é prejudicado pelas reflexões tardias, desfavorecendo a inteligibilidade.

Figura 108: Valores mensurados de D_{50} para as salas do modelo B.

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

4.3.4 Modos acústicos e frequência de Schroeder

A frequência de Schroeder para a sala 3 corresponde a 289 Hz, e para sala 4 corresponde a 286 Hz, as quais limitam a região dominada pelos modos acústicos na análise das salas. Os principais modos axiais das salas 3 e 4 estão representados na Tabela 21, que identifica os modos nas frequências 63, 80, 100, 160 e 200 Hz. Pelas similaridades das características físicas das salas, ambas apresentam os mesmos modos axiais.

Tabela 21: Principais modos acústicos axiais das salas do modelo B.

Sala	Número dos planos modais			Modo axial
	n_x	n_y	n_z	
3	1	0	0	67
	0	1	0	81
	2	0	0	95
	0	0	1	98
	0	4	0	162
	6	0	0	165
	0	0	4	195
	0	6	0	198
	9	0	0	202
4	1	0	0	67
	0	1	0	81
	2	0	0	95
	0	0	1	98
	0	4	0	162
	6	0	0	165
	0	0	4	195
	0	6	0	198
	9	0	0	202

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

4.4 MODELO C

4.4.1 Medição acústica - NPS

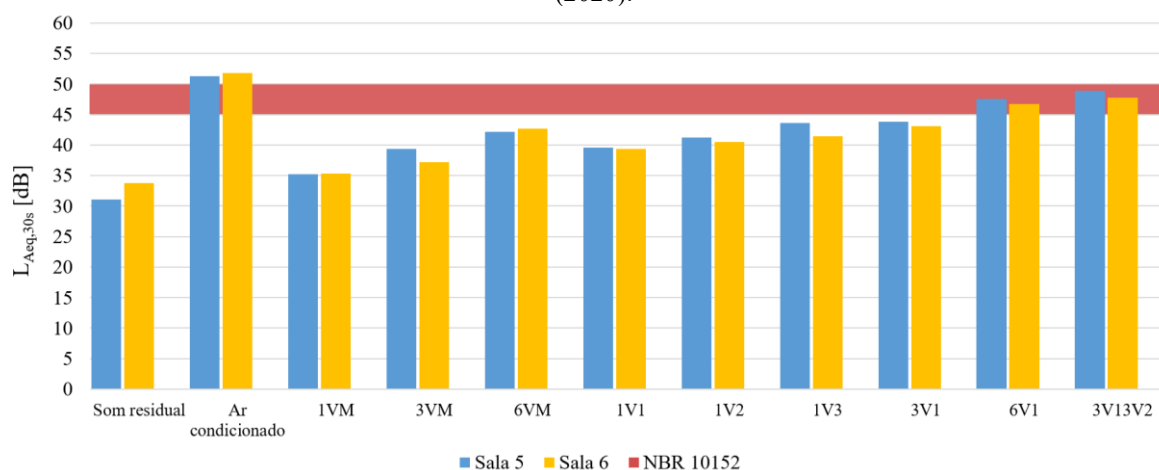
As salas 5 e 6 comportaram-se de modo similar às outras salas em relação à análise do NPS e à introdução de equipamentos de ventilação mecânica e climatização artificial. O menor $L_{Aeq,30s}$ foi registrado em relação ao som residual, e o maior com o uso do ar-

condicionado, correspondente a 51 e 52 dB, respectivamente, nas salas 5 e 6 – valores superiores ao indicado pela NBR 10152 (Figura 109).

Novamente, o uso do ventilador metálico resulta em valores de NPS menor do que o uso do ventilador de plástico. Ao compararmos a situação do som residual com o acionamento de 6 ventiladores metálicos, temos uma diferença de 11 dB para a sala 5 e de 9 dB para a sala 6. Esse valor é muito maior quando comparamos com o uso de 6 ventiladores de plásticos com velocidades variadas, respectivamente 18 e 14 dB.

As situações com 6 ventiladores de plástico geram um NPS de 47 e 49 dB, dentro do limite estabelecido pela norma. Todas as outras situações testadas com os ventiladores encontram-se abaixo de 45 dB.

Figura 109: Nível de pressão sonora equivalente das salas 5 e 6 com ênfase no limite proposto pela NBR 10152 (2020).



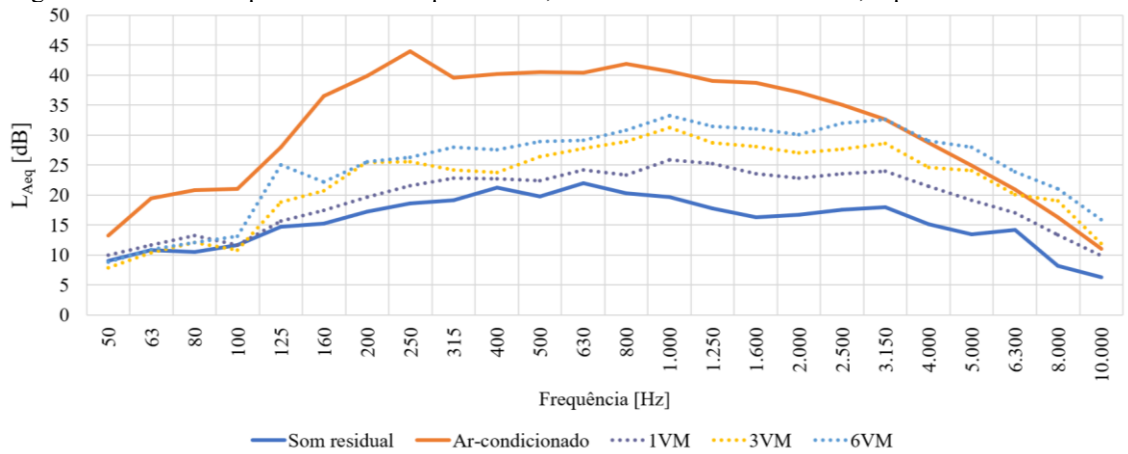
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

As figuras 110 a 115 retratam o espectro sonoro das salas do modelo C. As situações em análise apresentam predominância das frequências de 250 a 3.150 Hz, ou seja, principalmente das médias frequências.

Os ventiladores de plástico possuem destaque nas frequências de 250 Hz na sala 5 em todas situações; já na sala 6 isso se repete para as situações com 3 e 6 ventiladores, porém as situações 1V1 e 1V2 possuem um pico em 315 Hz.

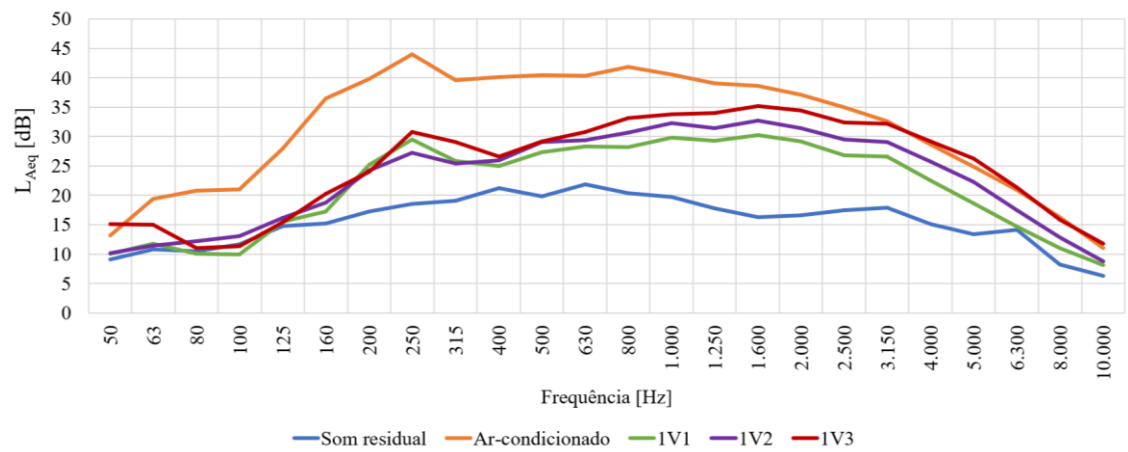
As situações com os ventiladores metálicos apresentaram leves picos na frequência de 1 kHz, sendo eles mais destacados na sala 6.

Figura 110: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 5.



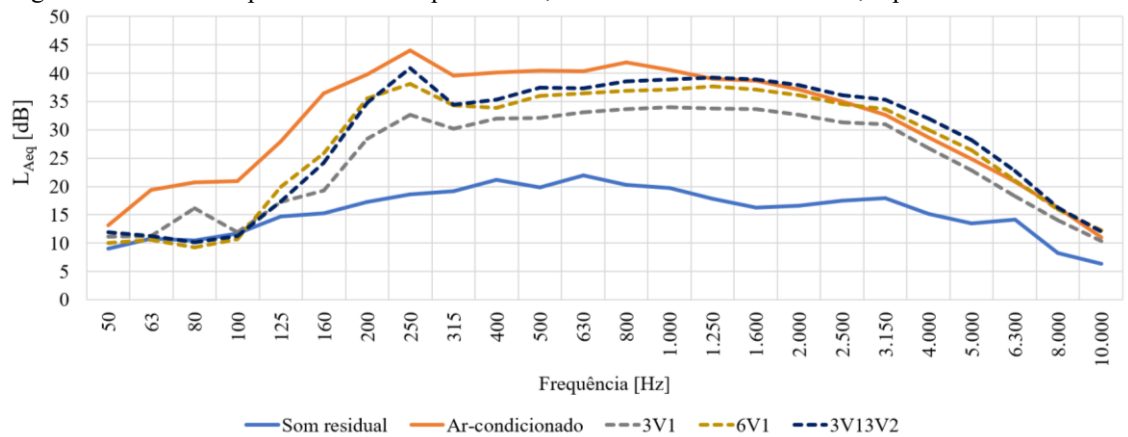
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 111: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 5.



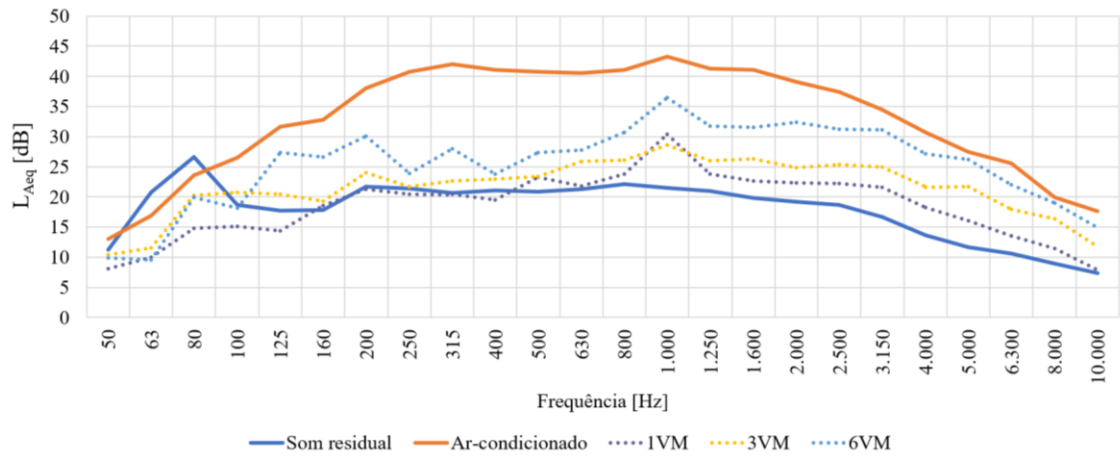
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 112: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 5.



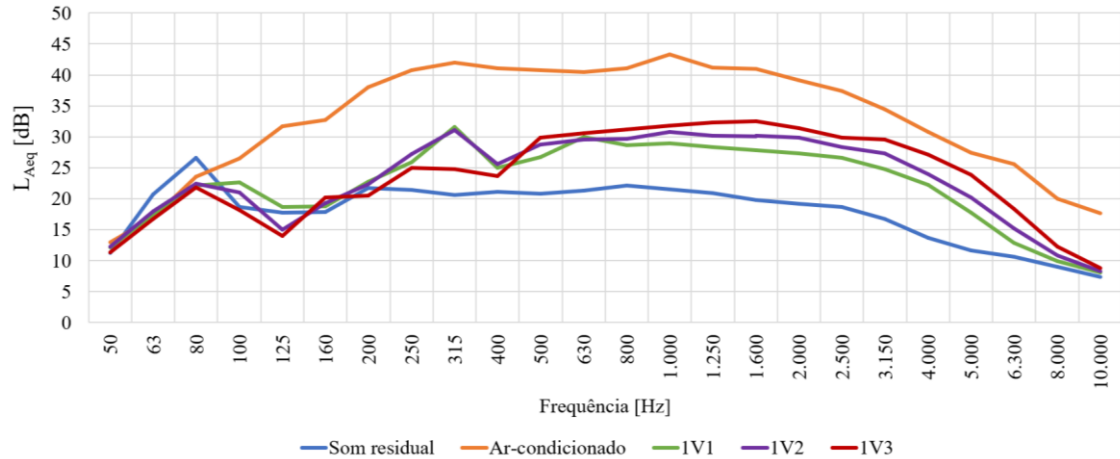
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 113: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 6.



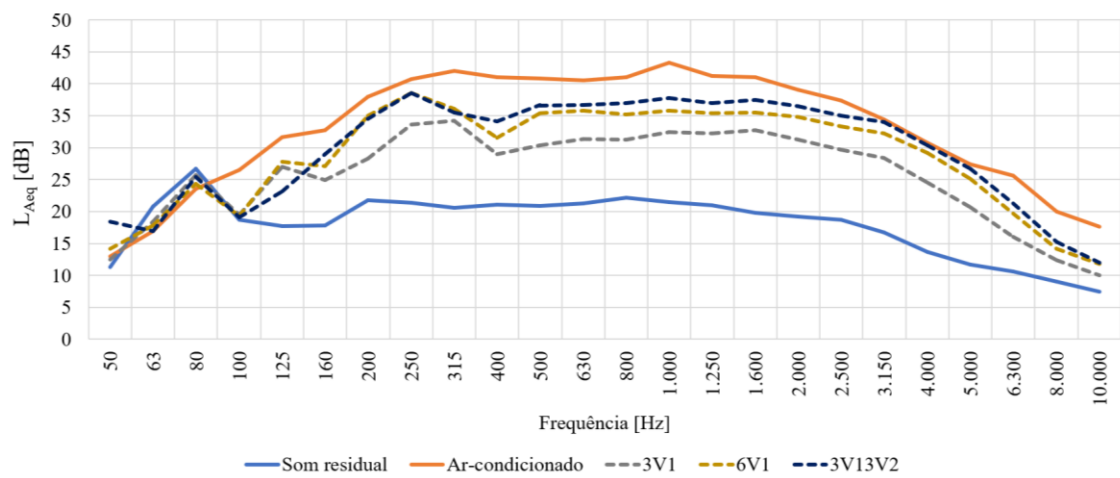
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 114: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 6.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 115: Níveis de pressão sonora equivalentes, em bandas de 1/3 de oitavas, representativo da sala 6.

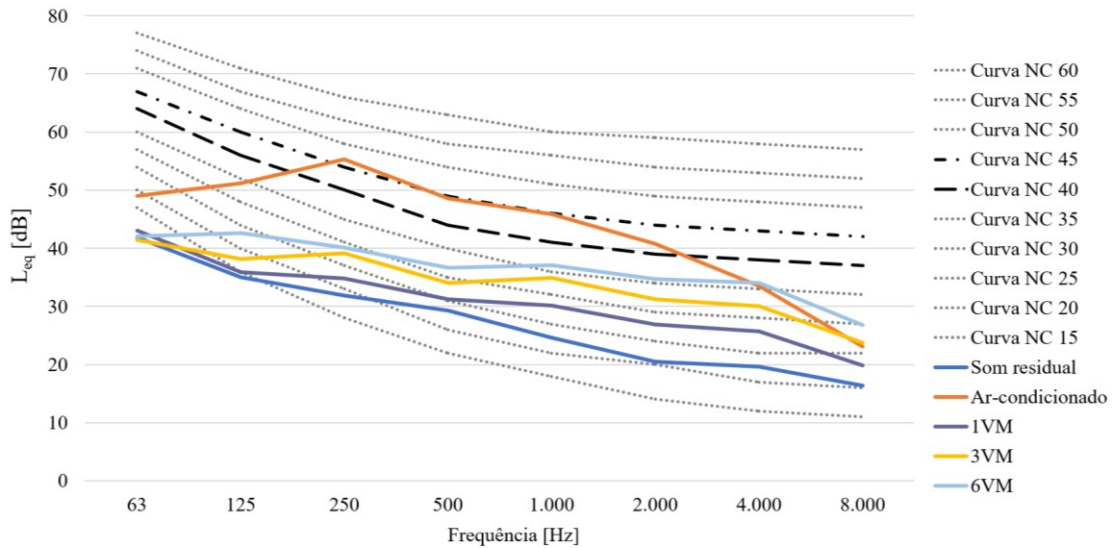


Fonte: Elaborada pela autora (2020).

4.4.2 Avaliação das curvas de ruído

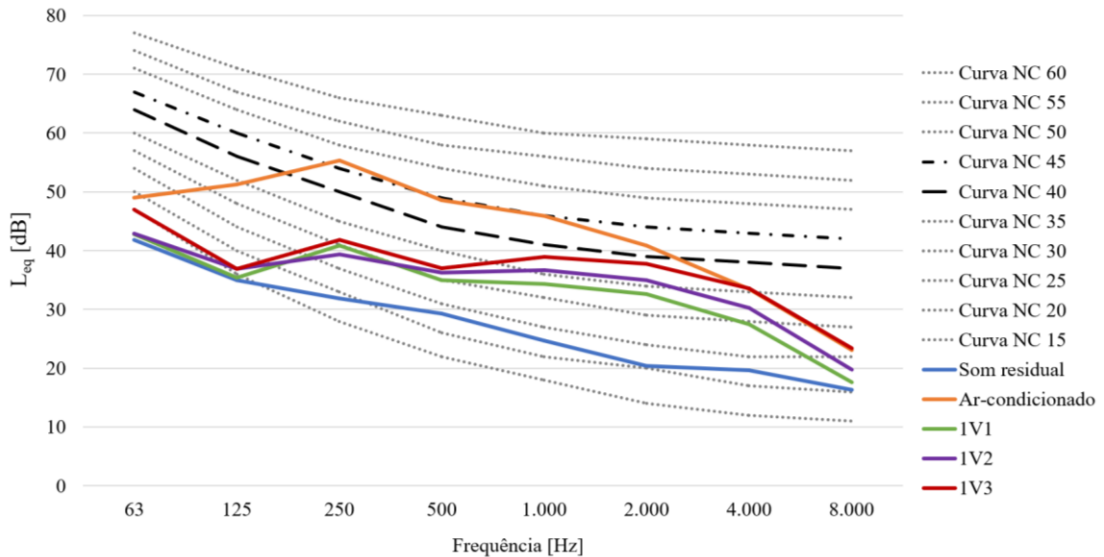
A classificação das curvas NC nas duas salas é bem similar (Figuras 116 a 121). Analisando o som residual, as salas apresentam NC25, considerado um ambiente silencioso. O uso dos ventiladores torna o ambiente mais ruidoso com as curvas variando entre NC30 e NC45. A pior situação é com o uso do ar-condicionado – NC50, a qual está acima da norma.

Figura 116: Curvas NC representativas da sala 5.



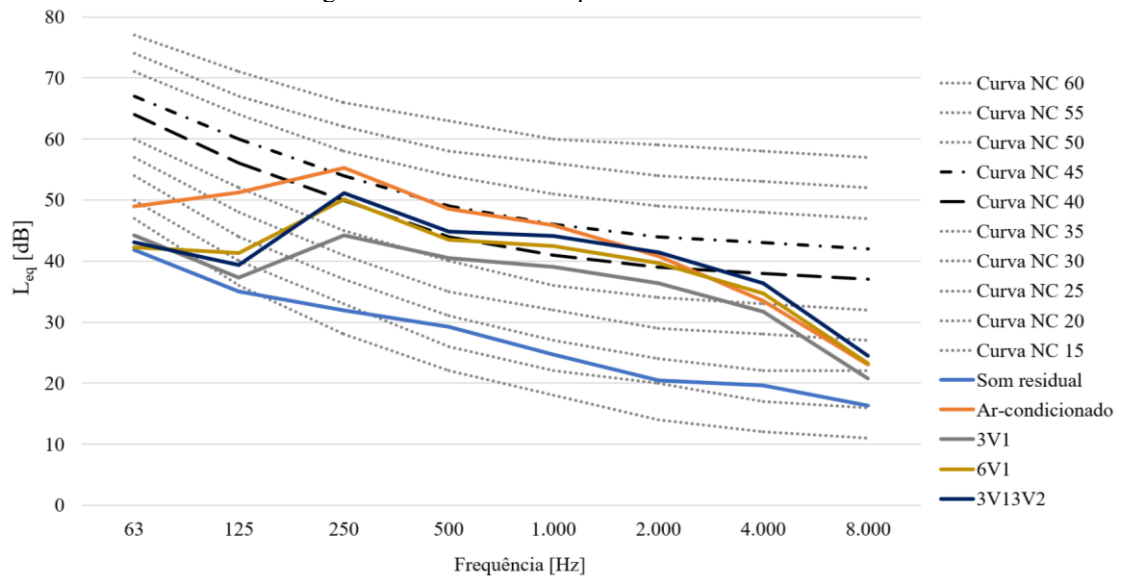
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 117: Curvas NC representativas da sala 5.



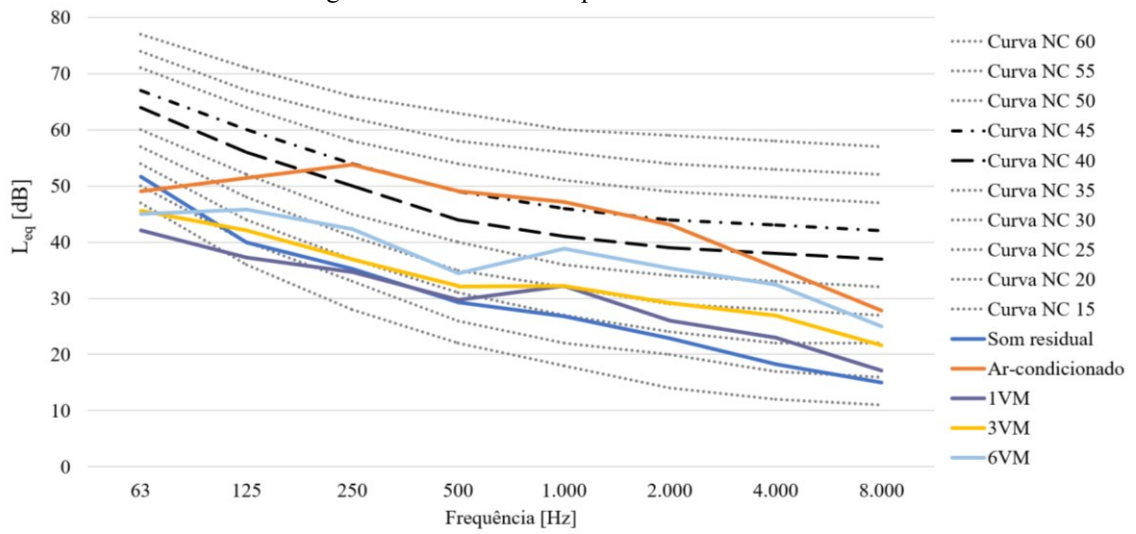
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 118: Curvas NC representativas da sala 5.



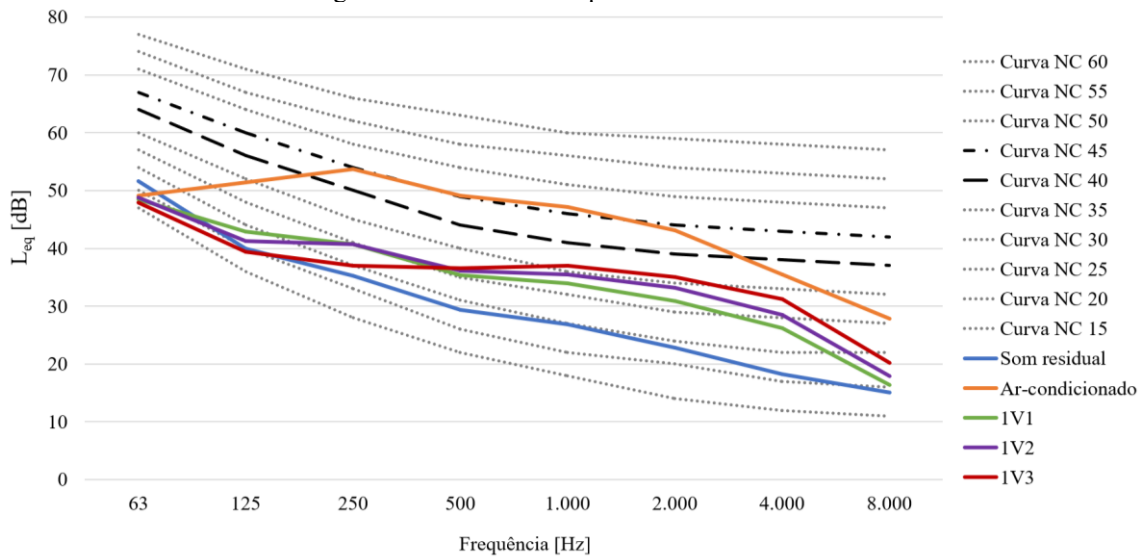
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 119: Curvas NC representativas da sala 6.



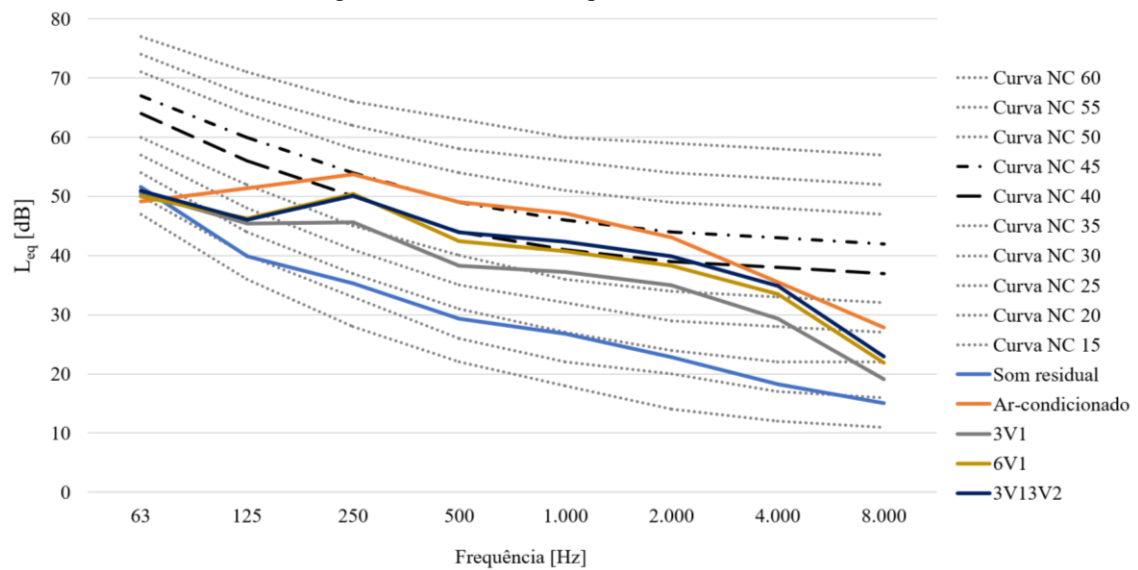
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 120: Curvas NC representativas da sala 6.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

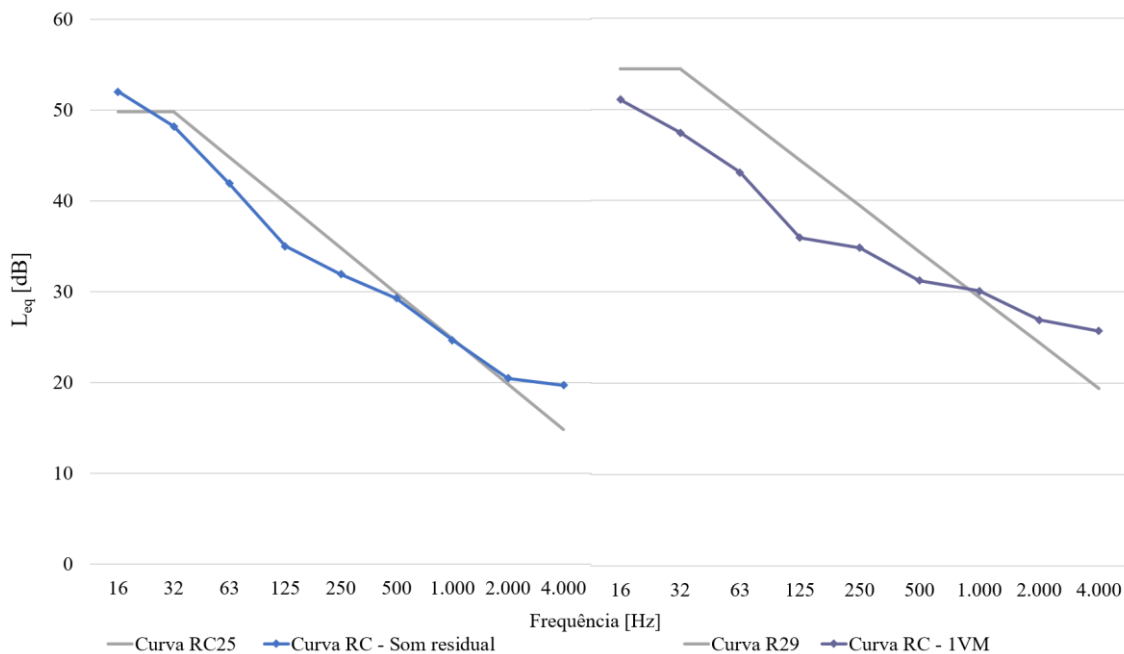
Figura 121: Curvas NC representativas da sala 6.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

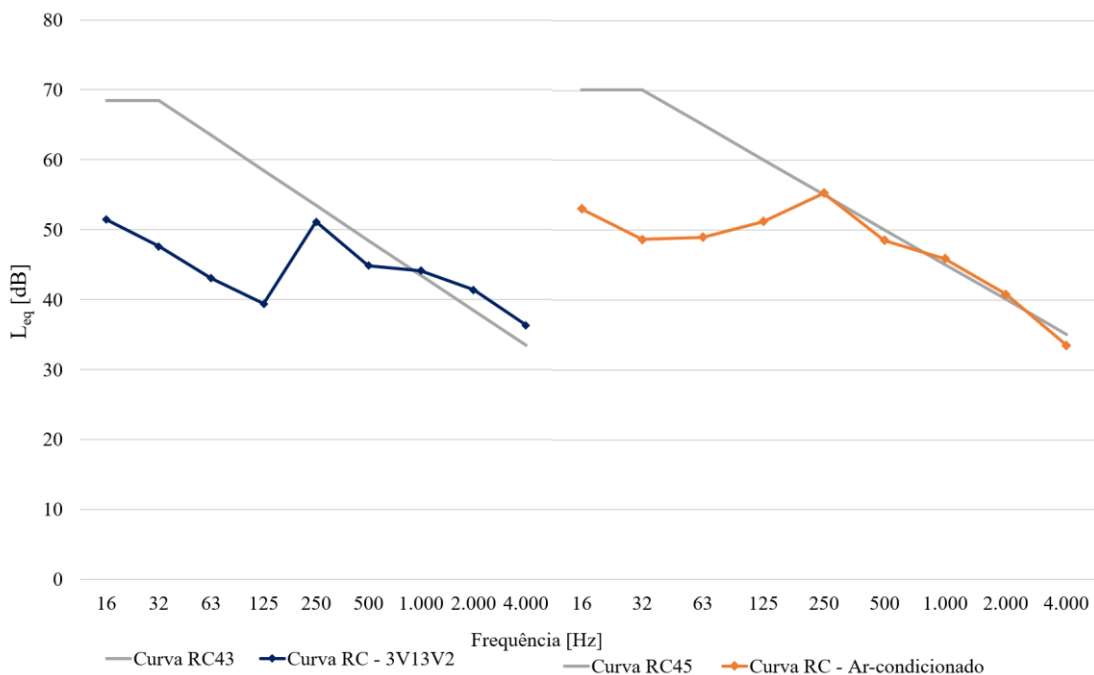
A classificação das curvas RC Mark II no modelo C são as mais brandas (Figuras 122 a 125 e Tabela 22). A situação sem equipamentos na sala 5 possui o espectro sonoro classificado como neutro. A introdução de um ventilador metálico a torna parcialmente aceita. Todas as outras situações são classificadas como desagradáveis com desbalanceamento na alta frequência, sendo a pior curva RC a situação com ar-condicionado e com 6 ventiladores de plástico nas velocidades 1 e 2.

Figura 122: Menores valores das curvas RC Mark II da sala 5 – nas situações som residual e com 1 ventilador metálico.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 123: Maiores valores das curvas RC Mark II da sala 5 – nas situações 3V13V2 e ar-condicionado.

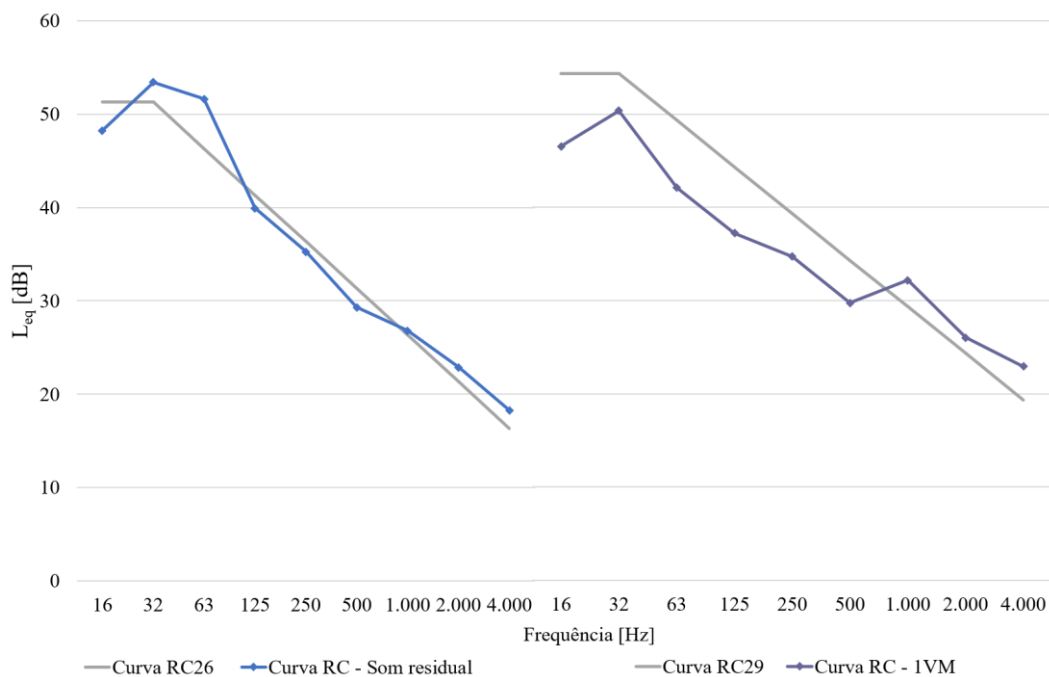


Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Na situação sem nenhum equipamento de climatização e ventilação, o espectro sonoro da sala 6 também pode ser classificado como neutro. Além disso, a sala foi a que possuiu mais situações com a classificação parcial de satisfação – nas situações com 1VM

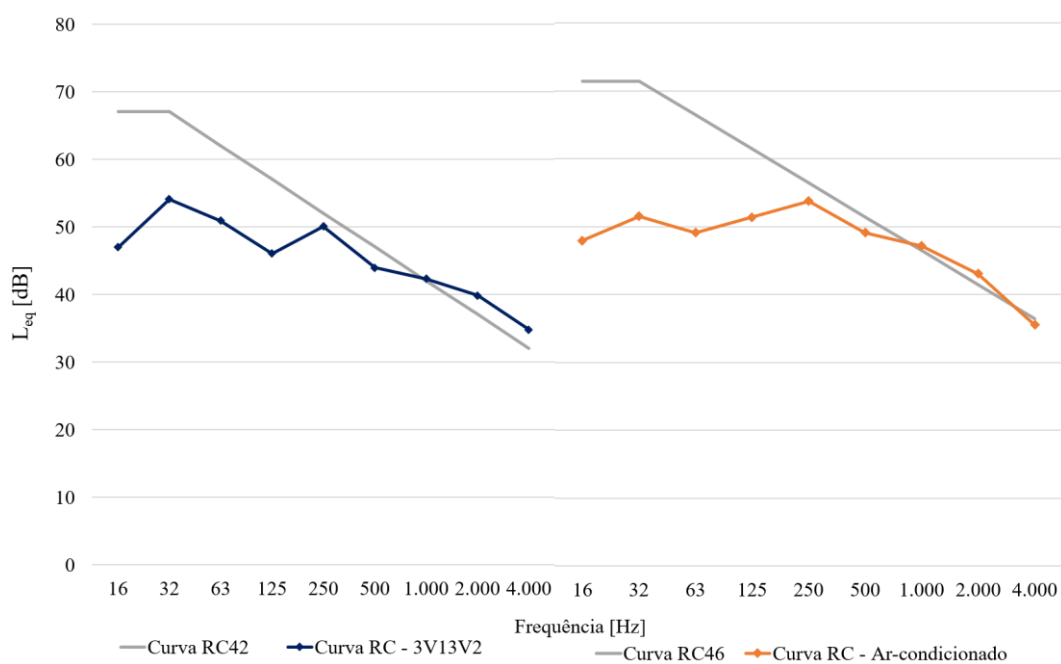
(PSIL 29), 3VM (PSIL 31) e 1V1 (PSIL 33). As outras situações apresentam caráter desagradável para alta frequência, sendo a com ar-condicionado a pior situação (PSIL 46).

Figura 124: Menores valores das curvas RC Mark II da sala 6 – nas situações som residual e com 1 ventilador metálico.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 125: Maiores valores das curvas RC Mark II da sala 6 – nas situações 3V13V2 e ar-condicionado.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Tabela 22: Tabela com classificação de acordo com as curvas RC Mark II das salas do modelo C.

Sala	Situação	QAI	Classificação
5	Som residual	5	25 (NEUTRO)
	Ar-condicionado	18	45 (HF)
	1VM	9	29 (HF)
	3VM	15	33 (HF)
	6VM	17	36 (HF)
	1V1	12	34 (HF)
	1V2	15	36 (HF)
	1V3	16	38 (HF)
	3V1	16	39 (HF)
	6V1	21	42 (HF)
	3V13V2	21	43 (HF)
6	Som residual	4	26 (NEUTRO)
	Ar-condicionado	20	46 (HF)
	1VM	9	29 (HF)
	3VM	10	31 (HF)
	6VM	16	36 (HF)
	1V1	9	33 (HF)
	1V2	11	35 (HF)
	1V3	13	36 (HF)
	3V1	11	37 (HF)
	6V1	16	40 (HF)
	3V13V2	15	42 (HF)

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

4.4.3 Avaliação dos parâmetros acústicos

As Figuras 126 a 129 apresentam os valores de TR mensurados e calculados nas salas do modelo C. A sala 5 apresenta o maior valor calculado em 125 Hz e o menor em 1.000 Hz para ambas situações e equações analisadas. A diferença entre os valores do ambiente ocupado e desocupado varia entre 0,54 e 0,81 s em ambas as salas, sendo maior na frequência de 4.000 Hz.

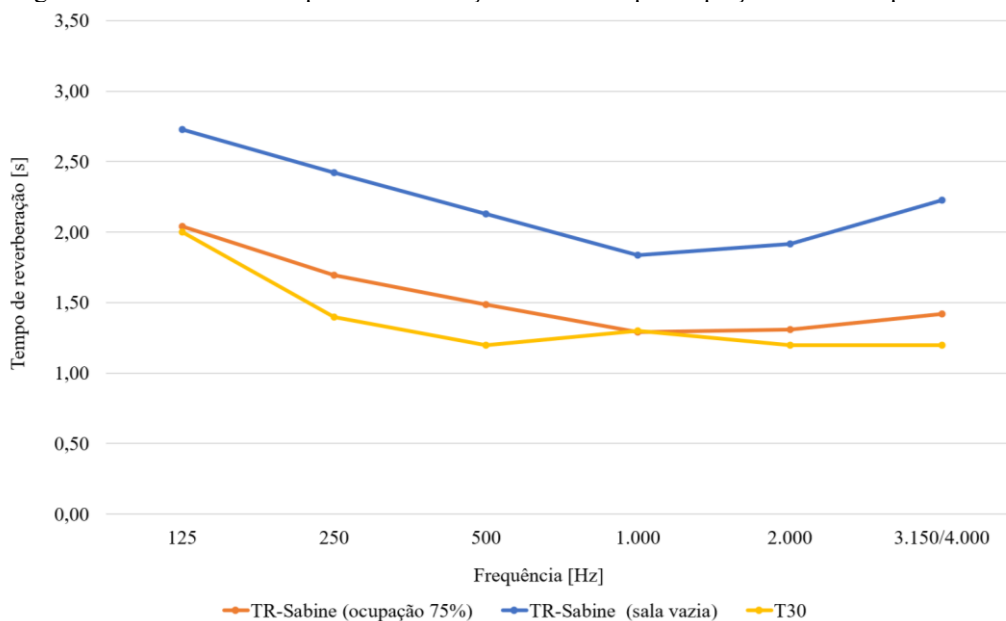
O valor mensurado para T_{30} encontra-se próximo ao calculado para o ambiente com 75% de ocupação. Temos que o maior valor mensurado está na frequência de 125 Hz, após 250 Hz o valor possui uma baixa variação.

Já a sala 6, apresenta os maiores valores para o tempo de reverberação da sala desocupada de todos os ambientes analisados. A equação de Sabine determina valores entre 2,56 e 3,31 s, enquanto a equação de Eyring apresenta valores entre 2,49 e 3,24 s.

Os valores encontrados para a sala ocupada possuem menos variações e comportam-se de forma decrescente de acordo com o aumento da frequência. Para equação de Sabine encontram-se os valores de 1,42 a 2,03 s, e o cálculo de Eyring determina o TR de 1,35 a 1,96 s.

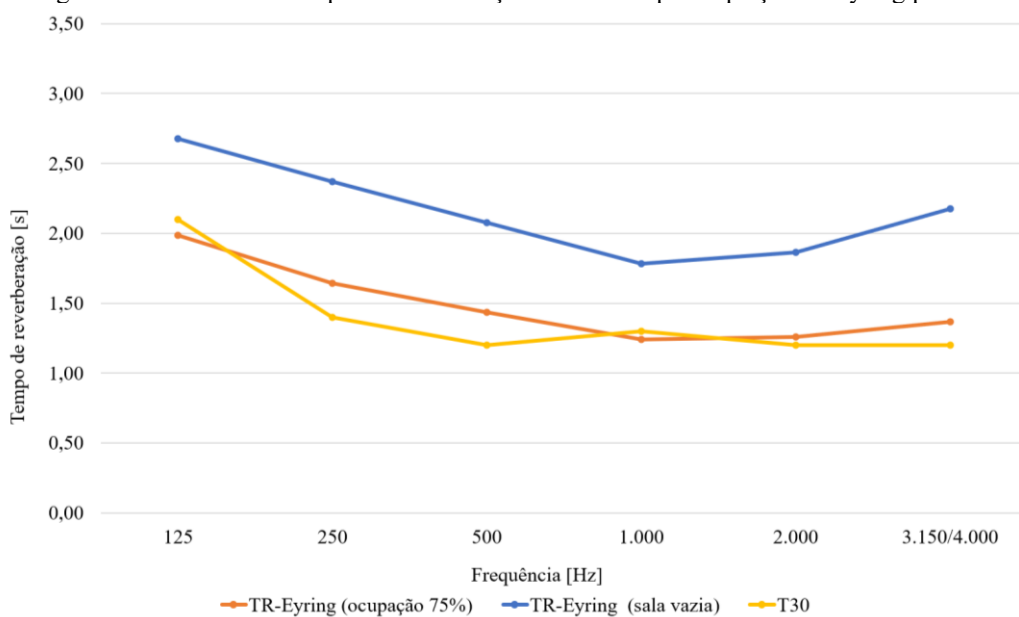
Na sala 6, o T_{30} também possui valores próximo ao TR da sala ocupada; nesse caso, nas frequências de 125, 250, 2.000 e 3.150/4.000 Hz.

Figura 126: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Sabine para sala 5.



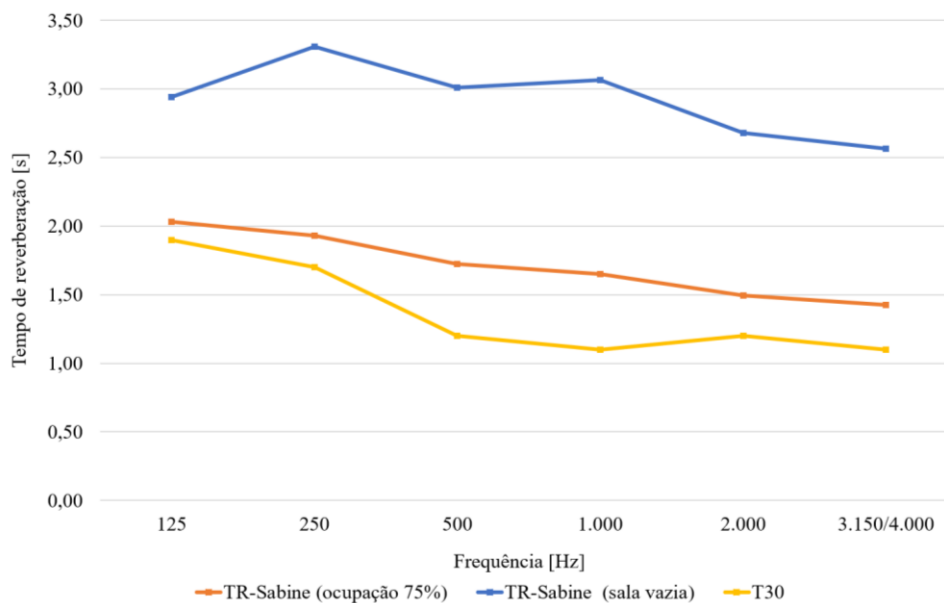
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 127: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Eyring para sala 5.



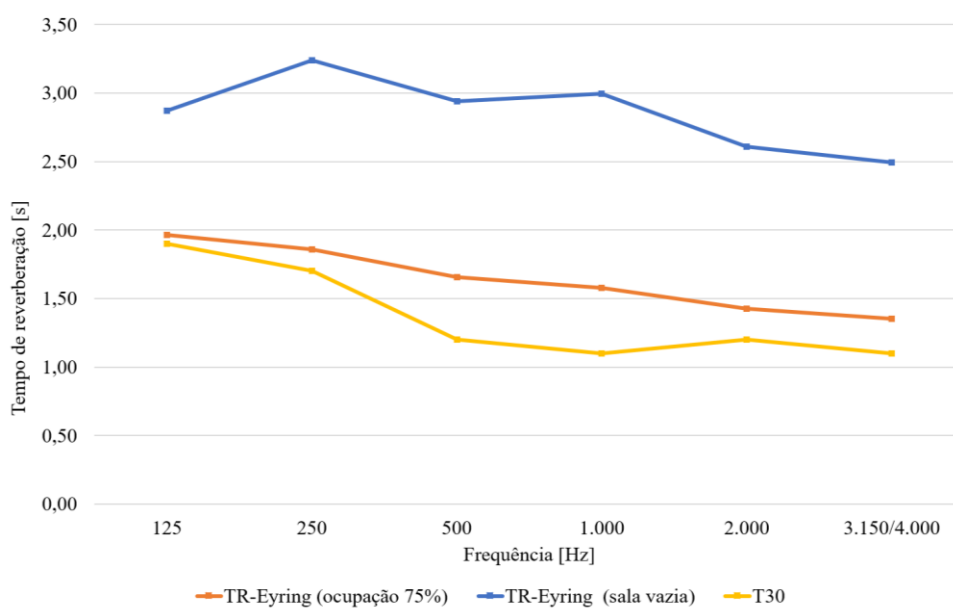
Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 128: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Sabine para sala 6.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Figura 129: Valores do tempo de reverberação calculados pela equação de Eyring para sala 6.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

As salas do modelo C são as que possuem o maior volume. Elas apresentaram os maiores valores de TR, e, conseqüentemente, os valores mais discrepantes em relação ao $TR_{\text{ótimo}}$ (Tabela 23), indicando uma sala reverberante e incompatível com o seu uso.

Tabela 23: Valores mensurados de TR das salas do modelo C e valor ideal de acordo com a BB93.

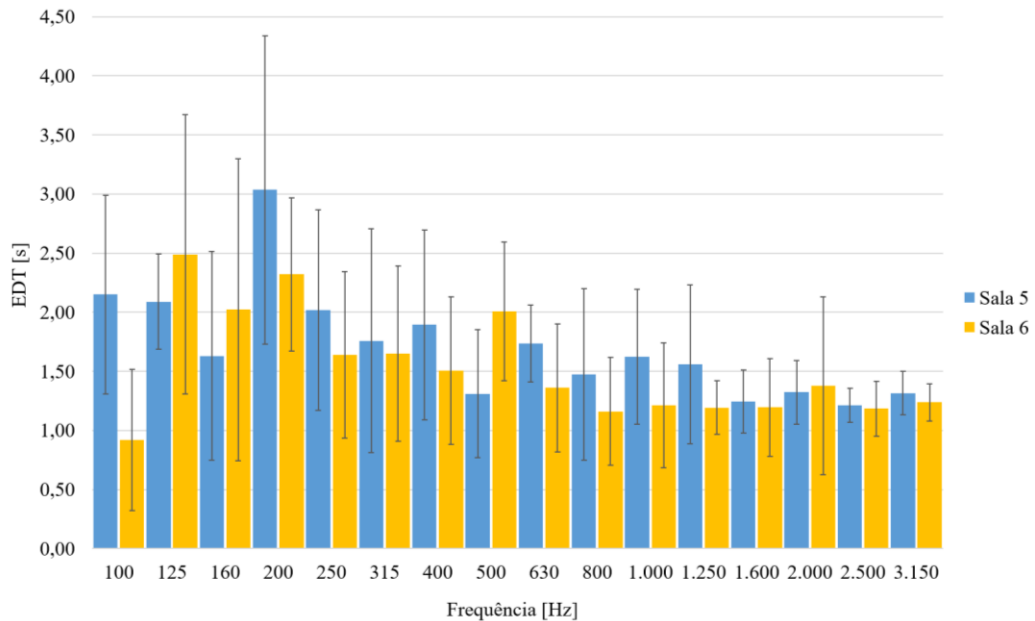
Sala	TR ótimo [s]	TR Sabine [s]	TR Eyring [s]	T ₃₀ [s]
5	≤ 0,5	1,96	1,91	1,23
6	≤ 0,5	2,92	2,85	1,17

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

A Figura 130 relaciona o EDT mensurado por frequência e seu desvio padrão nas salas do modelo C. O maior valor de EDT da sala 5 foi 3 s referente à frequência de 200 Hz; já a sala 6 apresentou maior valor na frequência 125 Hz de 2,5 s.

Novamente temos um alto desvio padrão nas baixas e médias frequências. O desvio padrão variou entre 0,14 a 1,31 na sala 5 e na sala 6 entre 0,16 e 1,28.

Figura 130: Valores médios de EDT nas salas do modelo C.



Fonte: Elaborada pela autora (2020).

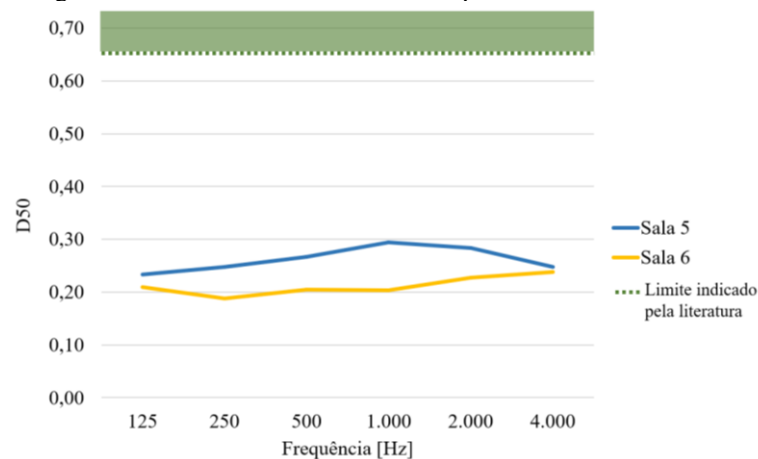
Os resultados obtidos para o STI das salas 5 e 6 são similares aos outros ambientes analisados (Tabela 24). A melhor classificação do STI seria razoável para o entendimento da fala, com valor abaixo de 0,6. Isso indica que o ambiente não é adequado para ser usado como salas de aula ou para atividades em grupo, que requerem comunicação.

Tabela 24: Valores de STI de acordo com SNR das salas do modelo C.

Sala	SNR [dB]	STI	Classificação
5	-10	0,03	Péssimo
	0	0,31	Ruim
	10	0,46	Razoável
6	-10	0,02	Péssimo
	0	0,30	Ruim
	10	0,45	Razoável

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Em relação ao parâmetro definição, as salas do modelo C apresentam a pior situação entre os modelos estudados, com os valores de ambas as salas variando entre 0,2 e 0,3 (Figura 131).

Figura 131: Valores mensurados de D_{50} para as salas do modelo C.

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

4.4.4 Modos acústicos e frequência de Schroeder

A sala 5 apresentou uma frequência de Schroeder de 257 Hz; e a sala 6, de 270 Hz. Tais salas apresentam mais modos axiais compatíveis com as frequências analisadas do que as salas dos outros modelos. Seus valores podem estar relacionados ao alto desvio padrão observado na mensuração do EDT.

Assim como a sala 1, a sala 6 apresenta duas dimensões iguais (L_x e L_y), o que pode ser visto pelos modos axiais similares (Tabela 25).

Tabela 25: Principais modos acústicos axiais das salas do modelo C.

Sala	Número dos planos modais			Modo axial
	n_x	n_y	n_z	
5	1	0	0	67
	0	1	0	81
	2	0	0	95
	0	0	1	98
	0	4	0	162
	6	0	0	165
	0	0	4	195
	0	6	0	198
	9	0	0	202
	0	10	0	256
6	1	0	0	65
	0	1	0	65
	4	0	0	129
	6	0	0	158
	0	6	0	160
	0	0	3	163
	10	0	0	205
	0	0	7	249

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

4.5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Primeiro, podemos analisar os resultados do NPS em relação ao tipo de equipamento para conforto térmico no ambiente. Assim, temos que o ventilador metálico possui os menores níveis de pressão sonora, seguido do ventilador de plástico e, por fim, do ar-condicionado.

Quando comparamos a quantidade de ventiladores na sala, esse entendimento continua – os ventilares metálicos produzem menos ruído. O ventilador de plástico, que possui múltiplas opções de velocidade, tem o menor NPS na menor velocidade.

Em relação ao espectro sonoro, destacaram-se as frequências de 250 a 4.000 Hz, predominantemente médias e altas frequências em todas as situações com os ventiladores. Valores que podem vir a interferir na comunicação dentro do ambiente.

Segundo Cordeiro (1996 *apud* SPILLER, 2017), em escritórios panorâmicos, o som de interesse está entre 500 e 4.000 Hz, o que corresponde à fala acrescida ao ruído de fundo. Confirmando essa faixa de valores, a Ashrae (2007) identifica o alcance de interferência da fala como de 500 a 2.000 Hz. Corrobora tal interferência o fato de que essa faixa de

frequência é compatível com os maiores valores de potência sonora dos dois tipos de miniventilador.

A Ashrae (2007) também aponta como característica ideal do ruído de sistemas de climatização um espectro balanceado, ou seja, sem bandas de frequência dominantes. Os dados mostram que os ventiladores e o ar-condicionado possuem clara dominância na média frequência, sendo possível provocar um incômodo para o usuário, gerado pelo ruído de funcionamento dos aparelhos.

Em todas as situações com os miniventiladores, a análise das curvas de ruído NC demonstra que o ruído de fundo do ambiente atende ao estipulado pela NBR 10152, ou seja, adequado até a curva NC40, sendo aceitável a NC45.

Por outro lado, a análise das curvas RC Mark II indica um incômodo parcial ou total causado pelas altas frequências, tornando o ruído desagradável. O que também foi encontrado na pesquisa de Ayr, Cirillo e Martellotta (2001) em escritórios panorâmicos italianos. Em nenhuma situação analisada, a curva RC Mark II indicou a presença de vibração proveniente de baixa frequência.

Os ventiladores comportaram-se de modo similar nas salas dos três modelos estudados, entretanto percebem-se valores melhores do NPS e curvas de avaliação nas salas do modelo C, as quais possuem um volume maior do que as outras.

Em todos os quesitos avaliados, o ventilador metálico apresenta melhor conforto acústico, porém expõe duas diferenças marcantes em comparação ao ventilador de plástico. Possui apenas uma velocidade de acionamento e seu posicionamento é limitado pelo tamanho do seu cabo USB de alimentação, sendo esse último percebido como ponto negativo durante as medições.

O ar-condicionado demonstrou ser mais ruidoso em todas as situações. Além disso, o aparelho possui uma direção de ar que não pode ser individualizada e acarreta alta demanda de energia elétrica. Pode-se crer que haja um limite no número de ventiladores benéficos aos usuários, tanto em relação ao ruído quanto à temperatura adequada da sala, visando conforto térmico e acústico. A partir de uma certa quantidade, a adição de aparelhos no ambiente resultará em valores de NPS maiores do que o recomendado pela norma brasileira.

Em relação aos parâmetros mensurados da sala, temos que os ambientes estudados encontram-se com valores impróprios para a finalidade de sala de estudos, onde são realizadas atividades individuais e em grupo. Como visto pelos altos valores do tempo de reverberação,

os ambientes apresentam pouca absorção sonora, contribuindo para a permanência do som por um tempo maior do que o indicado de acordo com o uso da sala.

Como consequência, os valores de EDT, T_{30} , STI e D_{50} refletem esse problema. É importante salientar que os valores de STI baixos são vistos pela literatura e pelas normas como adequados para ambientes coletivos, como a sala de estudos, visto que o entendimento de conversas paralelas prejudica a concentração e desempenho do trabalhador. Outrossim, um baixo valor de STI representa um maior nível de privacidade no ambiente.

Tal parâmetro, entretanto, além de ser analisado juntamente com o tempo de reverberação, deve ser analisado espacialmente, para não interferir em áreas de ambientes colaborativos que necessitam de comunicação constante.

O estudo demonstra ser inviável o uso do ruído provocado pelos ventiladores e ar-condicionado para mascaramento sonoro, visto demonstrarem um alto NPS (em algumas situações de acionamento de ventilador e uso do ar-condicionado) e um incômodo caracterizado por um ruído de chiado, causado pelo desbalanceamento do espectro.

Os dados também indicam que as medições sofreram interferência dos modos acústicos, nos valores abaixo da frequência de Schoreder, sendo confirmado pelo alto desvio padrão nos dados mensurados de EDT e suas inconsistências com o T_{60} analítico.

Deve-se atentar que, por meio de um projeto acústico nas salas, há a possibilidade de que as alterações feitas para adequação do seu uso possam contribuir para uma menor influência do ruído do miniventilador nas salas de estudo.

De forma resumida, a Tabela 26 apresenta um resumo dos valores de NPS e classificação das curvas de avaliação de ruído por sala e situação; a Tabela 27 apresenta os valores médios de TR, T_{30} , EDT e D_{50} ; e, por fim, a Tabela 28 traz os valores máximos de STI analisados por sala. Cada célula da tabela está sinalizada por cor – o verde simboliza valores dentro do estabelecido pelas normas indicadas no texto, a cor amarela indica valores na faixa de tolerância e a cor vermelha sinaliza valores maiores que o ideal.

Tabela 26: Resumo dos resultados encontrados para NPS e curvas de avaliação de ruído em todas as salas para todas configurações.

Situação	Sala	NPS [dB]	Curva NC	Curva RC Mark II	
				QAI	Classificação
Som residual	1	29	25	7	22 (HF)
	2	31	25	5	25
	3	30	25	6	24 (HF)
	4	36	30	9	31 (HF)
	5	31	25	5	25
	6	34	25	4	26
Ar-condicionado	1	55	50	20	49 (HF)
	2	57	55	18	51 (HF)
	3	50	45	19	45 (HF)
	4	49	45	18	44 (HF)
	5	51	50	18	45 (HF)
	6	52	50	20	46 (HF)
1VM	1	36	30	11	30 (HF)
	2	39	35	10	33 (HF)
	3	36	30	9	30 (HF)
	4	40	35	12	34 (HF)
	5	35	30	9	29 (HF)
	6	35	30	9	29 (HF)
3VM	1	40	35	13	33 (HF)
	2	41	35	14	35 (HF)
	3	41	35	15	35 (HF)
	4	42	40	17	36 (HF)
	5	39	35	15	33 (HF)
	6	37	30	10	31 (HF)
6VM	1	42	40	14	36 (HF)
	2	42	40	12	37 (HF)
	3	43	40	18	37 (HF)
	4	44	40	21	38 (HF)
	5	42	40	17	36 (HF)
	6	43	40	16	36 (HF)
1V1	1	42	40	14	35 (HF)
	2	42	40	15	35 (HF)
	3	42	40	14	35 (HF)
	4	43	40	15	38 (HF)
	5	40	35	12	34 (HF)
	6	39	35	9	33 (HF)

Situação	Sala	NPS [dB]	Curva NC	Curva RC Mark II	
				QAI	Classificação
1V2	1	43	40	18	38 (HF)
	2	43	40	17	37 (HF)
	3	43	40	18	38 (HF)
	4	44	40	14	39 (HF)
	5	41	40	15	36 (HF)
	6	41	35	11	35 (HF)
1V3	1	46	40	22	39 (HF)
	2	46	40	18	39 (HF)
	3	46	40	20	40 (HF)
	4	46	40	15	41 (HF)
	5	44	40	16	38 (HF)
	6	41	40	13	36 (HF)
3V1	1	45	40	19	39 (HF)
	2	47	45	17	40 (HF)
	3	47	45	19	41 (HF)
	4	46	40	18	40 (HF)
	5	44	40	16	39 (HF)
	6	43	40	11	37 (HF)
6V1	1	49	45	22	42 (HF)
	2	48	45	13	42 (HF)
	3	49	45	23	43 (HF)
	4	49	45	18	43 (HF)
	5	47	45	21	42 (HF)
	6	47	40	16	40 (HF)
3V13V2	1	50	45	22	44 (HF)
	2	49	45	15	43 (HF)
	3	50	45	21	45 (HF)
	4	50	45	22	44 (HF)
	5	49	45	21	43 (HF)
	6	48	45	15	42 (HF)
Legenda		Até 45	Até 40	Até 5	
		46 - 50	41 - 45	6 - 10	
		Acima de 50	Acima de 45	Acima de 10	

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Tabela 27: Média dos valores encontrados para os parâmetros acústicos em todas as salas.

Sala	T60 [s]			EDT [s]	D50
	Sabine	Eyring	T30		
1	1,04	0,99	0,87	1,06	0,45
2	1,49	1,44	1,08	1,46	0,37
3	1,58	1,53	1,1	1,30	0,29
4	1,56	1,51	0,93	1,10	0,30
5	1,96	1,91	1,23	1,50	0,28
6	2,92	2,85	1,17	1,40	0,21

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

Tabela 28: Valores de STI de acordo com SNR calculados em todas as salas.

Sala	STI	
	SNR = - 10 dB	SNR = 10 dB
1	0,08	0,55
2	0,05	0,51
3	0,02	0,45
4	0,03	0,46
5	0,03	0,46
6	0,02	0,45

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

De modo geral, convém-se também comparar os dois ventiladores analisados. A Tabela 29 discorre sobre as principais características percebidas nesta pesquisa de cada um dos modelos.

Tabela 29: Comparativo dos ventiladores analisados.

Característica	Ventilador metálico	Ventilador de plástico
$L_{w,A}$ [dB]	40	50 – 60
Faixa de frequência dominante [Hz]	250 – 4.000	250 – 4.000
NPS no ambiente	Menores valores	Maiores valores
Diferencial	Rotaciona 360° na horizontal, porém posicionamento limitado pelo cabo USB	Três velocidades de acionamento, lanterna e funciona por cabo USB e a pilha

Fonte: Elaborada pela autora (2020).

5 CONCLUSÃO

A partir das medições acústicas realizadas e analisadas, percebemos que, dentre as opções estudadas, o miniventilador metálico é a melhor solução para ventilação mecânica em salas de estudos, de acordo com o conforto acústico no ambiente.

Como vimos nos resultados, o NPS do ambiente com o ventilador metálico é menor do que com o funcionamento do ar-condicionado e dos ventiladores de plástico em todas as situações. Isso culmina em um NPS e classificação da curva NC dentro do estimado pela norma brasileira NBR 10152 e indicado por estudos como aceitável para ruído de fundo em escritórios panorâmicos. Ressalta-se que esse ambiente de classificação foi utilizado como parâmetro por apresentar atividades similares às das salas de estudo analisadas.

Entretanto, pela análise subjetiva das curvas RC Mark II há indícios de desconforto parcial ou total por um desbalanceamento do espectro sonoro – todas as vezes em alta frequência.

A análise dos parâmetros acústicos demonstrou que as salas estão inadequadas para seu uso. Os materiais das superfícies, os quais são comumente encontrados em salas educacionais, contribuem significativamente para a má acústica da sala, ao não possuírem absorção sonora necessária. Além disso, percebeu-se a contribuição dos modos acústicos em ambientes pequenos.

O nível de pressão sonora em um ambiente não é composto apenas pelo sistema de climatização artificial ou ventilação mecânica, necessárias para o clima predominante no Brasil. Por isso deve-se atentar para outras fontes de ruído que surgem com a utilização do ambiente, como a fala e o ruído de equipamentos, por exemplo.

Estes aspectos podem ser trabalhados em estudos futuros, que abranjam a influência do miniventilador não só em salas de estudos, como também em outros ambientes coletivos. Há ainda a opção de estudos multidisciplinares que poderão responder a perguntas como: até que ponto o ruído pode ser mascarado em detrimento do alívio da sensação térmica? Qual a real economia de energia elétrica em escritórios ao avaliarmos os miniventiladores e ar-condicionados? Qual a percepção do usuário em relação ao ruído e conforto térmico com o uso do miniventilador?

REFERÊNCIAS

ALARCÃO, D.; FAFAIOL, C.A.; BENTO COELHO, J.L. **Acústica de salas de aula**. In: XXIII Encontro SOBRAC. Brasil, 2010.

ANDRADE, Joana Maria Figueiredo Mota. **Caracterização do conforto acústico em escolas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Universidade do Porto, Portugal, 2009.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS - ASHRAE. Applications Handbook – Sound and vibration control. Chapter 48 - **Noise and vibration control**. Atlanta, EUA, 2007.

AMORIM, Adriana Eloá Bento. **Formas geométricas e qualidade acústica de salas de aula**: estudo de caso em Campinas -SP. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, 2007.

ANDRÉ, Maíra. **Potencial de incremento do conforto térmico dos usuários em escritórios com o uso de ventiladores de mesa durante o verão**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2019.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 3382-2**: Acústica - medição de parâmetros de acústica de salas. Parte 3: escritórios de planta livre. Rio de Janeiro, 2017a.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR 3382-3**: Acústica - medição de parâmetros de acústica de salas. Parte 3: escritórios de planta livre. Rio de Janeiro, 2017b.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10152**: Acústica – níveis de pressão sonora em ambientes internos a edificações. Rio de Janeiro, 2020.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 12179**: Tratamento acústico em recintos fechados. Rio de Janeiro, 1992.

AYR, U.; CIRILLO, E.; MARTELLOTTA, F. An experimental study on noise indices in air-conditioned offices. **Applied Acoustics**, v. 62, p. 633-643, 2001.

AYR, U. *et al.* A new approach to assessing the performance of noise indices in buildings. **Applied Acoustics**, v. 64, p. 129-145, 2002.

BANBURY, S.; BERRY, D. C. Disruption of office-related tasks by speech and office noise. **British Journal of Psychology**, v. 89, p. 499-517, 1998.

BANBURY, S.; BERRY, D. C. Office noise and employee concentration: identifying causes of disruption and potential improvements. **Ergonomics**, v. 48(1), p. 25-37, 2005.

BISTAFA, Sylvio. **Acústica Aplicada ao Controle de Ruído**. 3. ed. São Paulo: Blucher, 2018. 436 p.

BISTAFA, Sylvio; BRADLEY, John S. Predicting reverberation times in a simulated classroom. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 108 (4), p. 1721- 1731, 2000.

BLAZIER, W. E. Room Noise Criteria. *In*: BERGER *et al* (org.). **The noise manual**. 5. ed. American Industrial Hygiene Association, 2003. P 549-638.

BRAAT-EGGEN, Ella *et al*. Noise disturbance in open-plan study environments: a field study on noise sources, student tasks and room acoustic parameters. **Ergonomics**, v. 60 (9), p. 1297-1314, 2017.

BRAAT-EGGEN, Ella *et al*. Auditory distraction in open-plan study environments: Effects of background speech and reverberation time on a collaboration task. **Applied Acoustics**, v. 154, p. 148-160, 2019.

BRAAT-EGGEN, Ella *et al*. The influence of background speech on a writing task in an open-plan study environment. **Building and Environment**, v. 169, 2020.

BRADLEY, J.; GOVER, B. **Criteria for acoustic comfort in open-plan offices**. *In*: Inter.noise. República Tcheca, 2004.

BRANDÃO, Eric. **Acústica de salas: projeto e modelagem**. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2018. 654 p.

BROTHÁNEK, Marek; JANDÁK, Vojtěch; JIŘÍČEK, Ondřej. Expectations of the acoustic environment in the national library of technology – Case study. **Applied Acoustics**, v. 170, 2020.

BURGESS, C; THOMPSON, R. **Practical Consideration of Noise from Fans**. *In*: Inter.noise. Australia. 2014.

DANIELSSON, C. B; BODIN, L. Difference in satisfaction with office environment among employees in different office types. **Journal of Architecture and Planning Research**, v. 26(3), 2009.

DEHLBÆK, Tania *et al*. **The effect of human activity noise o the acoustic quality in open plan office**. *In*: Inter.noise. Alemanha, 2016.

DEPARTMENT FOR EDUCATION – UNITED KINGDOM. **Building Bulletin 93**. Acoustic design of schools: performance standards. Reino Unido, 2015.

DICKSCHEN, A.; BERTAZZONI, R.; LIEBL, A. **Evaluation room acoustic quality in open-plan offices by adding the distribution of possible source and receiver positions to the simulation**. *In*: Euronoise. Grécia, 2018.

DOE – U.S. Department of Energy. **Improving fan system performance – A sourcebook for industry**. Washington, USA, 2003.

ESCOBAR, Valentín Gómez; MORILLAS, Juan Miguel Barrígon. Analysis of acoustical characteristics and some recommendations for different educational rooms. **Archives of Acoustic**, v. 36, p. 741-759, 2011.

GALBRUN, Laurent; KITAPCI, Kivanc. Accuracy of speech transmission index predictions based on the reverberation in time and signal-to-noise ratio. **Applied Acoustic**, v. 81, p. 1-14, 2014.

GORDON-HICKEY, Susan; LEMLEY, Trey. Background noise acceptance and personality factors involved in library environment choices by college students. **The Journal of Academic Librarianship**, v. 38, p. 365-369, 2012.

GREENLAND, Emma E.; SHIELD, Bridget M. A survey of acoustic conditions in semi-open plan classrooms in the United Kingdom. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 130 (3), p. 1399- 1410, 2011.

HAAPAKANGAS *et al.* Effects of unattended speech on performance and subjective distraction: the role of acoustic design in open-plan offices. **Applied Acoustics**, v. 86, p. 1-16, 2014.

HAAPAKANGAS *et al.* Benefits of quiet workspace in open-plan offices – evidence from two office relocations. **Journal of environmental psychology**, v. 56, p. 63-75, 2018.

HASHIM, H. *et al.* **Acoustic Analysis of an Axial Fan**. In: 16th IEEE ITherm Conference. Estados Unidos, 2017.

HE *et al.* The influence of personally controlled desk fan on comfort and energy consumption in hot humid environments. **Building and environment**, v. 123, p. 378-389, 2017.

HEDGE, A. The Open-Plan Office: a systematic investigation of employee reaction of their work environment. **Environment and Behavior**, Arizona, v. 14, n. 5, p. 519-542, 1982.

HONGISTO, V. A model predicting the effect of speech of varying intelligibility on work performance. **Indoor Air**, v. 15, p. 458-468, 2005.

HONGISTO, V. **Effect of sound masking on workers in an open office**. In: Euronoise. França, 2008.

HONGISTO, V.; KERÄNEN, J. **Open-plan offices** – new Finnish room acoustic regulations. Euronoise. Grécia, 2018.

HONGISTO, V.; KERÄNEN, J.; LARM, P. Simple model for the acoustic design of open-plan offices. **Acta – Acustica United with Acustica**, v. 90, p. 481-495, 2004.

HONGISTO, V.; OLIVA, D.; REKOLA, L. Subjective and objective rating of spectrally different pseudorandom noises - implications for speech masking design. **JASA – Journal of the Acoustical Society of America**, v. 137, p. 1344-1355, 2015.

HUANG, L. *et al.* A study about the demand for air movement in warm environment.

Building and Environment, v. 61, p. 27-33, 2013.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. **IEC 60268-16**: Sound system equipment – part 16: objective rating of speech intelligibility by speech transmission index. Suíça, 2011.

INMETRO. **Eletrrodomésticos só podem ser vendidos com o novo Selo Ruído**. 2016. Disponível em http://www.inmetro.gov.br/noticias/verNoticia.asp?seq_noticia=3933 Acesso em: 28 out. 2020.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO/DIS 22955**: Acoustics – Acoustic quality of open office spaces. Suíça, 2020.

JENSEN, K.; ARENS, E.; ZAGREUS, L. Acoustical quality in office workstations, as assessed by occupant surveys. **Indoor Air**, v. p. 2401-2405. 2005.

KAARLELA-TUOMAALA, A. *et al.* Effects of acoustic environment on work in private office rooms and open-plan offices – longitudinal study during relocation. **Ergonomics**, v. 52(11), p. 1423-1444, 2009.

KERÄNEN J.; VIRJONEN, P.; HONGISTO, V. **Characterization of acoustics in open offices** – four case studies. *In*: Euronoise. França, 2008.

KIM, J.; DEAR, R. Workspace satisfaction: The privacy-communication trade-off in open-plan offices. **Journal of Environmental Psychology**, v. 36, p. 18-26. 2013.

LONG, Marshall. **Architecture Acoustic**. California, USA: Elsevier Academic Press, 2006.

LUO, M. *et al.* Thermal comfort evaluated for combinations of energy-efficient personal heating and cooling devices. **Building and Environment**, v. 143, p. 206-216, 2018.

MACCHIE, Sara Delle, SECCHI Simone; CELLAI, Gianfranco. Acoustic issues in open plan offices: a typological analysis. **Buildings**, v. 8 (161), 2018.

MAGANINHO, João Filipe de Oliveira. **Aplicação da metodologia multicritério à qualidade acústica de bibliotecas públicas**. Dissertação (mestrado em Engenharia Civil) – Universidade do Porto. Portugal, 2009.

MARTINS, R. V. **Estudo do conforto acústico de salas situadas em ambientes industriais de usina hidrelétrica**. Dissertação (mestrado em Arquitetura e Urbanismo) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2017.

MAK, C. M.; LUI, Y. P. The effect of sound on office productivity. **Building Services Engineering Research and Technology**, v. 33 (3), p. 339-345, 2012.

MÜLLER, Swen. Medir o STI. *In*: **Seminário Música Ciência Tecnologia**, v. 2, 2005.

NAKAZATO, M; RAEDER, A; LEITE, D; POZZER, T. **The applicability of DIN 18041 in Brazilian offices**. *In*: Inter.noise. Espanha, 2019.

NAVAI, M.; VEITCH, J. A. **Acoustic satisfaction in open-plan offices: review and recommendations.** IRC - Research Report – Institute for research in construction. Ottawa, Canada, 2003.

NELSON, D. **In Search of a Quiet Fan.** *In:* 34th SEMI-THERM Symposium. Estados Unidos, 2018.

NOCKE, C. **DIN 18041** – a German view. *In:* Euronoise. Grécia, 2018.

NOGUEIRA, F. F. **Análise paramétrica do campo acústico de escritórios panorâmicos.** Dissertação (mestrado em Engenharia Civil) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2002.

OITICICA, Maria Lúcia Gondim da Rosa; ALVINO, Ivan Lamenha; SILVA, Luiz Bueno. **Interferência dos ventiladores na qualidade acústica das salas de aula da rede pública de ensino fundamental da cidade de Maceió-AL.** *In:* XXVI ENEGEP, Fortaleza, 2006.

OLIVEIRA, G. K. **Avaliação do comportamento acústico de auditórios com ênfase nos critérios da inteligibilidade da fala.** Dissertação (mestrado em Arquitetura e Urbanismo) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2015.

PASSERO, C. **Avaliação e adequação acústica de escritórios panorâmicos através de medições e simulações.** Tese (doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, PR, 2009.

PASSERO, Caroline; ZANNIN, Paulo. O conforto acústico em escritórios panorâmicos: estudo de caso em um escritório real. **Ambiente Construído**, Porto Alegre, v. 9, n. 1, p 93-105, 2009.

PÄÄKKÖNEN, Rauno *et al.* Acoustics and new learning environment – A case study. **Applied Acoustics**, v. 100, p. 74-78, 2015.

PETERSEN, Claus M.; RASMUSSEN, Birgit. **Acoustic design of open-plan offices and comparison of requirements in the Nordic countries.** *In:* BNAM – Baltic-Nordic Acoustics Meeting, Islândia, 2018.

PETERSEN, Claus M.; RASMUSSEN, Birgit. **Acoustic design of open-plan schools and comparison of requirements.** *In:* BNAM – Baltic-Nordic Acoustics Meeting, Dinamarca, 2012.

PIERRETTE *et al.* Noise effect on comfort in open-space offices: development of an assessment questionnaire. **Ergonomics**, v. 58(1), p. 96-106, 2014.

ROELOFSEN, P. Performance loss in open-plan offices due to noise by speech. **Journal of facilities management**, v. 6 (3), p. 202-211, 2008.

SCANNELL, Leila *et al.* The role of acoustics in the perceived suitability of, and well-being in, informal learning spaces. **Environment and Behavior**, v. 48(6), p. 769-795, 2016.

SCHIAVON, S. *et al.* Thermal comfort, perceived air quality, and cognitive performance when personally controlled air movement is used by tropically acclimatized persons. **Indoor Air**, v. 27, p. 690-702, 2016.

SILVA, Lúcia Corrêa da. **Técnicas experimentais em acústica e vibrações**. Relatório, Laboratório de Vibrações e Acústica – UFSC.

SILVA, Péricles. **Acústica Arquitetônica e Condicionamento de Ar**. EDTAL, 3 ed.1997.

SPILLER, D. S. **Análise de propagação acústica e mascaramento sonoro em escritório panorâmico**. Monografia (graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, 2017.

TOCCI, Gregory C. Room Noise Criteria – The State of the Art in the Year 2000. **Noise News International**, v. 8, n. 3, p. 106-119, 2000.

TROCKA-LESZCZYNSKA, Elzbieta; JABLONSKA, Joanna. Contemporary architectural design of offices in respect of acoustics. **Applied Acoustics**, v.171, 2018.

UDAYRAJ *et al.* Personal cooling strategies to improve thermal comfort in warm indoor environments: comparison of a conventional desk fan and air ventilation clothing. **Energy & Buildings**, v. 174, p. 439-451, 2018.

VEITCH, J. A. *et al.* **Masking speech in open-plan offices with simulated ventilation noise**: noise level and spectral composition effects on acoustic satisfaction. IRC - Research Report – Institute for research in construction. Ottawa, Canada, 2002.

VENTISOL. **Manual do consumidor** – ventilador pessoal mini20. Modelos MV-01/MV-02. Disponível em <https://ventisol.com.br/produto/ventilador-de-mesa-pessoal-mini/>. Acesso em: 28 out. 2020.

VERVOOT, T; VERCAMMEN, M. **Background noise level to determine the speech privacy in open plan offices**. *In*: EuroNoise. Holanda, 2015.

VENETJOKI, N. *et al.* The effect of speech and speech intelligibility on task performance. **Ergonomics**, v. 49, p. 1068-1091, 2006.

APÊNDICE A – Resultados da medição de NPS

Valores de $L_{Aeq,30s}$, $L_{ASmáx}$ e curva NC mensurados por ponto nas salas em análise.

Sala 1									
Situação	L_{Aeq} [dB]			$L_{ASmáx}$ [dB]			Curva NC		
	1.P1	1.P2	1.P3	1.P1	1.P2	1.P3	1.P1	1.P2	1.P3
Som residual	29	29	29	30	30	32	NC25	NC25	NC25
Ar-condicionado	56	55	54	56	55	54	NC50	NC50	NC50
1VM	35	36	38	35	37	38	NC30	NC30	NC30
3VM	39	40	40	40	41	41	NC35	NC40	NC35
6VM	43	42	42	43	42	43	NC40	NC40	NC40
1V1	41	43	42	43	44	42	NC35	NC40	NC40
1V2	42	44	42	43	44	43	NC40	NC40	NC40
1V3	44	47	45	45	47	46	NC40	NC45	NC40
3V1	45	45	44	46	46	45	NC40	NC40	NC40
6V1	50	49	48	50	49	49	NC45	NC45	NC45
3V13V2	50	50	49	51	51	49	NC45	NC45	NC45

Sala 2									
Situação	L_{Aeq} [dB]			$L_{ASmáx}$ [dB]			Curva NC		
	2.P1	2.P2	2.P3	2.P1	2.P2	2.P3	2.P1	2.P2	2.P3
Som residual	28	29	34	33	33	36	NC20	NC25	NC30
Ar-condicionado	56	57	58	56	57	58	NC55	NC55	NC55
1VM	39	38	40	41	39	41	NC35	NC35	NC35
3VM	41	41	42	42	42	43	NC35	NC35	NC35
6VM	42	43	43	43	43	43	NC40	NC40	NC40
1V1	45	39	41	45	40	42	NC40	NC35	NC40
1V2	45	42	42	45	42	43	NC40	NC40	NC40
1V3	47	46	44	47	46	44	NC40	NC40	NC40
3V1	47	47	46	48	47	47	NC45	NC40	NC40
6V1	49	47	48	50	48	48	NC45	NC45	NC45
3V13V2	50	49	49	50	50	50	NC45	NC45	NC45

Sala 3												
Situação	L_{Aeq} [dB]				$L_{ASmáx}$ [dB]				Curva NC			
	3.P1	3.P2	3.P3	3.P4	3.P1	3.P2	3.P3	3.P4	3.P1	3.P2	3.P3	3.P4
Som residual	29	31	31	30	31	37	33	34	NC25	NC25	NC25	NC25
Ar-condicionado	49	50	50	51	50	50	51	51	NC45	NC45	NC45	NC45
1VM	37	36	36	35	39	38	40	35	NC30	NC30	NC30	NC30
3VM	41	40	42	40	44	41	43	40	NC35	NC35	NC40	NC35
6VM	43	43	44	43	44	45	45	43	NC40	NC40	NC40	NC40
1V1	43	42	43	41	44	44	44	42	NC40	NC35	NC40	NC35
1V2	44	43	43	42	44	44	43	43	NC40	NC40	NC40	NC40
1V3	47	46	46	45	47	46	47	45	NC45	NC40	NC40	NC40
3V1	47	47	48	46	48	48	48	47	NC40	NC45	NC45	NC45
6V1	49	49	50	48	50	50	50	49	NC45	NC45	NC45	NC45
3V13V2	50	51	51	49	51	51	51	49	NC45	NC45	NC45	NC45

Sala 4									
Situação	L _{Aeq} [dB]			L _{ASmáx} [dB]			Curva NC		
	4.P1	4.P2	4.P3	4.P1	4.P2	4.P3	4.P1	4.P2	4.P3
Som residual	36	35	37	36	36	40	NC30	NC30	NC30
Ar-condicionado	49	49	49	49	50	49	NC45	NC45	NC45
1VM	40	41	40	41	46	42	NC35	NC35	NC35
3VM	42	42	42	43	43	44	NC40	NC40	NC40
6VM	44	44	44	44	45	45	NC40	NC40	NC40
1V1	45	41	42	46	42	43	NC40	NC35	NC40
1V2	46	43	45	46	43	45	NC45	NC40	NC40
1V3	47	45	46	47	47	47	NC45	NC40	NC40
3V1	46	46	45	46	46	46	NC40	NC40	NC40
6V1	48	48	49	49	49	50	NC45	NC45	NC45
3V13V2	50	50	50	50	50	50	NC45	NC45	NC45

Sala 5												
Situação	L _{Aeq} [dB]				L _{ASmáx} [dB]				Curva NC			
	5.P1	5.P2	5.P3	5.P4	5.P1	5.P2	5.P3	5.P4	5.P1	5.P2	5.P3	5.P4
Som residual	29	31	31	30	31	37	33	34	NC25	NC25	NC25	NC25
Ar-condicionado	49	50	50	51	50	50	51	51	NC45	NC45	NC45	NC45
1VM	37	36	36	35	39	38	40	35	NC30	NC30	NC30	NC30
3VM	41	40	42	40	44	41	43	40	NC35	NC35	NC40	NC35
6VM	43	43	44	43	44	45	45	43	NC40	NC40	NC40	NC40
1V1	43	42	43	41	44	44	44	42	NC40	NC35	NC40	NC35
1V2	44	43	43	42	44	44	43	43	NC40	NC40	NC40	NC40
1V3	47	46	46	45	47	46	47	45	NC45	NC40	NC40	NC40
3V1	47	47	48	46	48	48	48	47	NC40	NC45	NC45	NC45
6V1	49	49	50	48	50	50	50	49	NC45	NC45	NC45	NC45
3V13V2	50	51	51	49	51	51	51	49	NC45	NC45	NC45	NC45

Sala 6												
Situação	L _{Aeq} [dB]				L _{ASmáx} [dB]				Curva NC			
	6.P1	6.P2	6.P3	6.P4	6.P1	6.P2	6.P3	6.P4	6.P1	6.P2	6.P3	6.P4
Som residual	33	33	34	35	35	35	36	36	NC25	NC5	NC25	NC30
Ar-condicionado	52	51	52	52	52	52	53	52	NC50	NC45	NC50	NC50
1VM	33	34	36	37	34	35	39	39	NC30	NC30	NC35	NC35
3VM	37	37	37	37	38	38	38	39	NC30	NC30	NC30	NC35
6VM	43	43	43	42	44	44	44	43	NC40	NC40	NC40	NC40
1V1	41	37	38	41	43	38	39	41	NC35	NC30	NC30	NC35
1V2	40	39	39	43	41	40	40	48	NC35	NC35	NC35	NC40
1V3	41	40	41	43	41	41	41	44	NC40	NC35	NC35	NC40
3V1	43	43	43	43	43	43	44	44	NC40	NC40	NC40	NC40
6V1	48	46	46	46	48	47	47	47	NC45	NC40	NC40	NC40
3V13V2	48	48	48	47	48	48	48	48	NC45	NC45	NC45	NC45

APÊNDICE B – Classificação pela curva RC Mark II

Valores da curva RC Mark II calculados em todas situações nas salas em estudo.

Modelo	Sala	Situação	Curva RC Mark II				
			PSIL	QAI	Avaliação do ocupante	Predominância	Vibração
A	1	Som residual	22	7	Parcialmente aceito	Alta frequência	Não
		Ar-condicionado	49	20	Desagradável	Alta frequência	Não
		1VM	30	11	Desagradável	Alta frequência	Não
		3VM	33	13	Desagradável	Alta frequência	Não
		6VM	36	14	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V1	35	14	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V2	38	18	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V3	39	22	Desagradável	Alta frequência	Não
		3V1	39	19	Desagradável	Alta frequência	Não
		6V1	42	22	Desagradável	Alta frequência	Não
	3V1,3V2	44	22	Desagradável	Alta frequência	Não	
	2	Som residual	25	5	Neutro	-	Não
		Ar-condicionado	51	18	Desagradável	Alta frequência	Não
		1VM	33	10	Parcialmente aceito	Alta frequência	Não
		3VM	35	14	Desagradável	Alta frequência	Não
		6VM	37	12	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V1	35	15	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V2	37	17	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V3	39	18	Desagradável	Alta frequência	Não
		3V1	40	17	Desagradável	Alta frequência	Não
6V1		42	13	Desagradável	Alta frequência	Não	
3V1,3V2	43	15	Desagradável	Alta frequência	Não		

Modelo	Sala	Situação	Curva RC Mark II				
			PSIL	QAI	Avaliação do ocupante	Predominância	Vibração
B	3	Som residual	24	6	Parcialmente aceito	Alta frequência	Não
		Ar-condicionado	45	19	Desagradável	Alta frequência	Não
		1VM	30	9	Parcialmente aceito	Alta frequência	Não
		3VM	35	15	Desagradável	Alta frequência	Não
		6VM	37	18	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V1	35	14	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V2	38	18	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V3	40	20	Desagradável	Alta frequência	Não
		3V1	41	19	Desagradável	Alta frequência	Não
		6V1	43	23	Desagradável	Alta frequência	Não
	3V1,3V2	45	21	Desagradável	Alta frequência	Não	
	4	Som residual	31	9	Parcialmente aceito	Alta frequência	Não
		Ar-condicionado	44	19	Desagradável	Alta frequência	Não
		1VM	34	12	Desagradável	Alta frequência	Não
		3VM	36	17	Desagradável	Alta frequência	Não
		6VM	38	21	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V1	38	15	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V2	39	14	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V3	41	15	Desagradável	Alta frequência	Não
		3V1	40	18	Desagradável	Alta frequência	Não
6V1		43	18	Desagradável	Alta frequência	Não	
3V1,3V2	44	22	Desagradável	Alta frequência	Não		

Modelo	Sala	Situação	Curva RC Mark II				
			PSIL	QAI	Avaliação do ocupante	Predominância	Vibração
C	5	Som residual	25	5	Neutro	-	Não
		Ar-condicionado	45	18	Desagradável	Alta frequência	Não
		1VM	29	9	Parcialmente aceito	Alta frequência	Não
		3VM	33	15	Desagradável	Alta frequência	Não
		6VM	36	17	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V1	34	12	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V2	36	15	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V3	38	16	Desagradável	Alta frequência	Não
		3V1	39	16	Desagradável	Alta frequência	Não
		6V1	42	21	Desagradável	Alta frequência	Não
	3V1,3V2	43	21	Desagradável	Alta frequência	Não	
	6	Som residual	26	4	Neutro	-	Não
		Ar-condicionado	46	20	Desagradável	Alta frequência	Não
		1VM	29	9	Parcialmente aceito	Alta frequência	Não
		3VM	31	10	Parcialmente aceito	Alta frequência	Não
		6VM	36	16	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V1	33	9	Parcialmente aceito	Alta frequência	Não
		1V2	35	11	Desagradável	Alta frequência	Não
		1V3	36	13	Desagradável	Alta frequência	Não
		3V1	37	11	Desagradável	Alta frequência	Não
6V1		40	16	Desagradável	Alta frequência	Não	
3V1,3V2	42	15	Desagradável	Alta frequência	Não		

APÊNDICE C – Resultados da medição de T_{30} e EDT

Valores de T_{30} e EDT mensurados por ponto nos ambientes em estudo.

Sala 1								
Frequência [Hz]	H = 1,2 m				H = 1,6m			
	T_{30} [s]		EDT [s]		T_{30} [s]		EDT [s]	
	1.M1	1.M2	1.M1	1.M2	1.M1	1.M2	1.M1	1.M2
100	0,85	1,01	0,41	1,30	0,6	1,87	0,87	0,52
125	1,96	1,38	2,48	1,30	1,0	0,88	0,86	2,16
160	1,13	1,29	2,78	0,63	1,2	1,15	1,43	2,34
200	1,13	1,31	1,54	1,43	1,0	1,24	0,97	1,28
250	1,24	1,31	1,48	2,50	1,1	1,34	0,92	3,33
315	1,60	1,29	0,45	1,69	1,3	1,33	1,58	2,68
400	1,06	0,97	0,86	1,53	1,1	1,04	1,88	2,51
500	0,82	1,0	0,94	0,93	1,1	0,75	1,83	0,58
630	0,99	1,0	1,26	0,94	1,1	0,98	1,20	1,41
800	1,01	0,91	0,68	0,53	0,9	0,94	0,89	1,75
1.000	0,85	0,96	1,00	0,65	0,9	0,83	0,74	1,90
1.250	0,95	0,91	0,91	0,62	1,0	0,9	0,51	0,96
1.600	0,89	0,8	0,67	1,11	0,9	0,89	0,83	0,73
2.000	0,88	0,82	0,93	1,41	0,8	0,86	1,25	0,81
2.500	0,84	0,92	0,77	0,77	0,9	0,89	0,58	1,16
3.150	0,89	0,86	0,87	1,06	0,8	0,84	1,10	0,93

Sala 2								
Frequência [Hz]	H = 1,2 m				H = 1,6m			
	T ₃₀ [s]		EDT [s]		T ₃₀ [s]		EDT [s]	
	2.M1	2.M2	2.M1	2.M2	2.M1	2.M2	2.M1	2.M2
100	1,38	1,12	4,41	0,72	1,82	0,94	0,89	0,43
125	0,97	0,68	1,28	0,64	1,00	0,75	1,23	0,70
160	1,56	1,36	1,36	1,43	1,61	1,61	0,87	2,47
200	1,57	1,42	1,68	0,58	1,52	1,28	1,87	1,75
250	1,10	1,56	2,00	1,07	1,25	1,34	1,41	1,26
315	1,12	1,18	2,47	1,39	1,34	1,39	1,56	1,18
400	1,12	1,14	1,18	1,17	1,18	1,14	0,94	1,70
500	1,07	1,14	5,74	3,06	1,07	1,18	1,75	1,56
630	1,15	1,36	0,80	2,55	1,09	1,18	1,02	1,98
800	1,10	1,16	1,04	1,24	1,23	1,10	1,06	1,22
1.000	1,17	1,09	1,13	1,34	1,09	1,05	1,80	0,90
1.250	1,12	1,05	0,89	0,93	1,11	1,05	1,18	1,55
1.600	0,99	0,93	0,95	1,42	1,03	1,08	1,07	1,12
2.000	1,02	1,03	1,27	1,54	0,98	0,99	0,92	0,97
2.500	1,01	1,03	0,84	1,35	1,03	0,97	0,86	1,05
3.150	0,94	0,94	0,87	0,97	0,96	0,98	0,96	1,04

Sala 3												
Frequência [Hz]	H = 1,2 m						H = 1,6m					
	T ₃₀ [s]			EDT [s]			T ₃₀ [s]			EDT [s]		
	3.M1	3.M2	3.M3	3.M1	3.M2	3.M3	3.M1	3.M2	3.M3	3.M1	3.M2	3.M3
100	1,21	1,25	1,09	2,08	2,35	1,98	1,25	1,38	1,21	0,49	0,48	2,34
125	1,3	1,17	1,4	1,56	2,01	1,72	1,33	1,18	1,42	0,82	1,22	1,99
160	1,08	1,15	1,15	1,23	0,9	2,64	1,12	0,98	1,22	0,35	0,67	1,76
200	1,29	1,85	1,28	1,77	0,26	0,75	1,01	1,05	1,07	1,68	0,55	1,63
250	1,11	0,96	1,01	1,41	0,99	0,87	1,03	1,01	1,12	1,72	1,45	2,23
315	1,07	0,89	0,92	1,02	2,12	0,88	1,2	0,98	0,88	2,06	1,72	1,02
400	1,11	1,32	0,84	0,58	0,37	1,07	1,01	1,03	1,24	0,85	1,02	0,31
500	1,01	1,1	0,89	0,76	2,58	2,21	0,84	0,91	1,04	0,87	1,07	1,72
630	1,08	1,06	1,07	1,32	1,26	0,69	1,03	1,07	1,11	0,99	0,93	0,96
800	1,15	1,08	1,03	1,63	2,59	1,35	1,01	1,18	1,05	2,0	3,9	2,0
1.000	1,08	1,23	1,16	1,5	0,91	1,13	1,12	1,09	1,14	1,79	1,27	1,11
1.250	1,06	1,13	1,17	1,73	1,8	1,1	1,25	1,17	1,18	1,91	1,31	1,07
1.600	1,13	1,18	1,14	1,4	1,38	1,57	1,1	1,2	1,22	1,19	1,02	1,09
2.000	1,19	1,19	1,17	1,17	1,45	1,42	1,18	1,25	1,16	1,26	1,45	1,4
2.500	1,25	1,11	1,15	1,46	1,03	1,3	1,16	1,14	1,18	0,94	1,21	1,04
3.150	1,14	1,15	1,18	1,32	1,14	1,13	1,19	1,17	1,11	1,52	1,4	1,13

Sala 4												
Frequência [Hz]	H = 1,2 m						H = 1,6m					
	T ₃₀ [s]			EDT [s]			T ₃₀ [s]			EDT [s]		
	4.M1	4.M2	4.M3	4.M1	4.M2	4.M3	4.M1	4.M2	4.M3	4.M1	4.M2	4.M3
100	1,01	1,36	1,69	2,21	1,83	2,43	1,31	1,28	2,72	0,62	1,21	2,59
125	1,29	1,14	1,2	3,83	2,94	1,89	1,26	1,36	1,08	2,68	2,16	2,75
160	0,86	1,06	1,05	2,78	1,24	1,83	0,95	0,98	1,07	1,52	2,18	1,64
200	0,86	0,98	0,91	1,23	1,33	1,54	0,95	0,86	0,87	1,06	0,77	2,95
250	0,78	0,77	0,75	1,02	0,55	1,25	0,69	0,71	0,92	1,84	0,65	1,6
315	0,84	0,85	0,83	2,2	2,29	1,63	0,95	0,77	0,86	1,37	1,18	0,81
400	0,88	0,75	0,82	2,3	1,19	1,46	0,78	0,82	1,06	0,11	0,83	0,69
500	0,79	0,81	0,78	0,75	1,0	0,92	0,72	0,7	0,95	1,16	0,79	1,38
630	0,89	0,88	0,85	1,06	1,59	0,69	0,86	0,81	0,85	1,34	1,31	0,67
800	0,94	0,87	0,84	1,76	2,14	0,99	1,06	0,84	0,89	1,3	1,21	1,63
1.000	1,03	0,91	0,91	0,93	1,39	1,33	1,07	1,03	0,96	1,07	1,01	0,91
1.250	1,04	0,94	0,91	1,01	1,07	0,8	0,93	1,03	1,09	1,45	1,07	0,83
1.600	1,01	1,03	0,97	0,87	0,98	0,73	0,95	0,97	1,04	0,89	0,99	1,12
2.000	1,03	0,99	0,99	1,37	0,88	1,43	0,94	1,03	0,98	1,46	1,38	1,76
2.500	0,94	1,0	1,01	1,51	1,26	1,19	1,0	0,97	0,98	0,86	0,89	1,34
3.150	0,99	1,04	0,98	1,01	0,96	1,19	0,99	1,0	0,98	0,81	0,92	0,93

Sala 5																
Frequência [Hz]	H = 1,2 m								H = 1,6m							
	T ₃₀ [s]				EDT [s]				T ₃₀ [s]				EDT [s]			
	5.M1	5.M2	5.M3	5.M4	5.M1	5.M2	5.M3	5.M4	5.M1	5.M2	5.M3	5.M4	5.M1	5.M2	5.M3	5.M4
100	2,29	2,16	1,9	2,26	2,44	3,58	1,42	2,07	1,8	2,33	1,8	2,19	2,66	0,88	1,64	2,51
125	2,22	2	1,98	1,89	2,74	2,03	2,23	2,32	2,1	1,78	1,76	2,03	1,88	1,96	2,21	1,35
160	1,49	1,14	1,62	1,41	2,66	1,74	0,92	0,74	1,38	1,41	1,53	1,78	1,52	1,44	3,18	0,85
200	1,86	1,09	1,49	2,01	3,84	1,42	1,98	1,99	1,71	1,42	1,42	1,8	4,41	4,1	4,56	1,98
250	1,4	1,5	1,41	1,3	3,66	1,47	1,18	2,03	1,51	1,54	1,16	1,3	2,28	2,68	1,16	1,7
315	1,52	1,45	1,52	1,38	1,99	1,27	0,73	1,68	1,41	1,51	1,38	1,75	3,8	1,99	0,91	1,7
400	1,51	1,48	1,55	1,55	3,17	2,03	2,98	1,78	1,32	1,37	1,26	1,55	1,14	0,96	1,6	1,49
500	1,28	1,29	1,19	1,33	0,63	1,61	0,72	1,47	1,2	1,1	1,16	1,33	1,28	2,3	1,51	0,97
630	1,28	1,45	1,26	1,14	2,12	1,94	1,87	1,22	1,2	1,32	1,24	1,2	1,58	2,03	1,77	1,35
800	1,36	1,4	1,28	1,29	0,9	1,83	2,66	0,73	1,32	1,21	1,24	1,27	1,09	1,34	2,34	0,9
1.000	1,29	1,24	1,33	1,33	1,91	2,68	1,38	1,77	1,38	1,24	1,28	1,28	1,0	1,29	1,97	1,0
1.250	1,17	1,31	1,28	1,3	2,17	2,13	0,85	1,56	1,39	1,3	1,38	1,38	1,36	1,43	2,46	0,52
1.600	1,26	1,38	1,28	1,29	1,24	1,27	0,75	1,6	1,43	1,45	1,32	1,34	1,23	1,56	1,08	1,21
2.000	1,23	1,2	1,24	1,25	1,6	1,48	0,85	1,31	1,34	1,18	1,2	1,31	1,13	1,16	1,66	1,4
2.500	1,28	1,2	1,26	1,27	1,3	1,26	1,18	1,2	1,29	1,29	1,24	1,21	1,37	0,94	1,36	1,1
3.150	1,18	1,12	1,21	1,13	1,08	1,45	1,59	1,35	1,16	1,17	1,19	1,18	1,37	1,1	1,43	1,16

Sala 6																
Frequência [Hz]	H = 1,2 m								H = 1,6m							
	T ₃₀ [s]				EDT [s]				T ₃₀ [s]				EDT [s]			
	6.M1	6.M2	6.M3	6.M4	6.M1	6.M2	6.M3	6.M4	6.M1	6.M2	6.M3	6.M4	6.M1	6.M2	6.M3	6.M4
100	2,05	1,93	1,95	1,92	0,99	1,72	0,59	0,49	1,96	2,3	1,85	2,4	0,45	0,56	1,97	0,6
125	1,94	1,95	1,67	1,9	1,89	4,72	2,6	1,78	2,25	1,68	1,83	1,62	3,38	2,39	2,43	0,72
160	2,26	2,07	1,62	1,81	2,41	4,82	2,21	1,49	2,17	1,79	1,94	2,2	1,24	1,06	0,76	2,18
200	1,81	1,98	1,82	2,17	2,36	1,86	1,69	3,11	1,73	1,93	1,79	1,71	2,7	2,6	2,96	1,28
250	1,69	1,69	1,45	1,63	1,34	1,21	1,35	1,6	1,69	1,53	1,91	1,73	1,49	2,42	2,94	0,75
315	1,13	1,18	1,27	1,14	1,28	0,83	2,87	2,11	1,3	1,09	1,18	1,27	2,42	1,18	1,57	0,93
400	1,18	1,31	1,24	1,38	1,33	0,88	1,66	0,45	1,33	1,09	1,27	1,18	1,35	2,14	2,18	2,04
500	1,24	1,29	1,23	1,26	2,07	1,17	2,59	1,8	1,22	1,12	1,19	1,21	1,57	1,73	3,02	2,11
630	1,19	1,27	1,11	1,34	1,16	1,54	0,88	0,65	1,17	0,9	1,17	1,1	2,2	2,06	1,19	1,2
800	1,1	1,04	1,31	1,07	0,94	1,42	1,11	1,11	1,14	1,04	1,18	1,08	2,09	0,85	1,21	0,56
1.000	1,16	1,09	1,03	1,03	1,56	1,12	1,02	0,41	1,19	1,07	1,11	1,04	1,41	1,03	0,93	2,21
1.250	1,06	1,07	1,02	1,22	1,02	1,11	1,44	1,5	1,27	1,06	1,07	1,11	1,22	0,85	1,06	1,35
1.600	1,07	1,13	1,14	1,11	1,68	1,24	1,43	1,08	1,16	1,09	1,18	1,2	1,19	1,69	0,61	0,64
2.000	1,16	1,15	1,18	1,09	1,02	1,45	1,35	1,45	1,23	1,1	1,2	1,24	3,12	1,0	0,85	0,77
2.500	1,17	1,21	1,18	1,2	0,86	1,29	1,46	1,37	1,13	1,08	1,12	1,14	1,19	1,15	1,33	0,83
3.150	1,14	1,19	1,18	1,14	1,44	1,19	1,37	1,2	1,11	1,15	1,09	1,18	1,14	1,28	1,34	0,94

APÊNDICE D – Primeiros modos acústicos axiais

Primeiros 10 modos acústicos das salas em estudo.

Sala 1			
Número dos planos modais			Modo axial
n_x	n_y	n_z	
1	0	0	22
2	0	0	44
3	0	0	66
4	0	0	88
5	0	0	110
6	0	0	132
7	0	0	154
8	0	0	176
9	0	0	198
10	0	0	220
0	1	0	55
0	2	0	111
0	3	0	166
0	4	0	221
0	5	0	277
0	6	0	332
0	7	0	387
0	8	0	442
0	9	0	498
0	10	0	553
0	0	1	55
0	0	2	111
0	0	3	166
0	0	4	222
0	0	5	277
0	0	6	333
0	0	7	388
0	0	8	444
0	0	9	499
0	0	10	555

Sala 2			
Número dos planos modais			Modo axial
n_x	n_y	n_z	
1	0	0	61
2	0	0	86
3	0	0	105
4	0	0	122
5	0	0	136
6	0	0	149
7	0	0	161
8	0	0	172
9	0	0	182
10	0	0	192
0	1	0	92
0	2	0	130
0	3	0	159
0	4	0	184
0	5	0	206
0	6	0	226
0	7	0	244
0	8	0	260
0	9	0	276
0	10	0	291
0	0	1	82
0	0	2	116
0	0	3	143
0	0	4	165
0	0	5	184
0	0	6	202
0	0	7	218
0	0	8	233
0	0	9	247
0	0	10	260

Sala 3			
Número dos planos modais			Modo axial
n_x	n_y	n_z	
1	0	0	67
2	0	0	95
3	0	0	117
4	0	0	135
5	0	0	151
6	0	0	165
7	0	0	178
8	0	0	191
9	0	0	202
10	0	0	213
0	1	0	81
0	2	0	114
0	3	0	140
0	4	0	162
0	5	0	181
0	6	0	198
0	7	0	214
0	8	0	229
0	9	0	243
0	10	0	256
0	0	1	98
0	0	2	138
0	0	3	169
0	0	4	195
0	0	5	218
0	0	6	239
0	0	7	258
0	0	8	276
0	0	9	293
0	0	10	308

Sala 4			
Número dos planos modais			Modo axial
n_x	n_y	n_z	
1	0	0	67
2	0	0	95
3	0	0	117
4	0	0	135
5	0	0	151
6	0	0	165
7	0	0	178
8	0	0	191
9	0	0	202
10	0	0	213
0	1	0	81
0	2	0	115
0	3	0	140
0	4	0	162
0	5	0	181
0	6	0	198
0	7	0	214
0	8	0	229
0	9	0	243
0	10	0	256
0	0	1	98
0	0	2	138
0	0	3	169
0	0	4	195
0	0	5	218
0	0	6	239
0	0	7	258
0	0	8	276
0	0	9	293
0	0	10	308

Sala 5			
Número dos planos modais			Modo axial
n_x	n_y	n_z	
1	0	0	56
2	0	0	80
3	0	0	98
4	0	0	113
5	0	0	126
6	0	0	138
7	0	0	149
8	0	0	159
9	0	0	169
10	0	0	178
0	1	0	81
0	2	0	115
0	3	0	140
0	4	0	162
0	5	0	181
0	6	0	199
0	7	0	215
0	8	0	229
0	9	0	243
0	10	0	256
0	0	1	101
0	0	2	143
0	0	3	175
0	0	4	202
0	0	5	226
0	0	6	247
0	0	7	267
0	0	8	286
0	0	9	303
0	0	10	319

Sala 6			
Número dos planos modais			Modo axial
n_x	n_y	n_z	
1	0	0	65
2	0	0	49
3	0	0	112
4	0	0	129
5	0	0	145
6	0	0	158
7	0	0	171
8	0	0	183
9	0	0	194
10	0	0	205
0	1	0	65
0	2	0	93
0	3	0	113
0	4	0	131
0	5	0	146
0	6	0	160
0	7	0	173
0	8	0	185
0	9	0	196
0	10	0	207
0	0	1	94
0	0	2	133
0	0	3	163
0	0	4	188
0	0	5	210
0	0	6	231
0	0	7	249
0	0	8	266
0	0	9	282
0	0	10	298