



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Ventilador mecânico de elevado desempenho
acústico para fachadas

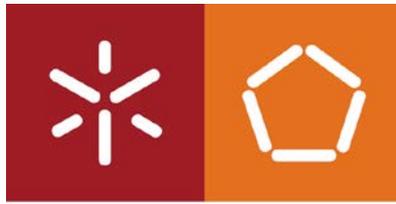
Marco Aurélio de Oliveira

Ventilador mecânico de elevado
desempenho acústico para fachadas

Marco Aurélio de Oliveira

UMinho | 2021

Agosto de 2021



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Marco Aurélio de Oliveira

**Ventilador mecânico de elevado desempenho
acústico para fachadas**

agosto de 2021



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Marco Aurélio de Oliveira

**Ventilador mecânico de elevado desempenho
acústico para fachadas**

Tese de Doutoramento
International Doctoral Programme in Sustainable Built
Environment

Trabalho efetuado sob a orientação de
Doutor Luís Manuel Bragança de Miranda Lopes
Doutora Sandra Maria Gomes Monteiro da Silva
Doutora Dinara Xavier da Paixão

agosto de 2021

DIREITOS DE AUTOR E CONDIÇÕES DE UTILIZAÇÃO DO TRABALHO POR TERCEIROS

Este é um trabalho académico que pode ser utilizado por terceiros desde que respeitadas as regras e boas práticas internacionalmente aceites, no que concerne aos direitos de autor e direitos conexos.

Assim, o presente trabalho pode ser utilizado nos termos previstos na licença abaixo indicada.

Caso o utilizador necessite de permissão para poder fazer um uso do trabalho em condições não previstas no licenciamento indicado, deverá contactar o autor, através do RepositóriUM da Universidade do Minho.

Licença concedida aos utilizadores deste trabalho



Atribuição-NãoComercial-SemDerivações
CC BY-NC-ND

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>

AGRADECIMENTOS

Dedico esta tese ao meu pai Aristides (*in memorian*) e minha mãe Anair (*in memorian*), a quem a vida não deu oportunidade de estudar, mas cujo carácter, integridade e dedicação foram decisivos para mostrar-me o caminho do bem e da perseverança.

À minha irmã Mara Regina que sempre teve uma palavra de esperança.

À minha esposa Cláudia Bueno, sem a qual esta jornada em Portugal não teria sido possível.

Ao meu filho querido Eduardo, com quem tantas vezes joguei futebol, em meio aos afazeres da tese.

Ao Instituto de Investigação e Desenvolvimento Tecnológico para a Construção, Energia, Ambiente e Sustentabilidade - Itecons, nas pessoas da professora Julieta António e do professor António Tadeu, por terem disponibilizado a excelente infraestrutura acústica do instituto para realização dos testes com os protótipos.

Ao Peter Spalding, da empresa CHAM no Reino Unido, que gentilmente cedeu a licença do *software* Phoenics para as simulações de CFD da tese.

Ao meu amigo e professor Jorge Pizzutti, pelo início da caminhada em acústica e pelo tanto que me ajudou quando fui seu aluno no bacharelado e no mestrado.

À Fátima, por sua sabedoria e amizade.

Aos professores Luis, Sandra e Dinara pela revisão dos capítulos da tese.

A todos, meu muito obrigado.

DECLARAÇÃO DE INTEGRIDADE

Declaro ter atuado com integridade na elaboração do presente trabalho académico e confirmo que não recorri à prática de plágio nem a qualquer forma de utilização indevida ou falsificação de informações ou resultados em nenhuma das etapas conducente à sua elaboração.

Mais declaro que conheço e que respeitei o Código de Conduta Ética da Universidade do Minho.

RESUMO

O conforto acústico e a qualidade do ar são essenciais para a saúde e o bem estar dos ocupantes de um edifício. Assim, na condição de interface polivalente e última fronteira entre o interior e o exterior da habitação, a fachada precisa garantir suficiente isolamento sonoro e adequada ventilação. Entretanto, tais aspectos conflitam porque o uso de janelas abertas ou de aberturas de ventilação, acusticamente não tratadas, reduz o isolamento sonoro da envolvente e facilita a entrada do ruído exterior. No intuito de contornar esta problemática, é comum incorporar-se aos ventiladores, técnicas de controlo de ruído ativas, passivas ou híbridas que, não raro, provocam estreitamento nos dutos e aumento da resistência à passagem do fluxo de ar. A presente tese aborda o desempenho de redução de ruído de um ventilador mecânico para fachadas, avaliando o efeito de diferentes estratégias passivas de controlo de ruído no seu desempenho de isolamento acústico ao ruído exterior. Adicionalmente, investigou-se também a taxa de renovação de ar, a resistência térmica e o consumo de energia do ventilador proposto. Para tal, fabricaram-se dezenove protótipos em metal, cujo isolamento sonoro e nível de emissão de ruído foram avaliados na câmara acústica do Itecons. Os testes de térmica e de ventilação com porta ventiladora tiveram lugar na célula de testes do LFTC. Os resultados dos testes acústicos revelaram valores de $D_{n,e,w}$ de até 55 dB, para o protótipo P6A. Quanto ao ruído emitido pelas ventoinhas dos protótipos, o nível de pressão sonora foi inferior a 25 dB(A) em todo o espectro de frequências considerado. Os absorvedores sonoros resistivos mostraram-se mais efetivos na mitigação ao ruído do que os absorvedores reativos. Os testes de permeabilidade resultaram em taxas de renovação de ar de 3,7 rph a 50 Pa. O consumo anual de energia elétrica dos protótipos foi calculado em 17,52 kWh, equivalente à emissão de 1,7 kg de CO₂ por ano. A resistência térmica verificada para os prototipos foi de 0,47 m².°C/W. Os resultados obtidos caracterizam os dispositivos desenvolvidos como alternativa viável para uso em ventilação mecânica descentralizada e realçam seu potencial em assegurar proteção ao ruído, taxas de renovação de ar satisfatórias, adequada resistência térmica e consumo mínimo de energia, em prol da qualidade e sustentabilidade das edificações.

Palavras-Chave: Acústica de edifícios, redução de ruído, ventilação em edifícios, ventilador mecânico descentralizado.

ABSTRACT

Acoustic comfort and indoor air quality are essential for the health and wellbeing of the occupants of the buildings. Thus, the façade must guarantee enough sound insulation and ventilation conditions. However, these aspects conflict because opening windows or using ventilation openings reduces the sound insulation of the envelope and allows the exterior noise entrance. To limit noise transmission into the building, ventilators use passive, active or hybrid noise control techniques. This work addresses the noise reduction performance of a mechanical ventilator for façades, evaluating the effect of different options of passive noise control strategies in the sound insulation of the proposed ventilator. In addition, the air change rate, the thermal resistance and the energy consumption of the ventilator were also investigated. Nineteen prototypes made of metal plates were fabricated and tested at an acoustic chamber, along with thermal testing and ventilation measurements with a blower door. CFD simulations were used to enhance the aeraulic geometry of the prototypes, prior to its fabrication. The acoustic experiments showed $D_{n,e,w}$ values up to 55 dB and noise emission levels lower than 25 dB(A). The use of resistive sound absorbers proved to be more effective in mitigating noise than reactive absorbers, over the entire frequency range. The ventilation tests revealed air change rates up to 3,7 rph at 50 Pa. The ventilator's annual energy consumption was 17,52 kWh which means 1,7 kg of CO₂ emitted per year. The thermal resistance found for the prototypes was 0,47 m².°C/W. The results highlight the proposed devices as a viable alternative for decentralised mechanical ventilation, capable of ensuring noise protection, satisfactory ventilation rates and adequate thermal resistance, under a sustainable perspective of minimum energy demand.

Keywords: Building acoustics, building ventilation, decentralised mechanical ventilator, noise reduction.

ÍNDICE GERAL

ÍNDICE GERAL.....	vii
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS.....	x
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
ÍNDICE DE TABELAS	xvi
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xvii
CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Enquadramento.....	1
1.2. Objetivos	3
1.2.1. Objetivo Geral	3
1.2.2. Objetivos específicos.....	3
1.3. Estrutura da tese	4
CAPÍTULO 2. ESTADO DE ARTE.....	7
2.1. O antagonismo entre isolamento sonoro e ventilação	7
2.2. O som ao redor	9
2.2.1. Ruído no ambiente externo e ruído interno ao edifício.....	9
2.2.2. Ruído de ventiladores e exaustores	11
2.3. Incomodidade ao ruído	13
2.3.1. Condicionantes.....	13
2.3.2. Métodos e descritores acústicos para avaliação do ruído em recintos	15
2.4. Atenuação do ruído	16
2.4.1. Absorvedores sonoros resistivos.....	17
2.4.2. Absorvedores sonoros reativos.....	20
2.4.3. Redução de ruído por controlo ativo	23

2.5. Isolamento de partições arquitetônicas a sons aéreos	24
2.5.1. Isolamento a sons aéreos entre ambientes.....	25
2.5.2. Painéis simples	26
2.5.3. Painéis duplos	28
2.5.4. Painéis compostos.....	30
2.6. Controlo de ruído em sistemas de ventilação.....	31
2.6.1. Controlo de ruído em edifícios naturalmente ventilados	32
2.6.2. Controlo de ruído em edifícios com ventilação mecânica	52
2.6.3. Controlo de ruído em edifícios com ventilação híbrida.....	60
2.7. Requisitos acústicos para sistemas de ventilação em edifícios residenciais.....	61
2.8. Requisitos de taxas de ventilação em edifícios residenciais.....	63
2.9. Ventilação, Qualidade do Ar Interior e eficiência energética em edifícios	63
2.9.1. Edifícios naturalmente ventilados	64
2.9.2. Edifícios com ventilação mecânica	66
2.9.3. Edifícios com ventilação híbrida	67
2.10. Análise crítica do estado da arte	69
CAPÍTULO 3. METODOLOGIA	71
3.1. Diretrizes gerais.....	71
3.2. Proposição dos protótipos	73
3.3. Simulações de CFD	81
3.4. Prototipagem.....	83
3.5. Campanha experimental.....	88
3.5.1. Testes acústicos	88
3.5.2. Testes de permeabilidade ao ar	92

3.5.3. Medições de térmica.....	95
CAPÍTULO 4. RESULTADOS E ANÁLISES	98
4.1. Resultados das simulações de CFD.....	98
4.1.1. Simulações de CFD: velocidade e pressão do ar na abertura A_2 dos protótipos.....	98
4.1.2. Simulações de CFD em ambiente 3D: velocidade do ar e índices PMV e PPD	100
4.2. Resultados dos testes acústicos.....	106
4.2.1. Isolamento sonoro da parede básica	106
4.2.2. Isolamento sonoro dos protótipos.....	107
4.2.3. Nível de emissão de ruído	124
4.3. Resultados dos testes de ventilação	125
4.4. Permeabilidade <i>versus</i> eficiência acústica	128
4.5. Resultados dos testes de térmica.....	132
4.6. Aspectos do consumo energético dos protótipos	134
CAPÍTULO 5. CONCLUSÃO.....	135
5.1. Conclusões.....	135
5.2. Sugestões para trabalhos futuros	138
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	140
ANEXOS	151

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AMS - Metasuperfície Acústica

ASHRAE - Sociedade Americana de Engenharia para Aquecimento, Refrigeração e Ar condicionado

BFI - Incremento de Frequência da Pá

CAT - Controlo Ativo de Ruído

CFD - Dinâmica de Fluidos Computacional

CO₂ - Dióxido de carbono

COV - Compostos Orgânicos Voláteis

C - Termo de adaptação para ruído rosa

C_{tr} - Termo de adaptação para ruído rodoviário

C₁₀₀₋₅₀₀₀ - Termo de adaptação para o ruído rosa nas bandas de frequência de 100 Hz a 5000 Hz

C_{tr,100-5000} - Termo de adaptação para o ruído rodoviário nas bandas de frequência de 100 Hz a 5000 Hz

D_{n,e} - Diferença de nível normalizada

D_{n,e,w} - Diferença de nível ponderada

D_{2m,nT} - Isolamento a sons de condução aérea padronizado de uma fachada

FEM - Método dos Elementos Finitos

FLAIR - Módulo de simulação do Programa PHOENICS

HVAC - Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado

ISO - Organização Internacional de Normas

Itecons - Instituto de Investigação e Desenvolvimento Tecnológico para a Construção, Energia, Ambiente e Sustentabilidade

LFTC -- Laboratório de Física e Tecnologia das Construções

MMA - Metamaterial Acústico

NPS - Nível de Pressão Sonora

NRVW - Janela Ventilada para Redução de Ruído

nZEB - Edifícios com Energia Quase Zero

PET - Polietileno tereftalato

PHOENICS - *Software* para simulação de CFD

PMV - Voto médio previsto

PPD - Percentagem de pessoas descontentes
PU - Poliuretano
QAI - Qualidade do Ar Interior
R – Isolamento sonoro (dB)
RGR - Regulamento Geral do Ruído
rph - Renovações de ar por hora
RRAE - Regulamento dos Requisitos Acústicos dos Edifícios
 R_w – Isolamento sonoro ponderado
SEL - Nível de Exposição Sonora
TMM - Método de Transferência de Matrix
VH - Ventilação Híbrida
VM - Ventilação Mecânica
VMAC - Ventilação Mecânica de Admissão Contínua
VMB - Ventilação Mecânica Balanceada
VMEC - Ventilação Mecânica de Extração Contínua
VN - Ventilação Natural
 α_w – Coeficiente de absorção sonora médio

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Edifício com fachada estanque (Freepik, 2020).	7
Figura 2.2. Condensação de água em janela (Silva et al., 2013).....	8
Figura 2.3. Isolamento sonoro de parede com abertura (adaptado de Gerges,1992).....	8
Figura 2.4. Elementos fundamentais do som.	10
Figura 2.5. Ruído de veículos ligeiros e pesados (adaptado de CSTB, 2020).....	10
Figura 2.6. Ruído normalizado de veículos (adaptado de Tang, 2017).	11
Figura 2.7. Tipos principais de ventiladores: a. Centrífugo (ArchiExpo, 2020); b. Axial (Indiamart, 2020)..	12
Figura 2.8. Família de Curvas NC.	15
Figura 2.9. Família de Curvas NR	16
Figura 2.10. Absorvedores sonoros passivos resistivos: a. Fibroso (Isover, 2020); b. Poroso (Owa, 2020).	17
Figura 2.11. Influência da variação da espessura na absorção sonora (adaptado de Bistafa, 2006).	19
Figura 2.12. Influência da variação da densidade na absorção sonora (adaptado de Bistafa, 2006).	19
Figura 2.13. Painel ressonante: componentes e instalação em parede.	21
Figura 2.14. Ressonador de Helmholtz.	21
Figura 2.15. Absorvedores sonoros: lã de vidro, painel ressonante e ressonador de Helmholtz (adaptado de Mendez et al.,1994 e Bistafa, 2006).....	23
Figura 2.16. Active Silencer Cassette: a. Componentes; b. Vista em perspectiva (adaptado de Technofirst, 2020).....	24
Figura 2.17. Esquema de ensaio em laboratório acústico.	25
Figura 2.18. Curva típica do isolamento de um painel simples (adaptado de Santos, 2012).....	26
Figura 2.19. Diferença no isolamento sonoro entre um painel simples e um duplo (adaptado de Mendez et al., 1994).....	29
Figura 2.20. Protrusões em janelas: a. Lintel horizontal; b. Aleta vertical; c. Beiral; d. Persiana (adaptado de Torresin et al., 2019).....	33
Figura 2.21. Persiana acústica: a. Dimensões e forma; b. Vista exterior (adaptado de Koffi et al., 2015)..	34
Figura 2.22. Parede <i>wing wall</i> : a. Esquema dos componentes; b. Teste acústico (adaptado de Wang et al., 2014).....	34
Figura 2.23. <i>Silenceair</i> : a. Esquema de instalação; b. Aspecto do produto (adaptado de Silenceair, 2020).	35
Figura 2.24. Metamateriais acústicos em janela naturalmente ventilada (adaptado de Kim e Lee, 2014). 35	
Figura 2.25. Janela com metasuperfície acústica: a. Dimensões do vão de instalação; b. Protótipo com malha 3 x 3; c. Malhas com células acústicas unitárias e câmara de ressonância (adaptado de Yu, 2019).	36
Figura 2.26. Janela com metacavidade acústica: a. Variáveis geométricas e condições de contorno; b. Geometria conceitual; c. Esquema 3D; d. Esquema do fluxo e propagação da onda (adaptado de Fusaro et al., 2020).....	37
Figura 2.27. Janela dupla ventilada vertical (adaptado de Søndergaard, Egedal, Bolberg, e Hansen, 2017).	38

Figura 2.28. Janela dupla mecanicamente ventilada: a. Dimensões e abertura interna; b. Ventiladores mecânicos e absorvedor sonoro (adaptado de Du et al., 2020).	40
Figura 2.29. Dispositivo NRW: a. Vista em corte no edifício; b. Vista exterior (adaptado de Satwiko et al., 2019).....	41
Figura 2.30. Disposição de fachada em relação à fonte sonora: a. Paralela - P; b. Perpendicular - V; c. Paralela e perpendicular - PV; d. Corredor paralelo à fonte sonora - H (adaptado de Yang et al., 2018). ...	43
Figura 2.31. Integração de grelhas em fachadas: a. Em perfis (Anjos-ventilation, 2020); b. Entre o vidro e o perfil (Renson, 2020); c. Na caixa de estore (Renson, 2020); d. Entre o perfil e a zona opaca (Renson, 2020); e,f. Na zona opaca (Aereco, 2020; Passivent, 2020).....	44
Figura 2.32. Absorvedores resistivos em grelhas: a. À base lã de vidro (Aralco, 2020); b. À base de espuma PU (Renson, 2020).....	45
Figura 2.33. Atenuador de ruído tipo <i>honeycomb</i> (Machgroup, 2020).	45
Figura 2.34. Simulações de FEM: a. Parâmetros físicos; b. Distribuição do NPS (adaptado de Lam et al., 2018).....	47
Figura 2.35. Controlo ativo de ruído em janela de correr aberta (adaptado de Lam et al., 2020).	48
Figura 2.36. Redução de ruído rodoviário no espectro de 100 a 1000 Hz (adaptado de Lam et al., 2020).	49
Figura 2.37. Estratégias de controlo de ruído na ventilação natural (adaptado de De Salis et al., 2002). ..	49
Figura 2.38. Controlo ativo de ruído com silenciador resistivo: a. e b. Componentes; c. Esquema da vista frontal; d. Teste acústico (adaptado de Murao et al., 2019).	50
Figura 2.39. Esquema de controlo híbrido de ruído: a. Gama FA; Gama LA (adaptado de Technofirst, 2020)	51
Figura 2.40. Esquema de sistema de CAT para janelas com vidro duplo (adaptado de Technofirst, 2020).	52
Figura 2.41. Ventilação mecânica de admissão contínua: a. Centralizada (Blaubox, 2020); b. Descentralizada (Thesan, 2020).	53
Figura 2.42. Ventilação mecânica de exaustão contínua: a. Centralizada (Aereco, 2020); b. Descentralizada (Lunos, 2020).	54
Figura 2.43. Ventilação mecânica balanceada: a. Centralizada (Aereco, 2020); b. Descentralizada (Mikrovent, 2020).....	55
Figura 2.44. Sistema de VMEC em ambiente externo (Aereco, 2020).	57
Figura 2.45. Atenuador de ruído para terminal de transferência de ar (Caillou & Dijckmans, 2018).....	58
Figura 2.46. Atenuadores de ruído para ventiladores: a. Aircare ES (Thesan, 2020); b. Lunos ALD (Lunos, 2020).....	59
Figura 2.47. Extratores: a. Para fachadas (Lunos, 2020); b. Para cozinhas (Solerpau, 2020); c. Para casas de banho (Vent-axia, 2020).....	60
Figura 2.48. Dispositivo para ventilação híbrida (Aereco, 2020).....	61
Figura 2.49. Recuperador de calor: a. VM centralizada (EnergyVanguard, 2020); b. VM descentralizada (Partel, 2020).....	67
Figura 2.50. Sistema de ventilação inteligente (Siegenia, 2020).	60

Figura 3.1. Integração e disposição do ventilador na zona translúcida da fachada: a. Horizontal; b. Vertical.	72
Figura 3.2. Integração e disposição do ventilador na zona opaca da fachada: a. Horizontal; b. Vertical.	73
Figura 3.3. Esquema da estrutura básica (dimensões em mm).	74
Figura 3.4. Esquema do crossflow : fluxo de ar novo (a azul) e de poluentes (a vermelho) (dimensões em mm).	74
Figura 3.5. Aspecto do ventilador visto pelo lado interno da habitação (dimensões em mm).	76
Figura 3.6. Aspecto do ventilador visto pelo lado exterior (dimensões em mm).	76
Figura 3.7. Módulo de absorção M_1 : esquema em perspectiva (dimensões em mm).	78
Figura 3.8. Módulo de absorção M_2 : esquema em perspectiva (dimensões em mm).	78
Figura 3.9. Módulo de absorção M_3 : esquema em perspectiva (dimensões em mm).	79
Figura 3.10. Módulo de absorção M_4 : esquema em perspectiva (dimensões em mm).	79
Figura 3.11. Módulo de absorção M_5 : esquema em perspectiva (dimensões em mm).	80
Figura 3.12. Estrutura básica dos protótipos: esquema da vista superior.	80
Figura 3.13. Modelagem 3D no <i>software</i> Phoenix: Protótipo P9A.	82
Figura 3.14. Modelagem 3D no Phoenix Flair: a. Sem malha de pontos; b. Com malha de pontos.	83
Figura 3.15. <i>Crossflow</i> : componentes e montagem.	84
Figura 3.16. Montagem das aletas defletoras.	84
Figura 3.17. Montagem do septo.	85
Figura 3.18. Montagem dos fechamentos duplos.	85
Figura 3.19. Fabricação dos módulos de absorção M_1 , M_2 , M_3 , M_4 e M_5	86
Figura 3.20. Módulos de absorção M_1 , M_2 , M_3 , M_4 , M_5 , <i>crossflow</i> , septo, aletas e fechamentos.	86
Figura 3.21. Protótipo P9A com os módulos de absorção M_1 e M_2	87
Figura 3.22. Instalação da ventoinha e fonte de conversão elétrica.	87
Figura 3.23. Planta baixa das câmaras acústicas do Itecons.	89
Figura 3.24. Esquema da parede de teste e das câmaras acústicas.	90
Figura 3.25. Teste acústico da parede básica sem protótipo.	91
Figura 3.26. Parede básica com o protótipo P0.	91
Figura 3.27. Protótipo P0 na parede básica.	92
Figura 3.28. Planta baixa da célula de testes do LFTC.	93
Figura 3.29. Porta ventiladora na célula de testes do LFTC (visto pelo interior).	93
Figura 3.30. Parede de testes no LFTC: a. Sem protótipo P6A; b. Com protótipo P6A.	95
Figura 3.31. Fluxímetros no fechamento frontal do protótipo P6A.	96
Figura 3.32. Módulo de controlo CR10X.	96
Figura 4.1. Simulação de CFD: velocidade do ar na abertura A_2 da estrutura básica dos protótipos.	98
Figura 4.2. Simulação de CFD: pressão do ar na abertura A_2 da estrutura básica dos protótipos.	99
Figura 4.3. Simulação de CFD da distribuição espacial da velocidade do ar com protótipo na horizontal: a. $z = 0,2$ m; b. $z = 1,20$ m; c. $z = 2,12$ m.	101
Figura 4.4. Simulação de CFD da distribuição espacial da velocidade do ar com protótipo na vertical: a. $z = 0,2$ m; b. $z = 1,20$ m; c. $z = 2,12$ m.	101
Figura 4.5. Índices PMV e PPD propostos por Fanger.	103

Figura 4.6. PMV com protótipo na horizontal: a. $z = 0,2$ m; b. $z = 1,20$ m; c. $z = 2,12$ m.	104
Figura 4.7. PPD com protótipo na horizontal: a. $z = 0,2$ m; b. $z = 1,20$ m; c. $z = 2,12$ m.....	104
Figura 4.8. PMV com protótipo na vertical: a. $z = 0,2$ m; b. $Z = 1,20$ m; c. $Z = 2,12$ m.....	105
Figura 4.9. PPD com protótipo na vertical: a. $z = 0,2$ m; b. $Z = 1,20$ m; c. $Z = 2,12$ m.	105
Figura 4.10. Curva de isolamento sonoro e R_w da parede básica.....	107
Figura 4.11. $D_{n,e,w}$ dos protótipos <i>versus</i> meta de isolamento sonoro.	109
Figura 4.12. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos.	109
Figura 4.13. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P0 e P9A.....	110
Figura 4.14. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P0 e P6A.	111
Figura 4.15. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P6A e P9A.....	112
Figura 4.16. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P1A, P2A e P6A.	113
Figura 4.17. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P9A, P10A e P11A.	115
Figura 4.18. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P3A e P4A.....	116
Figura 4.19. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P5A, P7A e P8A.	117
Figura 4.20. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P1A e P5A.....	118
Figura 4.21. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P1A e P9A.....	119
Figura 4.22. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P1A, P17A e P18A.	120
Figura 4.23. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P12A e P13A.	121
Figura 4.24. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P14A e P15A.	122
Figura 4.25. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P8A e P16A.....	123
Figura 4.26. Curvas de isolamento sonoro do protótipo P6A com ventoinhas ligadas e desligadas.	123
Figura 4.27. Nível de ruído em dB(A) emitido pelas ventoinhas do protótipo P6A	124
Figura 4.28. Curvas de permeabilidade ao ar: câmara de testes com e sem protótipo P6A	125
Figura 4.29. Protótipo P6A: permeabilidade ao ar com ventoinhas ligadas e desligadas	128

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1. Variáveis geométricas da janela ventilada com metacavidade acústica (adaptado de Fusaro et al., 2020).....	37
Tabela 2.2. Índice de isolamento acústico de diferentes tipos de fachadas	60
Tabela 2.3. Normas para ruído residual em ambientes internos (adaptado de Torresin et al., 2019)	62
Tabela 2.4. Classes de ruído para equipamentos de serviço em edifícios (adaptado de Harvie e Siddall, 2014)	62
Tabela 2.5. Limite de ruído residual em programas de certificação para edificações (adaptado de Torresin et al., 2019)	62
Tabela 2.6. Taxas mínimas para ventilação residencial em países europeus (adaptado de REHVA, 2012)..	63
Tabela 2.7. Fatores da ventilação natural redutores do consumo energético (Friess & Rakhshan, 2017; Liu et al., 2014; Prajongsan & Sharples, 2012; Sha & Qi, 2020; Wang, Wong Nyuk, & Li, 2007; Weerasuriya, Zhang, Gan, & Tan, 2019; Yao et al., 2009).....	65
Tabela 3.1. Requisitos de desempenho para o ventilador proposto.	71
Tabela 3.2. Condições de contorno para obtenção da área seccional dos dutos.....	75
Tabela 3.3. Componentes dos protótipos: características e dimensões (com base na Figura 3.3)	77
Tabela 3.4. Configurações dos protótipos propostos.....	81
Tabela 3.5. Configuração dos protótipos.	88
Tabela 3.6. Equipamentos utilizados nas medições acústicas.....	89
Tabela 3.7. Equipamentos utilizados nas medições de ventilação em laboratório.....	94
Tabela 3.8. Equipamentos e sensores utilizados nas medições de térmica.	97
Tabela 4.1. Simulações de CFD: velocidade, pressão, caudal e rph na abertura A_2 dos protótipos	100
Tabela 4.2. Simulação espacial da velocidade do ar.....	102
Tabela 4.3. Classe de qualidade do ambiente térmico interior (EN ISO 7730:2005).....	104
Tabela 4.4. Índices PMV e PPD com protótipo na posição horizontal.	105
Tabela 4.5. Índices PMV e PPD com protótipo na posição vertical.	106
Tabela 4.6. R_w da parede básica e $D_{n,e,w}$ dos protótipos.	108
Tabela 4.7. Parâmetros de ventilação: coeficientes C, n e caudal Q_{50}	127
Tabela 4.8. Protótipo P6A: rph a 15 Pa, 22 Pa e 50 Pa.....	127
Tabela 4.9. Variáveis de ventilação do exemplo da Seção 4.4.....	130
Tabela 4.10. Isolamento sonoro <i>versus</i> permeabilidade em fachadas leves compostas.....	130
Tabela 4.11. Resultados das medições de térmica com o protótipo P6A.....	134

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo I. Detalhamento dos componentes dos protótipos	151
I.1. Fechamentos.....	151
I.1.1. Fechamento inferior.....	151
I.1.2. Fechamento superior	151
I.1.3. Fechamento lateral esquerdo (ou direito).....	152
I.1.4. Fechamento frontal (ou posterior)	152
I.2. Separadores e direcionadores de fluxos	153
I.2.1. <i>Crossflow</i>	153
I.2.2. Septo e aletas defletoras	153
I.3. Módulos de absorção sonora	154
I.3.1. Módulo de absorção M_1	154
I.3.2. Módulo de absorção M_2	154
I.3.3. Módulo de absorção M_3	155
I.3.4. Módulo de absorção M_4	155
I.3.5. Módulo de absorção M_5	156
I.3.6. Vista seccional do módulo de absorção M_5	156
I.4. Componentes eletromecânicos	157
I.4.1. Ventoinhas axiais de 92 mm x 92 mm x 25 mm.....	157
I.4.2. Fonte de conversão de energia 12 DC.....	157
Anexo II. Vista de topo dos protótipos.....	158
II.1. Estrutura básica	158
II.2. Protótipo P1A	158
II.3. Protótipo P2A	158

II.4. Protótipo P3A	158
II.5. Protótipo P4A	159
II.6. Protótipo P5A	159
II.7. Protótipo P6A	159
II.8. Protótipo P7A	159
II.9. Protótipo P8A	160
II.10. Protótipo P9A	160
II.11. Protótipo P10A	160
II.12. Protótipo P11A	160
II.13. Protótipo P12A	161
II.14. Protótipo P13A	161
II.15. Protótipo P14A	161
II.16. Protótipo P15A	161
II.17. Protótipo P16A	162
II.18. Protótipo P17A	162
II.19. Protótipo P18A	162
Anexo III. Equipamentos usados nas medições acústicas em laboratório	163
III.1. Sistema multianalisador	163
III.2. Microfone	163
III.3. <i>Boom</i> rotativo para microfone	164
III.4. Calibrador de nível sonoro.....	164
III.5. Fonte sonora omnidirecional dodecaédrica	165
III.6. Sensor de humidade e temperatura	165
III.7. Barômetro	166

Anexo IV. Equipamentos usados nas medições de ventilação em laboratório.....	167
IV.1. Porta ventiladora.....	167
IV.2. Anéis da porta ventiladora.....	168
IV.3. Sistema automatizado de teste – ATP	168
IV.4. Controlador de velocidade do ventilador	169
IV.5. Moldura da porta ajustável.....	169
IV.6. Capa de <i>nylon</i>	170
IV.7. Tubos de plásticos coloridos	170
IV.8. <i>Software</i> Tectite Express 3.0	171
Anexo V. Equipamentos usados nas medições de térmica em laboratório	172
V.1. Data logger.....	172
V.2. Fluxímetros.....	173
V.3. Termopares de tipo “T”	173
Anexo VI. Simulações de CFD da velocidade e pressão do ar.....	175
VI.1. Velocidade e pressão do ar na abertura A_2 dos protótipos	175
VI.1.1. Estrutura básica.....	176
VI.1.2. Protótipo P1A	176
VI.1.3. Protótipo P2A	177
VI.1.4. Protótipo P3A	178
VI.1.5. Protótipo P4A	178
VI.1.6. Protótipo P5A	179
VI.1.7. Protótipo P6A	180
VI.1.8. Protótipo P7A	180
VI.1.9. Protótipo P8A	181

VI.1.10. Protótipo P9A	182
VI.1.11. Protótipo P10A	182
VI.1.12. Protótipo P11A	183
VI.1.13. Protótipo P12A	184
VI.1.14. Protótipo P13A	184
VI.1.15. Protótipo P14A	185
VI.1.16. Protótipo P15A	186
VI.1.17. Protótipo P16A	186
VI.1.18. Protótipo P17A	187
VI.1.19. Protótipo P18A	188
VI.2. Distribuição da velocidade do ar em modelo geométrico 3D	188
Anexo VII. Simulações de CFD dos índices PMV e PPD	190
VII.1. Síntese dos resultados	190
VII.2. Protótipo na posição horizontal	190
VII.2.1. Índice PMV para cota $z = 0,2$ m	190
VII.2.2. Índice PPD para cota $z = 0,2$ m	191
VII.2.3. Índice PMV para cota $z = 1,2$ m	191
VII.2.4. Índice PPD para cota $z = 1,2$ m	192
VII.2.5. Índice PMV para cota $z = 2,12$ m	192
VII.2.6. Índice PPD para cota $z = 2,12$ m	192
VII.3. Protótipo na posição vertical	193
VII.3.1. Índice PMV para cota $z = 0,2$ m	193
VII.3.2. Índice PPD para cota $z = 0,2$ m	193
VII.3.3. Índice PMV para cota $z = 1,2$ m	194

VII.3.4. Índice PPD para cota $z = 1,2$ m	194
VII.3.5. Índice PMV para cota $z = 2,12$ m	195
VII.3.6. Índice PPD para cota $z = 2,12$ m	195
Anexo VIII. Resultado dos testes acústicos.....	196
VIII.1. Síntese dos resultados de isolamento sonoro	196
VIII.2. Isolamento sonoro da parede básica	198
VIII.3. Isolamento sonoro dos protótipos.....	199
VIII.3.1. Protótipo P0.....	199
VIII.3.2. Protótipo P1A.....	199
VIII.3.3. Protótipo P2A.....	200
VIII.3.4. Protótipo P3A.....	200
VIII.3.5. Protótipo P4A.....	201
VIII.3.6. Protótipo P5A.....	201
VIII.3.7. Protótipo P6A.....	202
VIII.3.8. Protótipo P7A.....	202
VIII.3.9. Protótipo P8A.....	203
VIII.3.10. Protótipo P9A.....	203
VIII.3.11. Protótipo P10A	204
VIII.3.12. Protótipo P11A	204
VIII.3.13. Protótipo P12A	205
VIII.3.14. Protótipo P13A	205
VIII.3.15. Protótipo P14A	206
VIII.3.16. Protótipo P15A	206
VIII.3.17. Protótipo P16A	207

VIII.3.18. Protótipo P17A	207
VIII.3.19. Protótipo P18A	208
VIII.3.20. Protótipo P6A com ventoinhas desligadas.....	201
VIII.4. Nível de emissão de ruído	208
Anexo IX. Resultados dos testes de ventilação	210
IX.1. Síntese dos resultados.....	210
IX.2. Permeabilidade ao ar da câmara de testes sem protótipo.....	210
IX.3. Permeabilidade da câmara de testes com protótipo P6A e ventoinhas ligadas.....	211
IX.4. Permeabilidade da câmara de testes com protótipo P6A e ventoinhas desligadas	211
Anexo X. Resultados dos testes de térmica.....	214
X.1. Síntese dos resultados.....	214
X.2. Protótipo P6A com ventoinhas ligadas.....	214
X.2.1. Temperatura de referência	214
X.2.2. Humidade relativa.....	215
X.2.3. Fluxo de calor	215
X.2.4. Temperatura nos termopares.....	216
X.3. Protótipo P6A com ventoinhas desligadas	216
X.3.1. Temperatura de referência.....	216
X.3.2. Humidade relativa.....	217
X.3.3. Fluxo de calor	217
X.3.4. Temperatura nos termopares.....	218

CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO

1.1. Enquadramento

Desde os primórdios da existência, a interação do ser humano com o meio em que vive é mediada por estratégias de mitigação dos impactes ambientais, que colocam em risco a sensação de abrigo e conforto em seu habitat. Na linha evolutiva, que começa com as rudimentares cavernas pré-históricas chegando até o surgimento dos edifícios inteligentes, o aprimoramento das técnicas de edificação e dos materiais construtivos respaldou, com maior ou menor intensidade, este afã de proteção e bem estar na habitação.

Ao mesmo tempo em que a arte de edificar foi aperfeiçoada ao longo do tempo, a paisagem sonora ao redor também se modificou em decorrência da mecanização, iniciada na Revolução Industrial, no século XIX, e do fenômeno da urbanização, verificado a partir da segunda metade do século XX. Na atualidade, a grande demanda por bens e serviços à escala global fez surgir, em algumas cidades, um cenário preocupante em relação ao ruído, em que os sons de outrora, amenos e pouco diversos, cederam lugar a níveis de ruído por vezes ensurdecadores e penalizadores para a qualidade de vida.

Na Europa, cerca de 30% da população está sujeita a níveis de ruído superiores a 55 dB(A) durante o período noturno (Pirrera, De Valck, & Cluydts, 2010) e 1,0 a 1,6 milhões de anos de vida são perdidos por morte prematura, doença ou incapacidade por causa dos efeitos nocivos da poluição sonora (Fritschi, Brown, Kim, Schwela, & Kephelopoulos, 2011). Inferências com base em meta-análise estimam que a cada 10 dB(A) de redução no nível de exposição ao ruído dos meios de transporte há um decréscimo da ordem de 7% a 17% no risco de doenças cardíacas (Basner et al., 2014). Claro está a importância do controlo de ruído para a saúde e o bem estar, principalmente nas habitações, onde o descanso e o lazer dos ocupantes são um direito e uma necessidade. Mas qual a melhor estratégia para assegurar conforto acústico em edifícios, cujo entorno caracteriza-se por elevados níveis de ruído no ambiente externo?

Via de regra, há três formas clássicas de intervenção na redução ao ruído: junto à fonte sonora, junto ao receptor ou, então, na trajetória de propagação do som, entre a fonte sonora e o receptor.

Reduzir o ruído na fonte sonora, no caso do ruído de veículos rodoviários, é uma estratégia de difícil implementação que requer o manejo de variáveis complexas e de escasso controlo, tais como a velocidade dos veículos e as características do pavimento.

Interpor materiais e sistemas de isolamento sonoro na envolvente, ou seja, entre a fonte de ruído externa e o receptor dentro do edifício, apresenta-se como a medida mais assertiva.

A fachada, na condição de elemento construtivo polivalente e última fronteira entre o exterior e o interior do edifício, tem potencial para contrapor-se ao ruído exterior e ao mesmo tempo regular vários outros aspectos como a ventilação, a luminosidade e as trocas térmicas com o ambiente externo. No caso específico das funções da fachada relacionadas ao isolamento acústico e à ventilação, constata-se um conflito entre as mesmas: o aumento da estanqueidade da envolvente favorece a proteção do edifício ao ruído externo, mas tende a reduzir as infiltrações e as taxas de renovação de ar e, por consequência, a qualidade do ar interior. Ao contrário, envolventes mais permeáveis asseguram ambientes mais arejados, porém mais ruidosos, uma vez que as aberturas de ventilação são caminhos de fácil transmissão do ruído para o interior da habitação (De Salis, Oldham, & Sharples, 2002; Oldham, De Salis, & Sharples, 2004). Tanto em uma circunstância como noutra o edifício fica menos habitável e, portanto, é imperioso uma solução que harmonize a contradição entre as já referidas funções.

Quando o ruído ambiente externo é superior a 65 dB(A) é importante que as aberturas de ventilação tenham tratamento acústico para reduzir a transmissão do ruído e preservar o conforto acústico da habitação. À vista disso, utilizam-se estratégias de controlo de ruído ativas, passivas ou híbridas, conforme seja o mecanismo de redução sonora. Porém, é preciso ter em conta que a opção por uma ou mais destas estratégias pode prejudicar a eficiência da ventilação em virtude do aumento da resistência ao fluxo de ar e do estreitamento da área livre de passagem nos dutos. Além disto, dependendo da solução escolhida, é possível que ocorram também problemas associados a custos de aquisição e à integração com a fachada do edifício.

A ventilação natural, embora ecologicamente preferível por não gerar ruído e prescindir de energia, necessita que a envolvente tenha aberturas suficientemente grandes (em prejuízo do isolamento sonoro) para fornecer caudais de ar adequados (De Salis et al., 2002). Isto porque os diferenciais de pressão, para induzir os caudais de ar, são de pequena magnitude e fortemente dependentes de variáveis climáticas como o vento e os gradientes de temperatura (Bibby & Hodgson, 2013).

Nos sistemas de ventilação mecânica centralizada, a preservação do isolamento acústico da fachada é mais controlável do que na ventilação natural, haja vista que os diferenciais de pressão (maiores e mais constantes) são produzidos por equipamentos. Ou seja, a envolvente do edifício admite aberturas de ventilação menores e, portanto, menos susceptíveis à transmissão do ruído externo.

Entretanto, o ruído e a vibração nos dutos e componentes mecânicos, somados ao espaço necessário para a instalação em edifícios já existentes e ao elevado consumo energético associado são alguns dos

condicionantes que restringem bastante o uso deste tipo de solução (Harvie-Clark, Conlan, Wei, & Siddall, 2019; Harvie & Siddall, 2014).

Na ventilação híbrida, que faz uso de grelhas de ventilação (para admissão de ar) e de exaustores mecânicos intermitentes nos ambientes úmidos (para extração de poluentes), a principal preocupação é o ruído excessivo provocado por instalação inadequada da unidade de ventilação ou pela inexistência de tratamento acústico na exaustão dos poluentes (Harvie & Siddall, 2014).

Não obstante, o uso de materiais de absorção sonora nas grelhas de ventilação e nos dutos de exaustão induz perdas de pressão e diminui a eficácia da ventilação.

O mercado apresenta uma profusão de produtos para controlo de ruído e ventilação através da fachada. No entanto, uma quantidade significativa destes dispositivos surgiu no contexto de consultorias em engenharia (De Salis et al., 2002) e, assim, muitos dados que poderiam beneficiar projetistas e arquitetos (como por exemplo as curvas de isolamento acústico de um ventilador em bandas de frequência de 1/3 de oitava) acabam por inexistir ou então estão disponíveis de maneira menos completa.

A presente tese, elaborada a partir da contextualização delineada nos parágrafos anteriores, propõe o desenvolvimento de um dispositivo de ventilação mecânica descentralizada para solucionar com eficácia e de forma sustentável o problema do isolamento acústico *versus* a ventilação na fachada dos edifícios.

A importância e ineditismo da tese está no fato de combinar o uso de materiais e componentes de custo reduzido e fáceis de adquirir, para compor uma solução de elevado desempenho acústico e pouco consumo energético.

A seguir, são apresentados os objetivos e a estrutura da tese.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo Geral

O objetivo geral da pesquisa é desenvolver um ventilador mecânico, fabricado com materiais e componentes de custo reduzido, integrado às zonas opaca ou translúcida da fachada do edifício, caracterizado por cumprir os requisitos de isolamento sonoro e de ventilação necessários ao conforto e salubridade das habitações.

1.2.2. Objetivos específicos

Os objetivos específicos que se pretende atingir são os seguintes:

- a) Estabelecer um referencial teórico consistente, que disponibilize as bases para estudos futuros e fundamente o surgimento de novas soluções no tema da tese;
- b) Desenvolver diferentes modelos conceituais com potencial para solucionar o problema em estudo, considerando o uso inovador de materiais acústicos tradicionais para redução de ruído em sistemas de ventilação mecânica;
- c) Compreender o comportamento acústico dos modelos conceituais, a partir de modelos teóricos simples;
- d) Validar o desempenho de ventilação dos modelos conceituais, por meio de simulações de CFD (*Computational Fluid Dynamics*);
- e) Otimizar a geometria aerodinâmica dos modelos conceituais, com base na análise dos resultados dos cálculos acústicos e simulações de CFD;
- f) Comprovar o desempenho do ventilador mecânico proposto na tese, por meio de ensaios de desempenho acústico, ventilação e térmica, em laboratórios especializados, através da avaliação dos protótipos físicos cujos modelos conceituais mostraram-se mais viáveis;
- g) Analisar e discutir os resultados obtidos pelo ventilador mecânico desenvolvido, frente aos requisitos previstos nas normas nacionais e internacionais, no que diz respeito ao desempenho acústico, ventilatório e térmico da envolvente;
- h) Disseminar os resultados e conclusões da pesquisa em artigos, publicações especializadas e eventos científicos;
- i) Fazer com que a presente investigação seja um estímulo aos meios produtivos para sua utilização no desenvolvimento de novos produtos e soluções, quanto ao isolamento sonoro e ventilação na envolvente do edifício.

1.3. Estrutura da tese

A tese encontra-se estruturada em cinco capítulos, a saber: Introdução, Estado da Arte, Metodologia, Análise e Discussão dos Resultados e Conclusão.

O capítulo inicial “Introdução” faz o enquadramento do tema no contexto da problemática entre isolamento acústico e ventilação, através da fachada do edifício, e apresenta os principais motivos que justificam o desenvolvimento deste trabalho, destacando seu ineditismo. Ainda no Capítulo 1 são apresentados os

objetivos a serem alcançados com a presente tese e elencados os capítulos que integram a estrutura da mesma.

O Capítulo 2 “Estado da Arte” começa por descrever e conceituar os tópicos de acústica e ventilação que deram amparo ao desenvolvimento conceitual dos protótipos físicos, previamente à fabricação dos mesmos. Também neste capítulo, descrevem-se as principais soluções de mercado e os esforços acadêmicos mais recentes para lidar com o tema investigado, por forma a trazer à tona e clarificar a relação de interdependência entre controlo de ruído e permeabilidade da envolvente, nos diferentes sistemas de ventilação em edifícios.

No Capítulo 3 “Metodologia” o substrato teórico da fase anterior se entrelaça com a inovação para resolver o problema em torno do qual transcorre a pesquisa. Nesta fase são propostos modelos conceituais de protótipos que, após validação por meio de cálculos acústicos e simulações de CFD, darão origem aos protótipos físicos e à ulterior campanha experimental, em laboratório, que lhes quantificará as métricas de acústica, ventilação e térmica.

No Capítulo 4 “Resultados e análises” são feitas análises dos resultados dos testes em laboratório, correlacionando-os às características construtivas de cada protótipo e confrontando-os com as simulações de CFD e exigências de desempenho acústico, ventilação e térmico previstas na normativa nacional e internacional.

No Capítulo 5 são apresentadas as conclusões alusivas ao trabalho realizado e as limitações surgidas no decorrer do mesmo. No vislumbre de que os achados deste trabalho possam ter continuidade e percurso científico, sugere-se ao final da tese alguns temas para trabalhos futuros.

No Anexo I consta o detalhamento dos componentes dos protótipos, com as dimensões e materiais construtivos previstos.

No Anexo II são mostradas as configurações dos protótipos, conforme o tipo de módulo de absorção sonora previsto na estrutura básica.

No Anexo III são apresentados os equipamentos utilizados nas medições acústicas em laboratório, no ANEXO IV os equipamentos que foram utilizados nas medições de ventilação e, no Anexo V, os equipamentos que fizeram parte dos testes de térmica no LFTC.

No Anexo VI apresentam-se as simulações de CFD referentes à velocidade e pressão do ar dos protótipos.

No Anexo VII são mostradas as simulações de CFD dos índices PMV (Voto Médio Previsto) e PPD (Porcentagem de Pessoas Descontentes), considerando protótipos instalados nas paredes nas posições horizontal e vertical.

No Anexo VIII são mostrados os resultados dos testes acústicos em laboratório.

No Anexo IX constam os resultados dos testes de ventilação em laboratório.

Finalmente, no Anexo X, são apresentados os resultados dos testes de térmica em laboratório.

CAPÍTULO 2. ESTADO DE ARTE

2.1. O antagonismo entre isolamento sonoro e ventilação

A importância do conforto acústico e da ventilação para a saúde e o bem estar dos ocupantes do edifício já foi extensivamente analisada e descrita na literatura (Basner et al., 2014; Stansfeld & Clark, 2015; Stansfeld, 2015). Apesar disto e do setor da construção civil ter conseguido desenvolver materiais e técnicas bastante sofisticados, constata-se que pelo menos 30% dos novos edifícios apresentam problemas de isolamento sonoro e de ventilação, provocados por falhas construtivas ou projetos equivocados (Dorigatti, 2020; Ma, Li, Kwan, & Chai, 2018).

Conforme afirmam Baldinelli et al. (2014), muitas vezes tais equívocos e vícios construtivos decorrem da ausência de uma abordagem holística e integrada que possibilite otimizar o edifício e seus componentes.

A proteção ao ruído e as trocas de ar e de poluentes com o ambiente externo devem ser ponderadas com igual importância no projeto do edifício. Porém, não é raro encontrar situações nas quais este preceito foi descuidado no planejamento da edificação, haja vista que nas últimas décadas a fachada tem assumido uma condição de crescente estanqueidade (ver Figura 2.1) para cumprir as diretivas de eficiência energética impostas pelas entidades governamentais (Awbi, 2017).



Figura 2.1. Edifício com fachada estanque (Mundialantiruídos, 2021).

Se as fachadas herméticas favorecem o isolamento sonoro e reduzem as perdas de energia, por outro lado facilitam a ocorrência de patologias no edifício, tais como a humidade e o bolor (ver Figura 2.2), que poderiam ser prevenidas por meio de ventilação adequada (Silva et al., 2013).



Figura 2.2 Condensação de água em janela (Silva et al., 2013).

Da mesma maneira, não é conveniente o edifício ter boa ventilação e ser susceptível aos efeitos nocivos da poluição sonora.

A Figura 2.3 ilustra com mais clareza a relação conflitiva entre isolamento sonoro e permeabilidade da envolvente, ao apresentar o efeito de diferentes áreas percentuais de abertura no isolamento sonoro de uma parede.

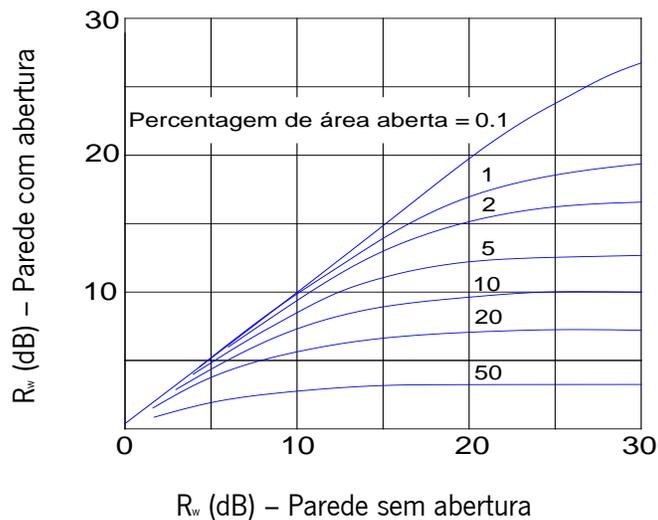


Figura 2.3. Isolamento sonoro de parede com abertura (adaptado de Gerges (1992)).

A Figura 2.3 possibilita quantificar o isolamento sonoro de paredes com aberturas e foi determinada com base na Equação 2.1 (ISO 12354-3, 2017).

$$R_w = -10 \log \left(\sum_{i=1}^n \sigma_{e,i} \right) \quad \text{Equação 2.1}$$

onde “ $\sigma_{e,i}$ ” são os coeficientes de transmissão sonora dos elementos componentes da fachada (neste caso, parede e abertura). Por exemplo, se uma parede com $R_w = 30$ dB tiver uma abertura equivalente a 5% de sua área, O “ R_w ” da parede reduzir-se-á de 30 dB para apenas 13 dB. Porém, a Equação 2.1 é apenas uma aproximação, pois não considera fatores tais como diretividade e ressonâncias.

Conciliar o isolamento sonoro e a ventilação na fachada do edifício requer entender os mecanismos pelos quais o ruído é atenuado nos sistemas de ventilação e toda a dinâmica envolvida no fenômeno, desde o momento em que a fonte sonora emite o ruído até o instante em que é decodificado como sensação inteligível no sistema auditivo do receptor. Em paralelo, é preciso ter em conta até que ponto o desempenho da ventilação poderá ou não ser afetado pelas medidas adotadas de mitigação ao ruído.

A seguir são apresentados tópicos de acústica e de ventilação em edifícios, cuja relevância e transversalidade ao tema da tese justifica serem trazidos à tona para uma breve revisão. Neste capítulo expõem-se, também, as mais recentes investigações e produtos para controlo de ruído e renovação de ar através da fachada, no âmbito dos sistemas de ventilação mais utilizados nas habitações. O capítulo finaliza descrevendo a importância das características de ventilação e propriedades de isolamento térmico dos dispositivos de ventilação para a sustentabilidade e eficiência energética do ambiente construído.

2.2. O som ao redor

2.2.1. Ruído no ambiente externo e ruído interno ao edifício

Por melhor que seja o isolamento acústico da fachada e por mais que se consiga reduzir o ruído emitido pelas fontes sonoras dentro do edifício, é pouco provável que os espaços de uma habitação resultem completamente silenciosos. O ruído é parte do contexto onde se vive e em algumas circunstâncias é mesmo necessário à sobrevivência, tal como na situação em que precisamos aperceber-nos dele antes de atravessar uma rua. Não por acaso, nesse sentido, já há inclusivamente uma deliberação da indústria automotiva europeia para que a partir de 2021 os silenciosos veículos elétricos, hoje utilizados, comecem a ser equipados com sistemas de emissão de ruído para denunciar-lhes a presença em velocidades inferiores a

30 Km/h (Junceiro, 2019). Conforme se vê na Figura 2.4, o som é um fenômeno físico e psicofisiológico de alta complexidade que ocorre quando estão presentes três elementos fundamentais: a fonte sonora, o meio de propagação e o receptor.

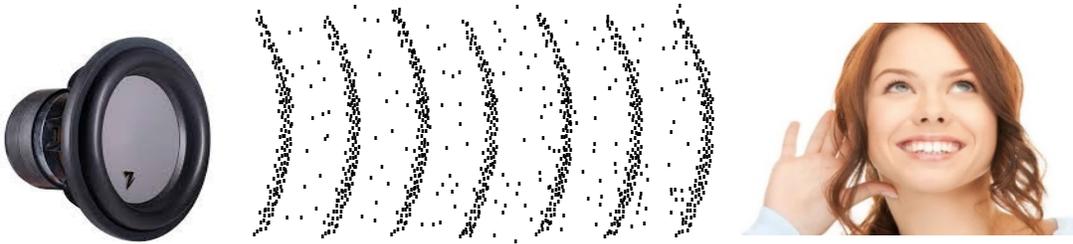


Figura 2.4. Elementos fundamentais do som.

O ruído que chega ao receptor, no interior da habitação, tem origem em fontes sonoras externas e internas ao edifício (ou ambas). Os ruídos externos advêm de uma multiplicidade de situações nas quais o ruído veicular é o mais relevante e que determinará a opção construtiva da fachada para assegurar os índices de conforto acústico nos diversos espaços da habitação. Por este motivo, é fulcral conhecer-lhe as propriedades acústicas e sua distribuição espectral, para que a escolha dos materiais e elementos componentes da fachada resulte eficaz, quanto ao cumprimento dos requisitos normativos de isolamento sonoro. A Figura 2.5 apresenta o espectro de ruído de 63 Hz a 8000 Hz para veículos ligeiros e pesados.

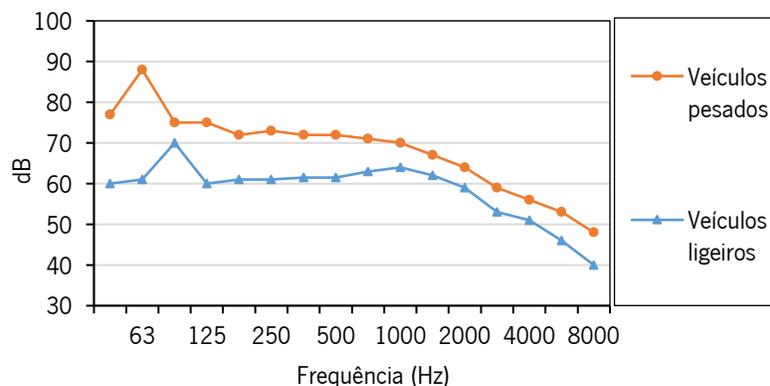


Figura 2.5. Ruído de veículos ligeiros e pesados (adaptado de Patrício (2010)).

Observa-se na Figura 2.5 que a curva de ruído de veículos pesados tem mais energia sonora que a curva de veículos ligeiros, em todo o espectro de frequências considerado, com destaque para a região abaixo de 1000 Hz. A Figura 2.6 (Tang, 2017) mostra a curva do ruído normalizado de veículos recomendada pela

norma BS EN1793-3 (BSI, 1998) em testes de avaliação do desempenho acústico de dispositivos vocacionados à redução do ruído de tráfego veicular.

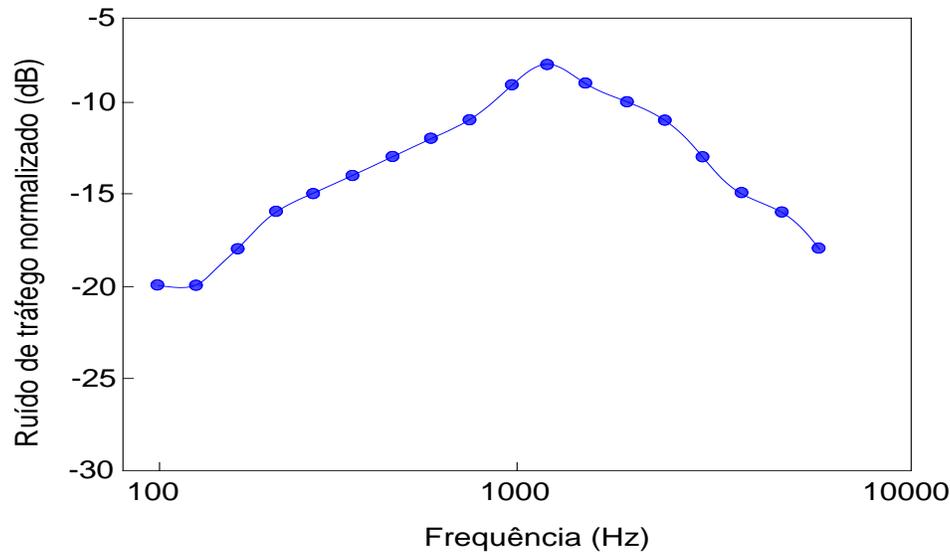


Figura 2.6. Ruído normalizado de veículos (adaptado de Tang (2017)).

Além dos ruídos externos, os ruídos internos também comprometem o conforto acústico da habitação e tem origem no uso de equipamentos coletivos, tais como elevadores, e também nas atividades individuais dos ocupantes do edifício.

No caso específico de um ventilador mecânico descentralizado, integrado à fachada, verifica-se aí uma singularidade, ou seja, ao mesmo tempo em que o ventilador precisa reduzir a transmissão do ruído ambiental externo, constitui-se ele próprio em fonte sonora interna a emitir ruído para os recintos da habitação. Bies e Hansen (2003) afirmam que o nível de ruído recomendado para uma habitação mobiliada e desocupada é de 25 dB(A), durante o período noturno.

Do que foi exposto, infere-se que o controle de ruído externo e a emissão de reduzidos níveis de ruído interno são dois parâmetros desejáveis a serem considerados no desenvolvimento do dispositivo proposto neste trabalho.

A seguir, descrevem-se as principais características e grandezas acústicas associadas ao ruído dos principais tipos de ventiladores e exaustores utilizados em sistemas de ventilação.

2.2.2. Ruído de ventiladores e exaustores

Ventiladores e exaustores são dispositivos mecânicos que movimentam o ar de um ponto a outro por meio de diferenciais de pressão induzidos por um rotor com pás (Wang, Pereira, & Hung, 2005).

Na escolha de um ventilador mecânico, as principais características técnicas a serem consideradas são a potência acústica, o nível de emissão de ruído, a velocidade de rotação, o tipo de rotor, os caudais de insuflação e exaustão, o diâmetro, o número de pás, o rendimento, o consumo de energia e a curva de isolamento ao ruído aéreo (Gerges, 1992). Estes parâmetros devem convergir para que o equipamento funcione próximo ao que se denomina “ponto de eficiência máxima” o qual, segundo Gerges (1992), é um fator importante na redução do nível de ruído emitido pelo equipamento.

Há uma ampla variedade de ventiladores cujas características e funções direcionam-se para os mais diversos domínios da tecnologia. Apesar da diversidade, é comum classificar os ventiladores em axiais e centrífugos (Bistafa, 2006), de acordo com a direção do fluxo de ar em relação ao eixo do rotor. Conforme se vê na Figura 2.7, nos ventiladores centrífugos o fluxo de ar forma um ângulo reto com o eixo do rotor, enquanto que nos axiais o fluxo de ar é paralelo ao referido eixo.

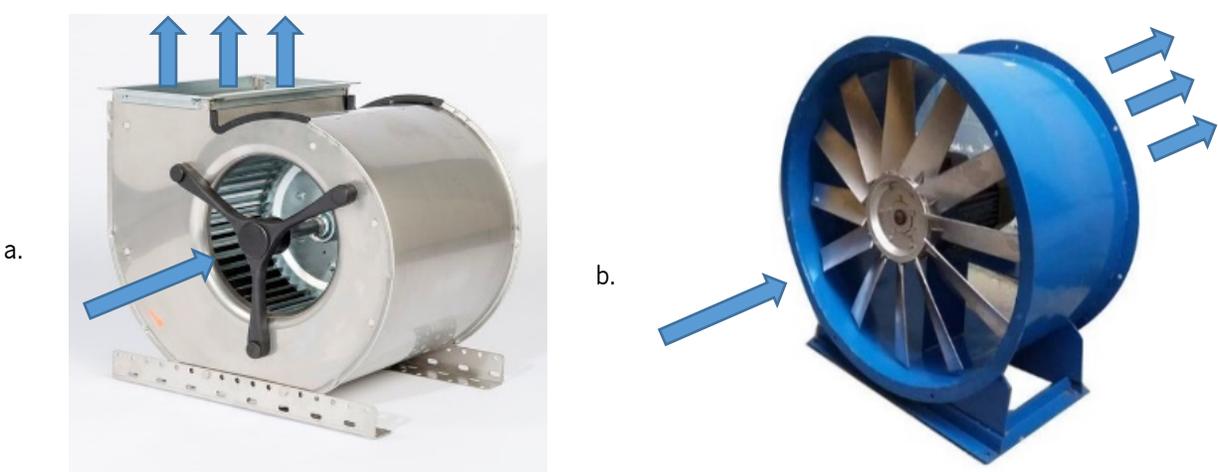


Figura 2.7. Tipos principais de ventiladores: a. Centrífugo (ArchiExpo, 2020); b. Axial (Indiamart, 2020).

Em um ventilador destacam-se um ou mais dos seguintes tipos de ruído (Gerges, 1992):

- Ruído aerodinâmico de banda larga, provocado por vórtices e regiões de turbulência do ar;
- Ruído originado pela passagem das pás do ventilador próximo a elementos fixos;
- Ruído com origem na vibração das pás e componentes estruturais e mecânicos.

O ruído gerado pela passagem das pás do ventilador, próximo a elementos fixos, está associado à frequência de passagem da pá (f_p) e aos respectivos harmônicos $2f_p$, $3f_p$ etc. A frequência f_p de um ventilador é obtida por meio da Equação 2.2 (Ling, 2001):

$$f_p = \frac{n k N}{60} \quad \text{Equação 2.2}$$

Onde “n = 1, 2, 3...” é o número da enésima frequência de passagem da pá e de seus harmônicos, “k” é número de pás do ventilador e “N” é a velocidade de rotação do rotor (rpm).

O nível de potência sonora irradiado por um ventilador é determinado conforme a Equação 2.3 (Bistafa, 2006):

$$L_w = CF + 10\log Q + 20\log P + E/3 - 48 \text{ dB} \quad \text{Equação 2.3}$$

Onde “CF” é a potência sonora específica (dB), “Q” é o caudal de ventilação (m³/s), “P” é o incremento de pressão através do ventilador (Pa) e “E” é a eficiência do ventilador (%).

Na banda de oitava onde ocorre a frequência de passagem da pá, deve-se corrigir a potência sonora somando-se à mesma um fator denominado incremento da frequência da pá, ou simplesmente BFI (*blade frequency increment*) (Bistafa, 2006). Os valores de C_F e BFI são tabelados pela ASHRAE (1992), consoante o tipo de ventilador em uso.

2.3. Incomodidade ao ruído

2.3.1. Condicionantes

O ruído é considerado um tipo de poluição do ar, em que a percepção do mesmo pelo receptor resulta da combinação de intervenientes físicos, psicofisiológicos e comportamentais. Em essência, o mecanismo da audição consiste em captar e converter a energia sonora (onda mecânica) em impulso elétrico e depois em sensação psíquica inteligível, ao nível das estruturas biológicas presentes no sistema auditivo (Bistafa, 2006). Bistafa (2006) afirma que os parâmetros físicos relacionados à fonte sonora que mais contribuem para os efeitos de incomodidade ao ruído são os seguintes:

- Conteúdo espectral e níveis sonoros associados;
- Complexidade do espectro e presença ou não de tons puros;
- Duração do ruído;
- Amplitude e frequência das flutuações de nível de pressão sonora;
- Tempo de subida de sons com características impulsivas.

Além destes parâmetros, o grau de incomodidade ao ruído também é condicionado pelos seguintes fatores:

- Características acústicas do recinto onde está o receptor;
- Relação de proximidade entre o receptor e a fonte sonora (no caso um ventilador mecânico);
- Saúde auditiva e perfil psicossocial do receptor.

As características acústicas do recinto podem realçar ou então reduzir a sensação de desconforto contida no ruído. Quando o recinto apresenta uma área de absorção sonora (Mendez et al., 1994) significativa, a energia sonora do campo reverberante é rapidamente absorvida e as ondas sonoras são pouco refletidas em seu interior. Disto resulta a supressão de alguns dos fenômenos acústicos que acentuam os efeitos adversos do ruído, como o eco palpitante e as ondas estacionárias. Ao contrário, se há uma predominância de materiais reflexivos e com reduzido coeficiente de absorção sonora α -Sabine (Mendez et al., 1994), as ondas sonoras serão inúmeras vezes refletidas e a energia sonora perdura por mais tempo no recinto, por causa dos níveis de pressão sonora mais elevados. Nesta circunstância, a sensação de incomodidade é diferente da que tem o receptor quando no recinto há uma área de absorção sonora maior. Em uma habitação, a distância a que o receptor está em relação à fonte sonora é que determina qual a parcela do campo sonoro interno (campo direto ou campo reverberante) que irá predominar na percepção da incomodidade. A Equação 2.4 descreve matematicamente o campo sonoro em um ambiente interno (Bistafa, 2006).

$$L_p = L_w + 10 \log \left\{ \frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{A_{\text{recinto}}} \right\} \quad \text{Equação 2.4}$$

onde “ L_w ” é a potência sonora da fonte (W), “ Q_θ ” é o fator de diretividade da fonte, “ $\pi = 3,141516\dots$ ”, “ r ” é a distância da fonte ao receptor (m) e “ A ” é a área de absorção sonora do recinto.

Quando o receptor está próximo à fonte sonora, em campo sonoro direto, o fator “ $Q_\theta/4\pi r^2$ ” é o que predomina na Equação 2.4. Por outro lado, para maiores distâncias de “ r ”, o receptor “entra” em campo reverberante e o segundo fator na Equação 2.4 “ $(4/A_{\text{recinto}})$ ” é o que prevalece.

A saúde auditiva e o padrão de reação do receptor face ao ruído são aspectos que também têm relevância na percepção da incomodidade. Um ventilador mecânico com níveis elevados de pressão sonora ou, então, uma envolvente com isolamento acústico deficitário, podem não ser importantes para um receptor que tenha perda auditiva acentuada.

Pelo contrário, um ventilador que emita um nível de ruído de apenas 26 dB(A) poderá ser incomodativo para alguém pouco tolerante a ruídos. Por este motivo é que foram estabelecidos métodos para avaliar o ruído

em recintos, tendo em vista criar uma referência quantitativa que possa comparar o nível de ruído medido com os valores e referências pré-definidos de conforto acústico.

2.3.2. Métodos e descritores acústicos para avaliação do ruído em recintos

Os principais métodos para avaliar o ruído em recintos consistem nas curvas de critério de ruído (Curvas NC) (Mendez et al., 1994) e nas curvas Curvas NR (Bistafa, 2006). As Curvas NC foram propostas para limitar os níveis de ruído nos ambientes internos, em que a cada curva corresponde um espectro sonoro em bandas de oitava. O método para se utilizar uma curva NC principia na medição do nível de ruído interno em bandas de oitava, de 63 Hz a 8000 Hz.

Na sequência, plotam-se os resultados das medições sobre a família de curvas NC (ver Figura 2.8) e verifica-se, no gráfico plotado, qual a curva que está imediatamente acima do nível mais elevado.

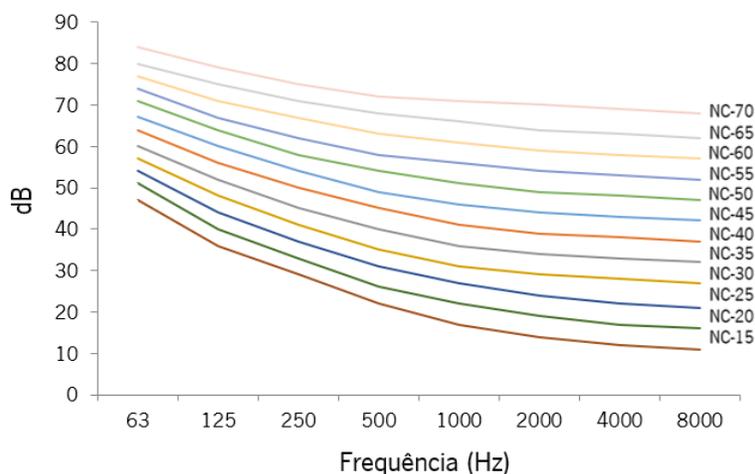


Figura 2.8. Família de Curvas NC.

As Curvas NR (Figura 2.9) foram desenvolvidas com o intuito de melhor avaliar o espectro do ruído na região das baixas frequências e são especialmente úteis na mensuração do ruído em sistemas de ar condicionado. Tais curvas distinguem-se das curvas NC por terem uma inclinação de -5 dB/oitava e também por possibilitar a análise do comportamento do ruído em frequências mais baixas.

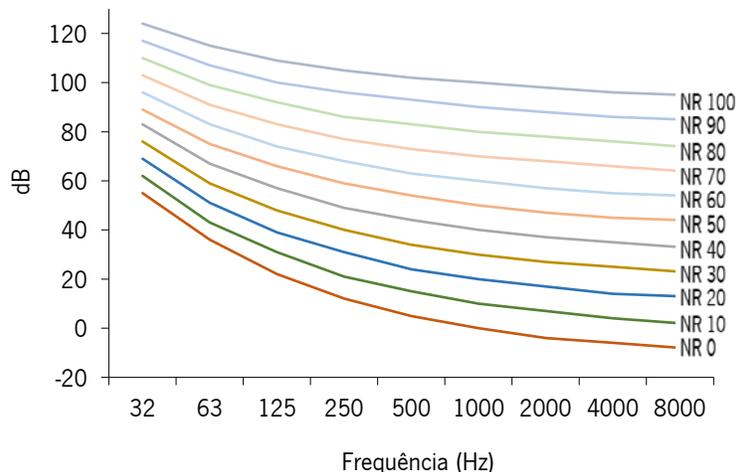


Figura 2.9. Família de Curvas NR.

Além dos métodos apresentados para avaliação do ruído não-estacionário em ambientes, utilizam-se também descritores acústicos, tais como os níveis estatísticos (L_{10} , L_{50} e L_{90}), o nível equivalente (L_{eq}), o nível dia e noite (L_{dn}) e o Nível de Exposição Sonora (SEL) (Bistafa, 2006). Se o ruído em um ambiente está acima do recomendado, é preciso então definir estratégias que possam mitigá-lo, por forma a restituir ao recinto a qualidade acústica necessária.

Para isso, além de caracterizar o ruído, é importante ter em conta os principais mecanismos de atenuação do ruído e os princípios físicos que lhes são inerentes.

2.4. Atenuação do ruído

A melhor estratégia para debelar o ruído consiste em isolá-lo junto à fonte sonora. Porém, em muitos cenários isso acaba por ser inviável, seja por motivos de custos ou por dificuldade de implementação.

Entretanto, é possível utilizar mecanismos passivos e ativos de atenuação ao ruído. Na atenuação passiva a energia sonora é dissipada sob a forma de calor, no atrito das moléculas oscilantes do ar com os poros e fibras do absorvedor (absorvedor resistivo) ou, então, por excitação da ressonância do dispositivo de redução do ruído (absorvedor reativo).

O controlo ativo de ruído é, na verdade, um sistema eletroacústico com um sensor de referência que fornece informações das características do ruído a ser atenuado, mais um atuador (comandado por um circuito adaptativo) que produz a onda sonora em oposição de fase ao ruído inicial e, finalmente, um sensor que

fornece *feedback* ao circuito adaptativo para que o sistema possa adaptar-se às mudanças no ruído a ser cancelado (Lam, Shi, Gan, Elliott, & Nishimura, 2020).

As características acústicas destes mecanismos de atenuação do ruído são a seguir descritas.

2.4.1. Absorvedores sonoros resistivos

Os principais absorvedores sonoros resistivos são os materiais fibrosos e porosos, os painéis perfurados sobre absorvedores fibrosos e porosos e os materiais fibrosos e porosos protegidos por membrana flexível. Estes absorvedores, bastante utilizados na construção civil e nos sistemas de ventilação, apresentam comportamentos acústicos e aparências variadas em função do tipo de material que os compõe, bem como em função da espessura e da densidade dos mesmos.

Fazem parte desta categoria as espumas de poliuretano, as mantas e painéis de lã de vidro, as mantas e painéis de lã de rocha e as mantas de lã de PET¹. Resguardadas as especificidades de cada material, o desempenho destes absorvedores tem uma característica em comum: absorvem melhor as médias e altas frequências do que as baixas frequências.

A Figura 2.10.a mostra um absorvedor fibroso de lã de vidro revestida, para dutos de ventilação, e a Figura 2.10.b um absorvedor poroso à base de espuma de poliuretano, utilizados para controlo de ruído em exaustores.

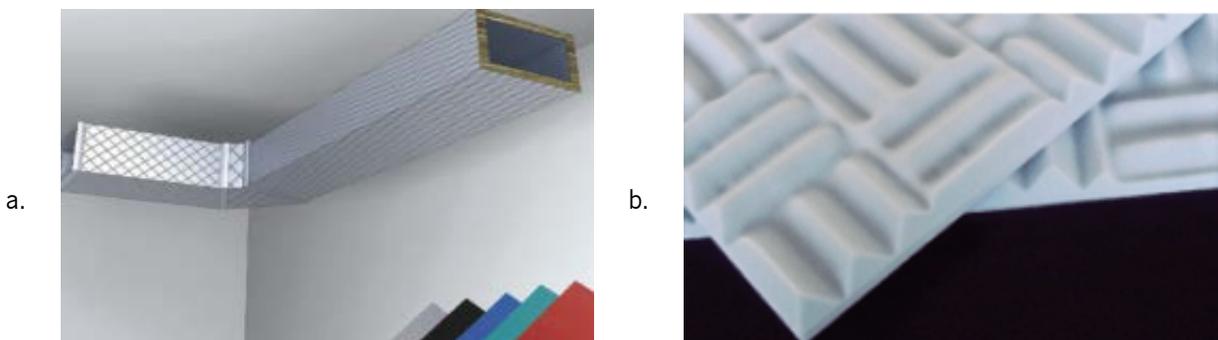


Figura 2.10. Absorvedores sonoros passivos resistivos: a. Fibroso (Isover, 2020); b. Poroso (Owa, 2020).

Em algumas situações é necessário que os absorvedores fibrosos e porosos tenham proteção mecânica na superfície aparente e então é preciso sobrepor-lhes painéis perfurados. Neste caso, há duas situações a considerar, com relação a área de perfuração do painel. Se a área de perfuração for superior a 20 % da

¹ PET - Polietileno tereftalato

superfície total do painel, a absorção sonora do conjunto é condicionada unicamente pelas características acústicas do absorvedor. Pelo contrário, se a área de perfuração do painel for menor do que 20% da superfície total do painel, haverá um pico na curva de absorção sonora do conjunto, com uma frequência de ressonância calculada conforme a Equação 2.5 (Bistafa, 2006).

$$f_p = \frac{0.85 c}{2\pi} \left\{ \frac{P/100}{L[t + 0.85d (1 - 0.22 d/q)]} \right\}^{1/2} \quad \text{Equação 2.5}$$

onde “c” é a velocidade do som no ar (343 m/s a 20°C), “P” é a percentagem de área perfurada do painel, “L” é a profundidade da cavidade incluindo a espessura do material absorvente (m), “t” é a espessura do painel (m), “d” é o diâmetro de cada orifício de perfuração e “q” é o espaçamento entre os orifícios (m). A Equação 2.5 tem validade para um grau de incerteza menor que 15 % se a condição $f_p L/c < 0,1$. Se o absorvedor ocupa todo o espaço da cavidade, então a velocidade do som “c” deverá ser multiplicada pelo fator 0,85.

Noutras circunstâncias o absorvedor resistivo precisa ser protegido contra pó, humidade ou sujeira e, nesse caso, recorre-se ao uso de membranas plásticas não tensionadas para revesti-los. Todavia, o uso deste tipo de proteção tende a diminuir o desempenho de absorção nas frequências mais altas do espectro sonoro (Bistafa, 2006).

O comportamento acústico dos absorvedores resistivos é influenciado pelo seguinte conjunto de variáveis (Bistafa, 2006):

- Espessura;
- Densidade superficial;
- Aplicação de tinta sobre a superfície aparente;
- Existência de camada de ar entre o material e o substrato onde está instalado.

Via de regra, a absorção sonora dos materiais porosos e fibrosos aumenta com o aumento da espessura e da densidade. A Figura 2.11 compara os coeficientes de absorção sonora de dois painéis de lã de vidro com a mesma densidade (30 kg/m³) mas com espessuras diferentes (25 mm e 50 mm).

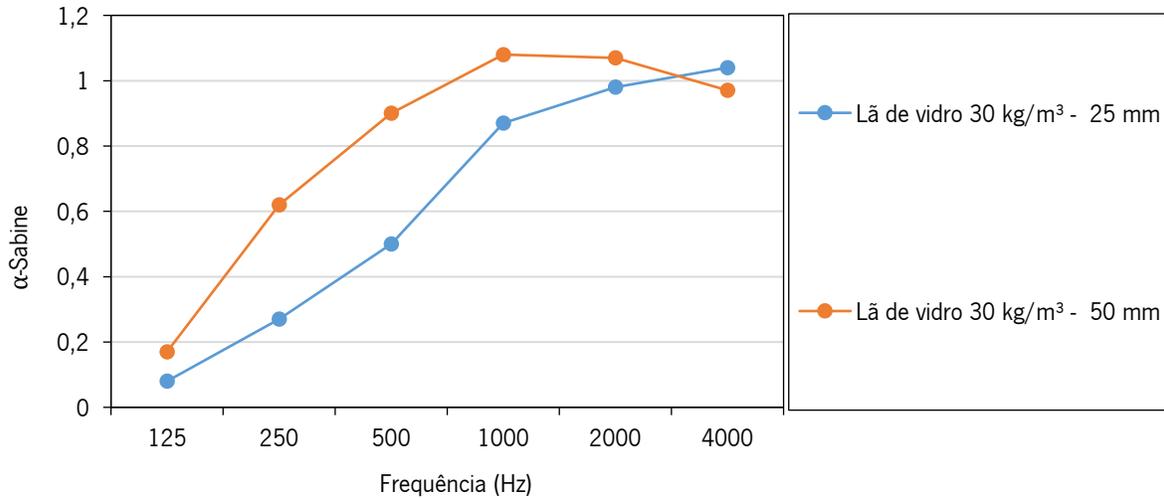


Figura 2.11. Influência da variação da espessura na absorção sonora (adaptado de Bistafa (2006)).

Verifica-se que, para a mesma densidade, o painel de lã de vidro mais espesso tem absorção sonora mais elevada, principalmente na região das baixas e médias frequências. Acima de 3000 Hz, o comportamento acústico dos materiais descritos é semelhante.

A Figura 2.12 compara os coeficientes de absorção sonora de dois painéis de lã de vidro com a mesma espessura (25 mm), porém com densidades diferentes (30 kg/m³ e 60 kg/m³) (Bistafa, 2006).

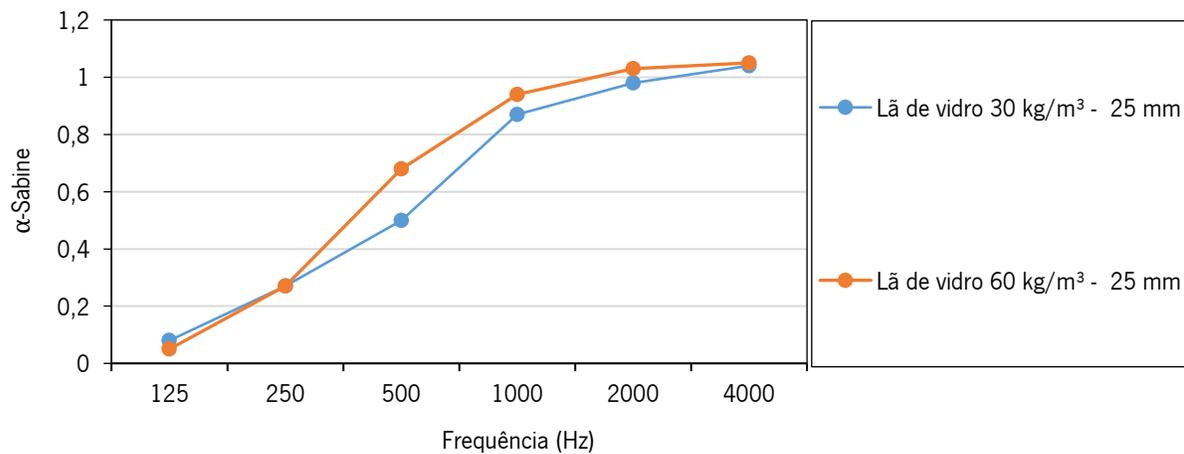


Figura 2.12. Influência da variação da densidade na absorção sonora (adaptado de Bistafa (2006)).

Observando-se a Figura 2.12 constata-se que o aumento da densidade é acompanhado por uma melhoria na absorção sonora, porém, tal melhoria não é tão pronunciada quanto àquela associada ao aumento da

espessura, conforme mostrado na Figura 2.11. A aplicação de camada de tinta em materiais fibrosos e porosos causa-lhes diminuição da permeabilidade ao som, por tamponamento das cavidades e orifícios do material, e isso contribui para reduzir a eficácia de absorção. O distanciamento de materiais fibrosos e porosos em relação ao substrato onde estão instalados (por exemplo uma parede) tem um efeito favorável na absorção sonora. Próximo ao substrato, a pressão é maior e a velocidade e o atrito das moléculas do ar com o material é menor, diminuindo a absorção sonora (Bistafa, 2006). Ao contrário, em sítios mais distantes do substrato a pressão é menor e a velocidade das moléculas é maior, produzindo mais atrito com o material e mais dissipação do som em calor. Este princípio é bastante utilizado em forros rebaixados à uma distância $\lambda / 4$ das lajes, por forma a melhorar o desempenho nas baixas frequências, onde os absorvedores resistivos apresentam, comprovadamente, pouca eficiência.

Pode-se expressar a capacidade de absorção sonora dos diferentes materiais através de um número único, denominado coeficiente de absorção sonora médio (α_w), o qual é utilizado para comparações rápidas de desempenho entre materiais diferentes. O valor de α_w é determinado conforme a Equação 2.6 (Gerges, 1992).

$$\alpha_w = 1/4[\alpha(250 \text{ Hz}) + \alpha(500 \text{ Hz}) + \alpha(1000 \text{ Hz}) + \alpha(2000 \text{ Hz})] \quad \text{Equação 2.6}$$

onde “ α ” é o coeficiente de absorção sonora do material.

Nos materiais sólidos a absorção do som é severamente prejudicada, pois as moléculas do ar interagem bem menos com o material devido à pouca permeabilidade deste ao som. Nestes materiais a absorção sonora não deixa de existir, mas é condicionada sobretudo às características superficiais do material (rugosidade) e à frequência do som incidente.

2.4.2. Absorvedores sonoros reativos

Dentre os principais absorvedores sonoros reativos estão os painéis ressonantes e os ressonadores de Helmholtz (Gerges, 1992), sendo este último bastante utilizado em sistemas de ventilação.

Os painéis ressonantes são dispositivos de absorção sonora constituídos por uma chapa frontal, de metal ou de madeira, pouco espessa, aderida hermeticamente sobre uma estrutura de suporte em todo o perímetro, conforme o esquema mostrado na Figura 2.13.

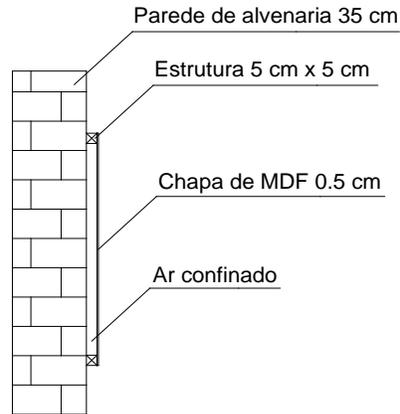


Figura 2.13. Painel ressonante: componentes e instalação em parede.

A dissipação da energia sonora em painéis ressonantes ocorre por resistência ao movimento da chapa do painel que foi excitada pela onda sonora. Tal resistência é provocada pelo ar confinado dentro da cavidade do painel ressonante. Eventualmente, a cavidade do painel é preenchida com material fibroso ou poroso para aumentar a dissipação de energia.

Os ressonadores de Helmholtz são usualmente comparados à uma garrafa com volume “ V ”, comprimento de gargalo “ L ” e seção transversal de gargalo “ S ”, conforme mostra a Figura 2.14.

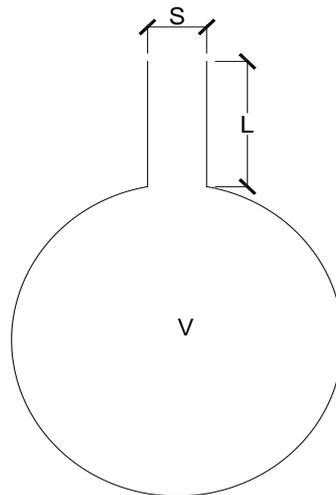


Figura 2.14. Ressonador de Helmholtz.

A pressão sonora faz o ar que está no gargalo vibrar, à semelhança de uma mola, e essa vibração induz ressonâncias do ar dentro do volume do ressonador, atritando-o com as paredes do recipiente, por forma a

converter a energia sonora em calor. A curva de absorção de um ressonador de Helmholtz caracteriza-se por um pico de absorção máxima em uma faixa estreita de frequência, calculado por meio da Equação 2.7 (Gerges, 1992).

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{L'V}} \quad \text{Equação 2.7}$$

em que “c” é a velocidade do som no ar (343 m/s a 20°C), “S” é a área da seção transversal do gargalo (m), “L’” é o comprimento efetivo do gargalo (m) e “V” é o volume da cavidade do ressonador (m³). O cálculo do comprimento efetivo do gargalo é condicionado à existência ou não de flanges, junto à abertura do gargalo. Em ressonadores com flanges, o valor de L’ é determinado segundo a Equação 2.8 (Gerges, 1992).

$$L' = L + 1,7 a \quad \text{Equação 2.8}$$

onde “L” é o comprimento do gargalo (m) e “a” é o raio da seção transversal do gargalo.

Nos ressonadores sem flanges, o comprimento efetivo do gargalo L’ é calculado de acordo com a Equação 2.9 (Bistafa, 2006).

$$L' = L + 1,4 a \quad \text{Equação 2.9}$$

Os ressonadores de quarto de onda são um tipo particular de ressonadores de Helmholtz, com frequência de ressonância calculada por meio da Equação 2.10 (Wang, Hui, & Ng, 2014).

$$f_n = \frac{c (2n - 1)}{4d} \quad \text{Equação 2.10}$$

onde “c” é a velocidade do som no ar (343 m/s a 20°C), “n = 0, 1, 2, 3 ...” e “d” é a profundidade da cavidade (m). Ao contrário dos materiais fibrosos e porosos, os absorvedores reativos são mais eficazes nas baixas frequências do que nas médias e altas.

A Figura 2.15 contrasta as curvas de absorção sonora de três absorvedores, nomeadamente uma manta de lã de vidro de 25 mm de espessura e densidade 60 Kg/m³, um painel ressonante com chapa de compensado de 3 mm de espessura sobre sarrafos de madeira de 0,05 m x 0,05 m com lã de vidro na cavidade e um

bloco de betão com cavidades a funcionar como ressonadores de Helmholtz (Bistafa, 2006; Mendez et al., 1994).

Observa-se na Figura 2.15 que nas frequências onde a lã de vidro tem boa absorção sonora (acima de 500 Hz), o painel ressonante é pouco eficaz, e vice-versa.

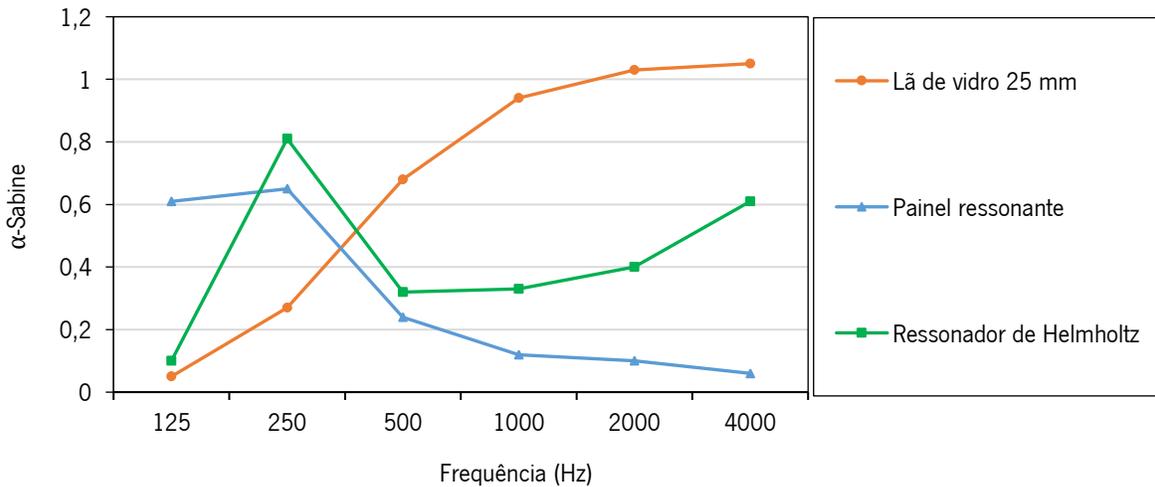


Figura 2.15. Absorvedores sonoros: lã de vidro, painel ressonante e ressonador de Helmholtz (adaptado de Mendez et al. (1994) e Bistafa (2006)).

Na curva do ressonador de Helmholtz nota-se um pico na frequência de 250 Hz. Este pico de absorção sonora, característico a este tipo de absorvedor, é passível de deslocar-se mais para a direita ou mais para a esquerda conforme o dimensionamento que se pretenda em relação à frequência de ressonância f_0 .

2.4.3. Redução de ruído por controlo ativo

Embora bem menos disseminado que os absorvedores resistivos e reativos, o controlo ativo de ruído é utilizado algumas vezes para mitigar ruídos remanescentes nas baixas frequências, onde os meios convencionais de atenuação de ruído são menos eficazes (Papini, Pinto, Medeiros, & Coelho, 2017).

A Figura 2.16 mostra um sistema modular de controlo ativo de ruído para dutos de ventilação, desenvolvido pela empresa francesa TechnoFirst® (Technofirst, 2020) em parceria com o Instituto Fraunhofer (Fraunhofer, 2020), da Alemanha.

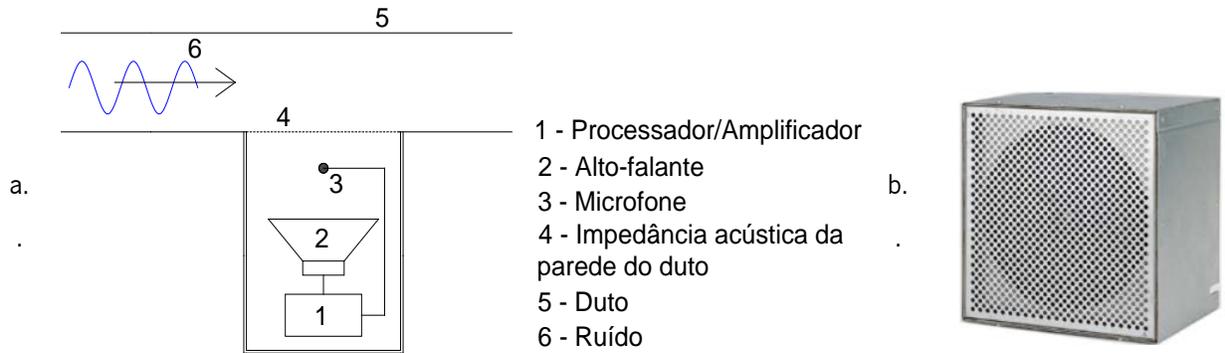


Figura 2.16. Active Silencer Cassette: a. Componentes; b. Vista em perspectiva (adaptado de Technofirst (2020)).

O microfone capta o ruído propagado através do duto e transforma-o em sinal elétrico que é enviado ao processador. Em seguida, gera-se outro sinal elétrico em oposição de fase, o qual é amplificado no processador e depois reconvertido em onda sonora pelo alto-falante, por forma a cancelar o sinal inicial (ruído).

Dentre os mecanismos de redução de ruído descritos, o controlo ativo é o que tem menor resistência à passagem do fluxo de ar pois a atenuação não envolve mecanismos que atriem o ar com poros ou fibras dos materiais e nem com cavidades ressonantes.

Nos absorvedores resistivos fibrosos, além da perda de pressão, é preciso também ter em conta a velocidade do fluxo de ar no sistema, a fim de não incorrer no arraste dos particulados fibrosos que compõe o absorvedor.

2.5. Isolamento de partições arquitetônicas a sons aéreos

O conforto acústico da habitação está associado à capacidade dos elementos construtivos em garantir o necessário isolamento sonoro perante os ruídos externos e internos no edifício.

Conforme a origem e a maneira como o ruído se propaga, distinguem-se dois tipos de isolamento sonoro, nomeadamente o isolamento ao ruído aéreo e o isolamento ao ruído de impacto (Mendez et al., 1994).

No isolamento ao ruído aéreo a fonte que produz o ruído age diretamente sobre o ar, tal como no caso do ruído produzido por uma buzina de automóvel nas proximidades de uma habitação.

No isolamento ao ruído de impacto, a fonte geradora do ruído atua sobre uma determinada estrutura, a qual transmite a vibração mecânica a pontos mais remotos. No escopo deste trabalho será abordado apenas o isolamento a ruído aéreo, com origem em fontes externas (ruído de tráfego veicular) e em fontes internas à edificação (ventilador proposto).

A relação entre a intensidade sonora transmitida “ I_t ” e a intensidade sonora incidente “ I_i ” é chamada de coeficiente de transmissão sonora, e é calculado de acordo com a Equação 2.11 (Gerges, 1992).

$$\sigma = \frac{I_t}{I_i} \quad \text{Equação 2.11}$$

O isolamento sonoro (R) de uma parede é calculado a partir do coeficiente de transmissão sonora “ σ ”, conforme mostra a Equação 2.12 (NP EN 20140-3, 1998).

$$R = 10 \log \frac{1}{\sigma} \quad \text{Equação 2.12}$$

onde R é expresso em decibels (dB).

2.5.1. Isolamento a sons aéreos entre ambientes

Considere-se a Figura 2.17 que mostra o esquema de uma câmara reverberante em laboratório, no qual o compartimento de emissão é separado do compartimento de recepção por meio de um componente de teste (parede).

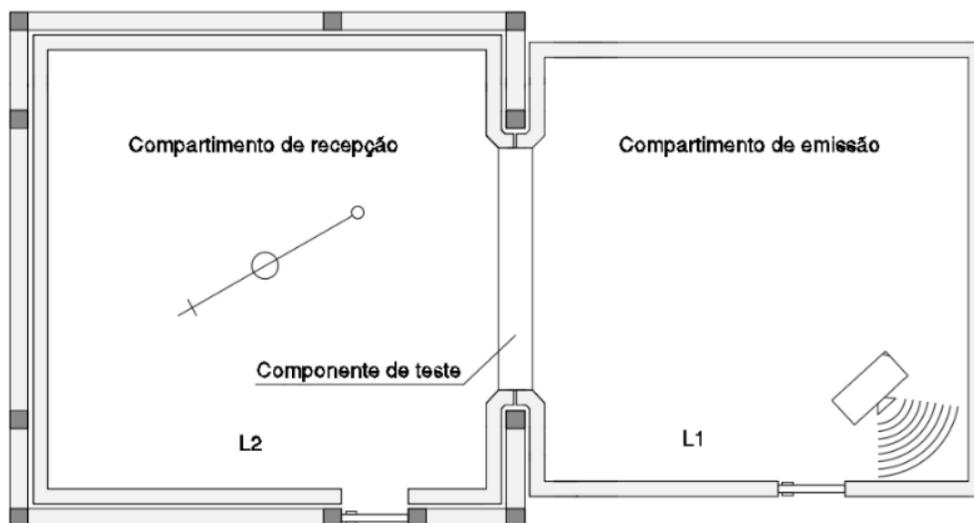


Figura 2.17. Esquema de ensaio em laboratório acústico.

O isolamento sonoro (R) entre os dois compartimentos de teste é dado pela Equação 2.13 (NP EN 20140-3, 1998).

$$R = L_1 - L_2 + 10 \log \frac{S}{A} \quad \text{Equação 2.13}$$

em que “ L_1 ” é o nível de pressão sonora no compartimento de emissão (dB), “ L_2 ” é o nível de pressão sonora no compartimento de recepção (dB), “ S ” é a área do componente de teste (m^2) e “ A ” é a área de absorção sonora equivalente no compartimento de recepção (m^2).

2.5.2. Painéis simples

Em termos acústicos, define-se um painel simples como um elemento construtivo sólido e homogêneo, cujas propriedades de isolamento acústico admitem boa previsibilidade por meio de expressões matemáticas obtidas em ensaios experimentais, tais como uma laje de betão ou uma parede de tijolos maciços. Conforme Santos (2012), certos painéis heterogêneos também podem ser considerados como painéis simples, contanto que as dimensões dos seus materiais componentes sejam pequenas em relação ao comprimento das ondas vibratórias em evidência. O isolamento sonoro de painéis simples é condicionado pela frequência do som incidente. Isso fica bastante evidente na curva típica de isolamento sonoro obtida em testes de laboratório (ver Figura 2.18), em que o comportamento acústico dos painéis simples apresenta quatro regiões bem distintas.

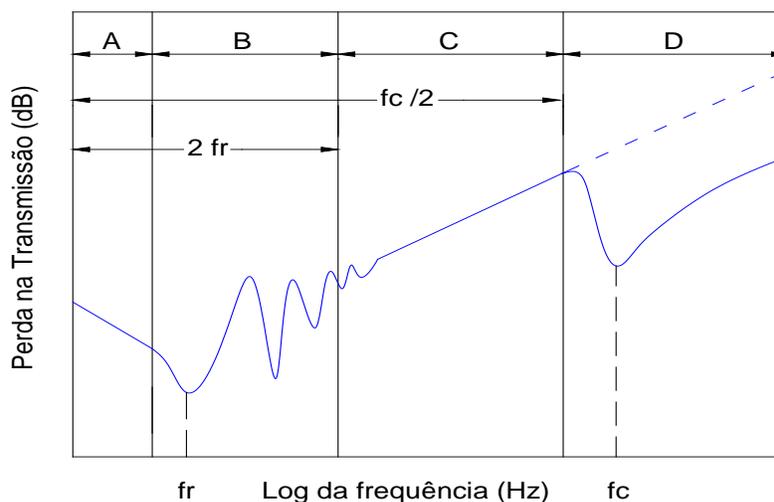


Figura 2.18. Curva típica do isolamento sonoro de um painel simples (adaptado de Gerges, 1992).

Na região “A” da curva, o isolamento é condicionado, sobretudo, pela rigidez da parede. Nesta região, a qual ocorre nas baixas frequências, a massa e o amortecimento têm um papel desprezível e o desempenho de isolamento sonoro diminui com o aumento da rigidez. Na região “B”, controlada pela ressonância, o painel apresenta vários modos de vibração cujos movimentos flexionais têm o efeito de diminuir o isolamento sonoro do elemento.

Com base nas propriedades físicas do painel é possível determinar-lhe as diversas frequências de ressonância “ $f_{m,n}$ ”, por meio da Equação 2.14 (Mendez et al., 1994).

$$f_{m,n} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{B}{M}} \left[\left(\frac{i}{lx}\right)^2 + \left(\frac{j}{ly}\right)^2 \right] \quad \text{Equação 2.14}$$

em que “ $i, j = 1, 2, 3, \dots$ ”, “ lx ” é a largura do painel (m), “ ly ” é a altura do painel (m), “ B ” é a rigidez dinâmica à flexão por unidade de largura (N/m) e “ M ” é a massa superficial do painel (kg/m²). A Equação 2.14 é válida para painéis simplesmente apoiados e, no caso de painéis cujas bordas estão engastadas, deve-se multiplicar as frequências de ressonância por um fator igual a dois.

A região “C” da curva é controlada pela massa do elemento, em que o isolamento sonoro aumenta 6 dB toda vez que se duplica a massa do painel (Lei da massa teórica). O isolamento sonoro para esta região da curva é calculado por meio da chamada Lei da Massa de Campo (Mendez et al., 1994).

$$R = 20 \log(f \cdot M) - 47 \text{ dB} \quad \text{Equação 2.15}$$

onde “ f ” é a frequência do som incidente ao painel (Hz) e “ M ” é a massa superficial do painel (Kg/m²).

A região “D” é controlada pelo acoplamento entre a onda plana aérea incidente e a onda de flexão do painel, o que se conhece por efeito de coincidência. Nesta região da curva há uma significativa queda no isolamento sonoro, nomeadamente a partir da frequência crítica “ f_c ” decorrente da condição de incidência normal, cujo cálculo faz-se a partir da Equação 2.16 (Patrício, 2010).

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi e} \sqrt{\frac{12\rho(1 - \nu^2)}{E}} \quad \text{Equação 2.16}$$

em que “ c ” é a velocidade do som no ar (343 m/s a 20°C), “ e ” é a espessura do painel (m), “ ρ ” é a massa volumétrica (kg/m³), “ E ” é o módulo de elasticidade (N/m²) e “ ν ” é o coeficiente de Poisson.

Em relação ao isolamento sonoro de painéis simples não espessos, são feitas as seguintes observações:

- A Lei da Massa é válida se o painel tiver estanqueidade suficiente;
- As regiões controladas pela rigidez e pela ressonância ocorrem nas baixas frequências, enquanto que a região controlada pela massa se dá nas médias frequências e a região controlada pela coincidência, nas altas frequências;
- Após a frequência crítica, na região de coincidência, os materiais tendem a seguir um comportamento semelhante à Lei da Massa;
- O uso de um painel simples para isolar um determinado ruído deve levar em conta a composição espectral do ruído a isolar e a frequência crítica do painel, a fim de que não ocorram perdas significativas no isolamento sonoro.

2.5.3. Painéis duplos

Os painéis duplos são constituídos por dois painéis simples separados por uma camada de ar, com ou sem material de absorção na cavidade. A camada de ar causa um acoplamento elástico entre os dois painéis, à semelhança de um sistema massa-mola-massa no qual o isolamento do conjunto varia conforme a frequência e o ângulo de incidência da onda sonora. A curva de isolamento sonoro de um painel duplo típico caracteriza-se pela frequência de ressonância do sistema, pela frequência crítica de cada painel simples e pela ressonância da camada de ar que separa os dois painéis.

A frequência de ressonância do painel duplo, com uma camada de ar, é calculada através da Equação 2.17 (Santos, 2012).

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho}{d} \left(\frac{1}{M_{s1}} + \frac{1}{M_{s2}} \right)} \quad \text{Equação 2.17}$$

sendo “c” a velocidade de propagação do som no ar (343 m/s a 20°C), “d” o espaçamento entre os painéis (m), “ρ” a massa volumétrica do ar (1,202 kg/m³ a 20°C) e “M_{s1}” e “M_{s2}” a massa superficial de cada painel (kg/m²). Com base na Equação 2.17 é possível obter a Equação 2.18.

$$f_0 = 60 \sqrt{\frac{1}{d} \left(\frac{1}{M_{s1}} + \frac{1}{M_{s2}} \right)} \quad \text{Equação 2.18}$$

Observa-se a partir da Equação 2.18 que, quando o espaçamento entre os painéis é relevante e os mesmos apresentam densidade superficial elevada, a frequência de ressonância é baixa. Abstrai-se também que a opção pelo uso de um painel duplo ou por um painel simples, recai numa análise comparativa entre a frequência do som incidente e a frequência de ressonância do painel duplo.

Quando a frequência do som incidente é menor que a frequência de ressonância do painel duplo, o mesmo comporta-se como se fosse um painel simples com a mesma densidade superficial.

Pelo contrário, quando a frequência do som incidente é maior que a frequência de ressonância do painel duplo, então o isolamento do painel duplo supera o de um painel simples e justifica sua utilização. A Figura 2.19 mostra de forma simplificada a diferença de isolamento entre um painel simples e um painel duplo (Mendez et al., 1994).

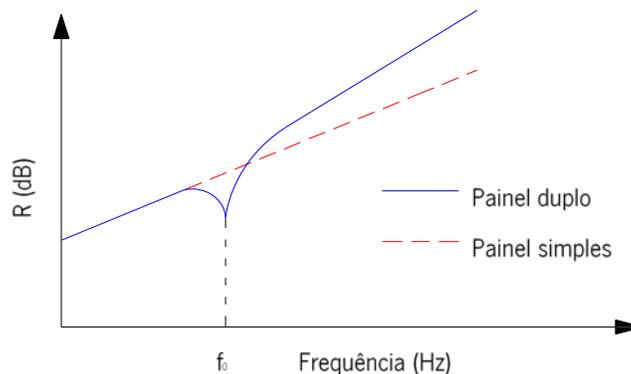


Figura 2.19. Diferença no isolamento sonoro entre um painel simples e um duplo (adaptado de Mendez et al. (1994)).

A frequência de ressonância da camada de ar entre os dois painéis é dada pela Equação 2.19 (Marshall, 2006):

$$f_{\text{ar}} = \frac{n c}{2 d} \quad \text{Equação 2.19}$$

em que “n = 1, 2, 3,...”, “c” é a velocidade de propagação do som no ar (343 m/s a 20°C) e “d” é o espaçamento entre os painéis. A inserção de um material com elevado coeficiente de absorção α -Sabine na cavidade de um painel duplo melhora-lhe o desempenho acústico por causa da atenuação das ressonâncias da camada de ar, ao mesmo tempo em que desloca a frequência fundamental de ressonância do conjunto para uma região mais acima, no espectro sonoro.

Porém, quando o material inserido é rígido e tem pouca absorção sonora, tal como no caso do poliestireno expandido e das espumas rígidas de poliuretano (frequentes nas fachadas das edificações portuguesas) pode mesmo acontecer uma perda na eficiência do isolamento sonoro do conjunto (Santos, 2012). Adicionalmente, se os dois elementos do painel duplo estão rigidamente vinculados em vários sítios, o painel duplo passa a se comportar como painel simples, de igual massa superficial (Santos, 2012).

2.5.4. Painéis compostos

O isolamento sonoro resultante de uma fachada típica de habitação é dominado pelo isolamento de janelas e outros dispositivos de ventilação, uma vez que são a parte mais fraca da envolvente (Kim, Barber, & Srebric, 2017). Por este motivo é que estes elementos devem ter a menor área possível e o mais elevado isolamento sonoro, a fim de manter o isolamento acústico global da fachada (Bistafa, 2006).

O isolamento sonoro de uma fachada composta é calculado de acordo com a norma ISO 12354-3 (2017), conforme a Equação 2.20.

$$R_w = -10 \log \left(\sum_{i=1}^n \sigma_{e,i} + \sum_{i=1}^m \sigma_f \right) \quad \text{Equação 2.20}$$

onde “ $\sigma_{e,i}$ ” é o coeficiente de transmissão sonora de um elemento “i” da fachada, “ σ_f ” é o coeficiente de transmissão sonora pelos flancos, “n” é o número de elementos da fachada por transmissão direta e “m” é o número de elementos da fachada por transmissão indireta.

O coeficiente de transmissão sonora dos elementos da fachada com pequenas dimensões é obtido por meio da Equação 2.21, de acordo com o parágrafo 4.2.2 da norma ISO 12354-3 (2017).

$$\sigma_{elem} = \frac{A_0}{S} 10^{\frac{-D_{n,e,i}}{10}} \quad \text{Equação 2.21}$$

onde “ A_0 ” é a área de referência igual a 10 m², “S” é a área da fachada tal como é vista de dentro do ambiente de receção (m²) e “ $D_{n,e,i}$ ” é o isolamento sonoro do elemento “i” da fachada (dB).

O coeficiente de transmissão sonora dos demais elementos da fachada, tais como janelas e portas, é obtido por meio da Equação 2.22, de acordo com o parágrafo 4.2.3 da norma ISO 12354-3 (2017).

$$\sigma_{wall} = \frac{S_i}{S} 10^{\frac{-R_i}{10}} \quad \text{Equação 2.22}$$

onde “S” é a área do elemento “i” da fachada (m^2), “S” é a área da fachada tal como é vista de dentro do ambiente de recepção (m^2) e “R” é o isolamento sonoro do elemento “i” da fachada (dB).

Em Portugal, o índice de isolamento sonoro a sons de condução aérea para a fachada de edifícios ($D_{2m,nT,w}$) é determinado pelo Regulamento dos Requisitos Acústicos dos Edifícios (RRAE), conforme Decreto-Lei n.º 96/2008 de 9 de Junho do Ministério do Ambiente, do Ordenamento do Território e do Desenvolvimento Regional, o qual estabelece um índice maior ou igual a 28 dB para zonas sensíveis e um índice maior ou igual a 33 dB para zonas mistas.

Se a área translúcida for superior a 60% da área total da fachada, deve-se adicionar aos referidos índices o termo de adaptação apropriado C ou C_{tr} , conforme seja o tipo de ruído predominante. Da mesma forma, acrescentam-se 3 dB aos valores limites quando, em zonas urbanas consolidadas, houver violação de até 5 dB(A) nos valores limites (n.º 7 do artigo 12 do RGR) (Ferreira, 2016).

2.6. Controlo de ruído em sistemas de ventilação

As duas principais finalidades dos sistemas de ventilação prendem-se ao conforto higrotérmico e à manutenção da qualidade do ar interior (QAI). A função de renovação de ar consiste essencialmente na admissão de ar novo para dentro do edifício e na extração de poluentes, tais como dióxido de carbono (CO_2), odores, Compostos Orgânicos Voláteis (COV) e excesso de humidade (ANSI/ASHRAE, 2013). No escopo desta tese, será privilegiado o aspecto da ventilação relacionado à qualidade do ar interior.

A ventilação assenta em três princípios básicos, ou seja, renovar o ar de toda a habitação de forma contínua (quando habitada), extrair os poluentes de áreas húmidas (se requerido) e ventilar toda a habitação de forma intermitente (ventilação de purga) (Harvie & Siddall, 2014).

Em zonas expostas a elevados níveis de ruído é comum acontecer que os ocupantes do edifício tenham que optar entre fechar a janela para reduzir o nível de ruído interno, em prejuízo da ventilação, ou manter a janela aberta para renovar o ar, em detrimento do conforto acústico. Este tipo de situação revela a importância de um dispositivo que concilie estes dois aspectos e que possa assegurar a condição de habitabilidade requerida. Tanto a academia quanto o mercado têm se lançado à tarefa de desenvolver e propor soluções inovadoras para o controlo de ruído e ventilação (simultânea) em edifícios, as quais serão apresentadas e descritas na seção seguinte.

No intuito de atribuir clareza e nitidez ao texto, dividiu-se o conteúdo da seção conforme os sistemas de ventilação mais utilizados nas habitações, nomeadamente a ventilação natural, a ventilação mecânica e a ventilação híbrida, ou mista (Cao et al., 2014).

2.6.1. Controlo de ruído em edifícios naturalmente ventilados

Na última década houve um ressurgimento no interesse pelo uso da ventilação natural, na condição de estratégia passiva para reduzir o consumo de energia em edifícios (Tong, Chen, Malkawi, Liu, & Freeman, 2016), haja vista que a mesma prescinde de ventilador mecânico para movimentar o ar através das aberturas na envolvente e no interior dos recintos (Etheridge, 2015).

A força motriz na ventilação natural tem origem nos diferenciais de pressão provocados pela ação do vento sobre a envolvente e nos gradientes de temperatura e humidade, entre o interior e o exterior do edifício (Sakiyama, Carlo, Frick, & Garrecht, 2020).

A implementação eficaz da ventilação natural depende de um conjunto de fatores, nomeadamente o tipo de dispositivo de ventilação escolhido, as características do edifício e áreas vizinhas, o clima, a qualidade do ar e os níveis de ruído no ambiente exterior (Torresin et al., 2019).

Uma característica peculiar à ventilação natural é que os diferenciais de pressão são reduzidos, com valores médios de 1 a 5 Pa, uma vez que dependem de condições climáticas (imprevisíveis) do sítio onde está o edifício. Em consequência, para manter os caudais de ventilação a níveis adequados, é preciso aumentar a área das aberturas na envolvente e isso, por sua vez, fragiliza o isolamento sonoro do edifício e amplia o risco de incumprimento dos requisitos normativos de isolamento e conforto acústico. Por exemplo, no Reino Unido o nível de ruído para ambientes naturalmente ventilados é de 40 dB(A) (Chilton et al., 2012). Considerando que o isolamento sonoro de uma janela parcialmente aberta é da ordem de 10 a 15 dB(A), e que o nível de ruído no ambiente exterior nas grandes cidades ultrapassa facilmente 55 dB(A), fica evidente, neste exemplo, quão vulnerável é a ventilação natural perante o ruído exterior. Por isso, as aberturas de admissão de ar e de exaustão de contaminantes necessitam de mecanismos de redução de ruído, especialmente em áreas com elevada poluição sonora.

Com base em revisões da literatura sobre o problema da redução de ruído em edifícios naturalmente ventilados, feitas por De Salis et al. (2002) e por Tang (2017), distinguem-se quatro estratégias principais para mitigação do ruído na ventilação natural: estratégias passivas, estratégias ativas, estratégias com base em automatismos e estratégias híbridas. Destas, as estratégias passivas são as que predominam e têm

como soluções principais as protrusões acopladas à janela, os ressonadores ao redor da abertura de ventilação, os *trickle vents* ou grelhas de ventilação, as janelas duplas ventiladas (horizontais ou verticais), as sacadas, os peitoris e as fachadas duplas ventiladas.

As protrusões são elementos protuberantes incorporados à janela para auxiliar na ventilação e na proteção ao ruído. Incluem lintéis, aletas verticais, beirais, persianas e dispositivos de sombreamento, conforme se pode ver na Figura 2.20.

O desempenho acústico nestes dispositivos é influenciado pela presença ou não de materiais de absorção sonora e pelo ângulo de elevação, desde a fonte sonora até a abertura de ventilação (Tang, 2017). Tang (2017) deixa subentendido que é preciso ter cautela no uso de tais protrusões pois, em algumas situações, poderão direcionar o som para dentro do edifício e deteriorar (ao invés de melhorar) a qualidade acústica. No caso das sacadas, a eficiência acústica está associada ao uso de absorvedores sonoros no teto, ao ângulo de elevação, à orientação e distância da fonte sonora, à inclinação do parapeito e à profundidade da sacada (Tang, 2017).

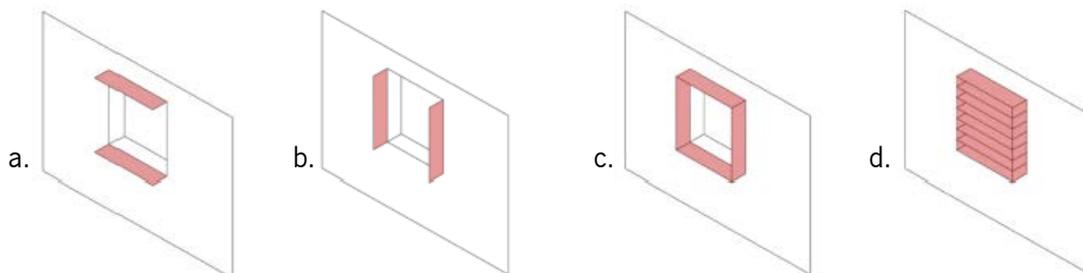


Figura 2.20. Protrusões em janelas: a. Lintel horizontal; b. Aleta vertical; c. Beiral; d. Persiana (adaptado de Torresin et al. (2019)).

Em persianas, a atenuação do ruído é mais elevada nas altas do que nas baixas frequências, por causa do efeito de difração nos componentes da persiana. Koffi, El Mankibi, Gourdon e Issoglio (2015) propuseram uma persiana acústica otimizada, sobreposta à uma janela de correr comum (ver Figura 2.21), vocacionada à redução de ruído e ventilação unilateral.

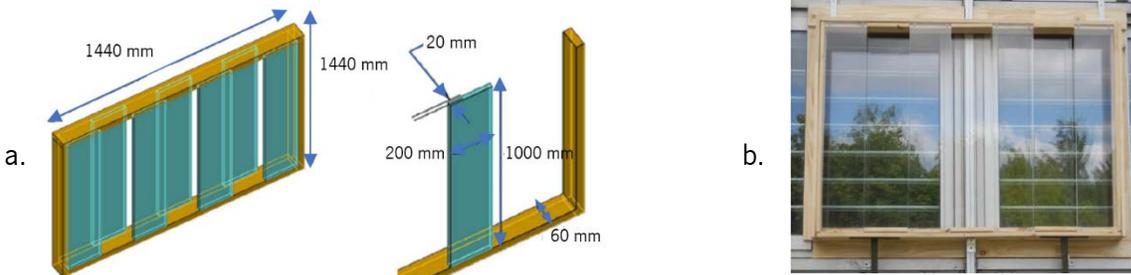


Figura 2.21. Persiana acústica: a. Dimensões e forma; b. Vista exterior (adaptado de Koffi et al. (2015)).

Nos testes acústicos que fizeram para avaliar o índice de redução sonora da persiana acústica proposta, Koffi et al. (2015) avaliaram uma janela de correr fechada ou aberta, com e sem persiana acústica. Nas medições para avaliação da taxa de renovação de ar, Koffi et al. (2015) utilizaram o método do gás traçador. Quanto aos resultados dos testes acústicos e de ventilação, a solução de Koffi et al. (2015) mostrou uma redução sonora de 7 a 11 dB nas altas frequências e uma taxa de renovação de ar média de 4 rph.

O uso de ressonadores de Helmholtz e de quarto de onda, ao redor de aberturas de ventilação, têm eficácia na frequência de ressonância na qual o elemento foi dimensionado e está condicionado ao tamanho requerido pelas cavidades ressonantes. Do ponto de vista prático, as médias e altas frequências exigem cavidades com dimensões menores e, portanto, mais fáceis de integrar à fachada. Em relação às cavidades ressonantes dos sons de baixa frequência, por precisarem de volumes mais elevados, são mais limitadas no que diz respeito ao acoplamento físico e estético com a envolvente.

Wang et al. (2014) associaram o uso de ressonadores de quarto de onda em série à uma parede do tipo *wing wall*, com angulações de 0°, 45° e 90° (ver Figura 2.22) e desenvolveram um dispositivo de ventilação de fluxo duplo e com propriedades de atenuação ao ruído.

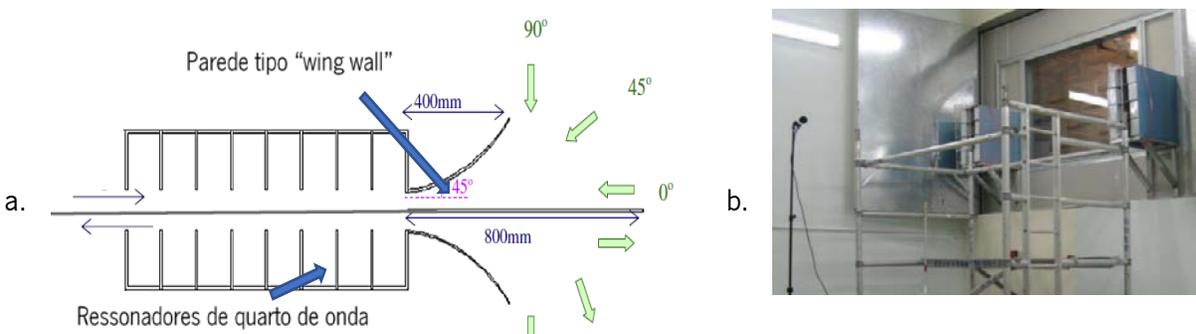


Figura 2.22. Parede *wing wall*: a. Esquema dos componentes; b. Teste acústico (adaptado de Wang et al. (2014)).

Nos testes acústicos que realizaram com o dispositivo, Wang et al. (2014) constataram melhorias no isolamento sonoro 10 dB a 22 dB nas bandas de frequências de 500 Hz a 4000 Hz. Com relação à caracterização da ventilação, os autores Wang et al. (2014) afirmam que a velocidade de saída do fluxo de ar na parede *wing wall* ventilada é maior do que a de uma janela comum aberta.

A empresa australiana *Silenceair* comercializa um ventilador acústico passivo para integração à zona opaca dos edifícios (ver Figura 2.23), cujo princípio de atenuação ao ruído fundamenta-se na teoria de tubos ressonantes. O referido ventilador, conforme dados do fabricante, apresenta um valor de $R_w = 28$ dB, quando aberto à passagem do ar, e caudais de ventilação desde 5,4 m³/h até 54,3 m³/h conforme seja o valor do diferencial de pressão.

Com base na difração do som e no uso de metamateriais acústicos (MMA), Kim e Lee (2014) desenvolveram uma janela ventilada constituída por vários dutos ressonantes cilíndricos, de tal forma que a cada duto ressonante correspondesse uma abertura de ventilação com diâmetro de 25 mm ou de 50 mm, concêntrica ao mesmo (ver Figura 2.24).

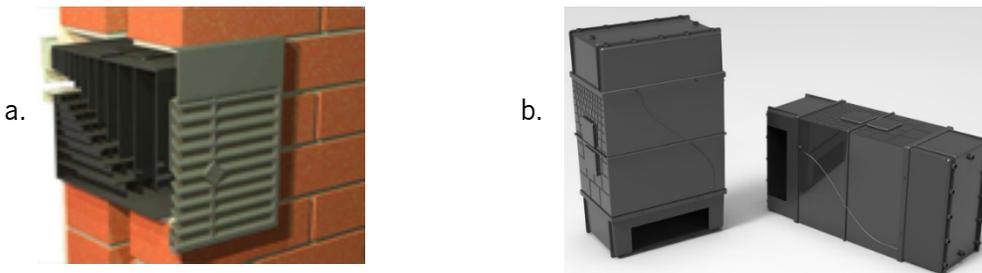


Figura 2.23. *Silenceair*: a. Esquema de instalação; b. Aspecto do produto (adaptado de Silenceair (2020)).



Figura 2.24. Metamateriais acústicos em janela naturalmente ventilada (adaptado de Kim e Lee (2014)).

Nos ensaios experimentais desta solução, Kim e Lee (2014) verificaram reduções de ruído de 30 dB a 35 dB nas frequências de 400 Hz a 5000 Hz (para aberturas com diâmetro de 20 mm) e de 20 dB a 35 dB nas frequências de 700 Hz a 2200 Hz, para aberturas com diâmetro de 50 mm.

Entretanto, nenhum dado quantitativo associado à ventilação foi apresentado por Kim e Lee (2014) na referida investigação. A partir da mesma abordagem teórica defendida por Kim e Lee (2014), Yu (2019) desenvolveu, fabricou e avaliou *in situ* a redução de ruído em uma janela ventilada constituída por uma metasuperfície acústica, feita com chapas acrílicas de 2 mm de espessura coladas umas às outras (ver Figura 2.25.b). Na definição das características geométricas ideais da metasuperfície acústica, Yu (2019) utilizou o método dos elementos finitos (FEM) para simular qual dentre as malhas propostas (ver Figura 2.25.c) resultaria no melhor isolamento sonoro, nas bandas de frequência entre 800 a 1400 Hz. Tal região do espectro sonoro foi escolhida como parâmetro de projeto por Yu (2019), por ser onde geralmente ocorre o pico do ruído de veículos rodoviários.

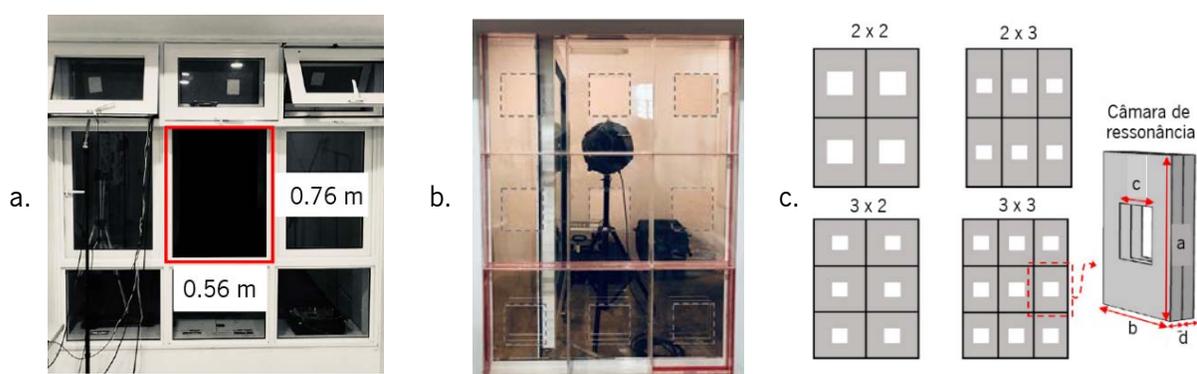


Figura 2.25. Janela com metasuperfície acústica: a. Dimensões do vão de instalação; b. Protótipo com malha 3 x 3; c. Malhas com células acústicas unitárias e câmara de ressonância (adaptado de Yu (2019)).

A Figura 2.25.b mostra o teste acústico do protótipo fabricado a partir das simulações com elementos finitos, cuja malha tem nove células unitárias e as seguintes dimensões: $a = 0,25$ m, $b = 0,18$ m, $c = 0,09$ m, com duas cavidades de ar, cada qual com 0,02 m. Os resultados destes testes acústicos (Yu, 2019) evidenciaram reduções de ruído acima de 20 dB entre 800 Hz e 3150 Hz. O isolamento sonoro do protótipo avaliado foi de 22 dB (7 dB acima do isolamento de uma janela de abrir comum com a mesma área de abertura). No que se refere à quantificação da ventilação, a investigação conduzida por Yu (2019) não apresentou nenhum teste de ventilação. Em um trabalho posterior, Fusaro, Yu, Kang, e Cui (2020), usaram o método de elementos finitos (FEM) para desenvolver e propor um modelo teórico de janela ventilada, com base no

conceito de metacavidade acústica. A questão da ventilação foi abordada no referido trabalho, por meio de diretrizes predefinidas associadas à área de abertura e à diretividade do fluxo de ar. O ponto de partida de Fusaro et al. (2020) foi o de definir e otimizar o elemento básico da janela ventilada (célula acústica unitária) e logo em seguida combiná-los para constituir uma metasuperfície acústica (AMS) que foi então “dobrada à semelhança de um origami” para dar origem à solução final (ver Figura 2.26).

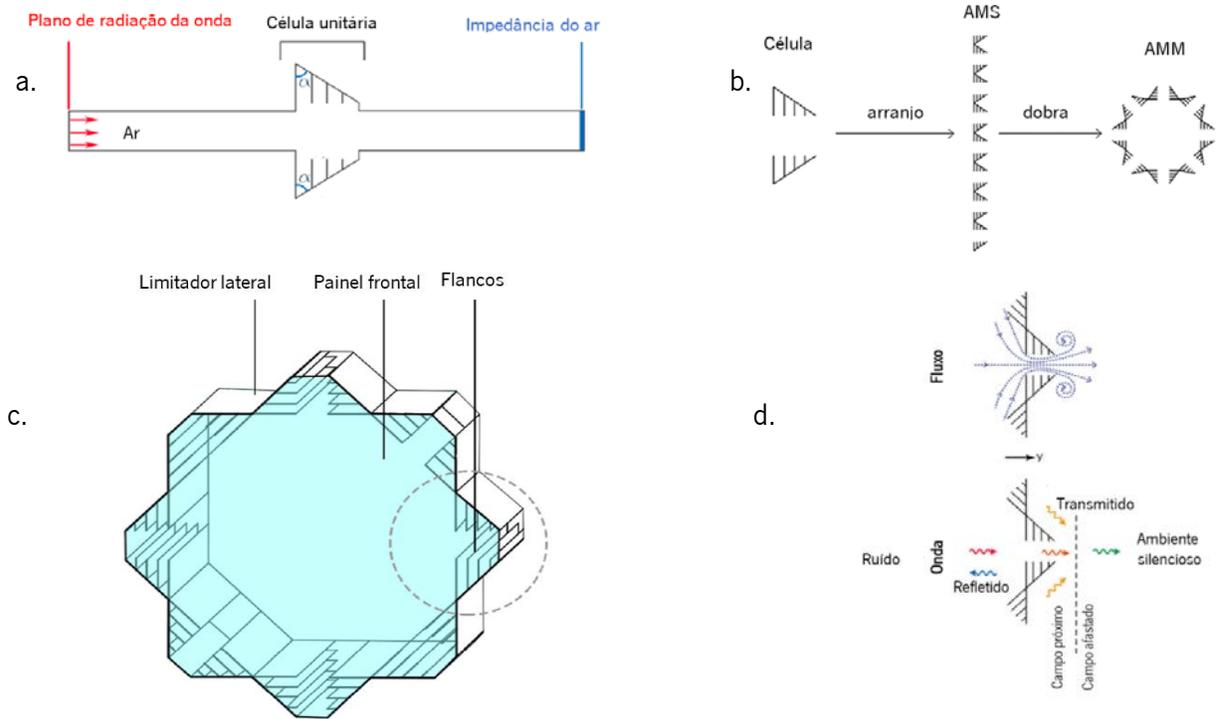


Figura 2.26. Metacavidade acústica: a. Variáveis geométricas e condições de contorno; b. Geometria conceitual; c. Esquema 3D; d. Esquema do fluxo e propagação da onda (adaptado de Fusaro et al. (2020)).

A Tabela 2.1 mostra as variáveis geométricas utilizadas por Fusaro et al. (2020) nas simulações do isolamento sonoro da referida janela ventilada.

Tabela 2.1 Variáveis geométricas da janela ventilada com metacavidade acústica (adaptado de Fusaro et al. (2020)).

Ângulo de rotação (α)	Número de cavidades							Altura da célula unitária (m)
	4	5	6	7	8	9	10	
Largura das cavidades (m)								
45°	0,016	0,013	0,110	0,009	0,008	0,007	0,006	0,066
55°	0,019	0,015	0,013	0,011	0,009	0,008	0,007	0,077

A janela ventilada com metacavidade acústica apresentou um isolamento sonoro médio da ordem de 30 dB na banda de frequências de 350 Hz a 5000 Hz. O painel frontal da janela, segundo Fusaro et al. (2020), apresenta um isolamento sonoro de 17 dB na banda de frequências de 2000 Hz a 5000 Hz. No que concerne à ventilação, a referida janela tem uma área de abertura que é 30% da área total da superfície. Com base nos estudos de Bayoumi (2017), acerca da influência do efeito chaminé em edifícios naturalmente ventilados, a janela proposta foi considerada adequada para climas moderadamente frios e quentes, nos quais é possível ocorrer diferenças de temperatura de $\pm 3^{\circ}\text{C}$ entre o exterior e o interior do edifício.

A partir de um estudo realizado por Von Grabe, Svoboda, e Bäumlér (2014) sobre a eficiência de diferentes tipos de janelas na ventilação natural, no qual a janela pivotante horizontal foi descrita como melhor opção, os autores inferiram que a janela ventilada proposta (para a mesma área de abertura) tem o mesmo desempenho ventilatório, a longo prazo, daquele que teria a janela pivotante horizontal investigada por Von Grabe et al. (2014), em um período de tempo mais curto.

As janelas duplas ventiladas consistem em uma parte externa, com uma abertura externa, e em uma parte interna com outra abertura similar, como se pode ver na Figura 2.27. Conforme é a orientação da abertura de ventilação, as janelas duplas ventiladas são ditas horizontais ou verticais.

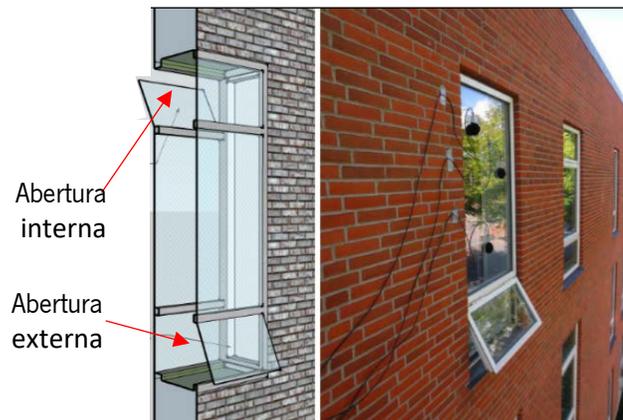


Figura 2.27. Janela dupla ventilada vertical (adaptado de Søndergaard, Egedal, Bolberg, e Hansen (2017)).

Søndergaard et al. (2017) realizaram testes de campo e em laboratório para investigar o isolamento sonoro de janelas duplas ventiladas em habitações dinamarquesas. Søndergaard et al. (2017) descrevem que o isolamento sonoro da referida janela é 8 dB a 16 dB maior que o de uma janela comum, com a mesma área de abertura, resguardadas as características e dimensões, e que nas bandas de frequências de 100 a 250

Hz, porém, o isolamento é insatisfatório. Yu, Lau, Cheng, e Cui (2017) utilizaram o método de elementos finitos (FEM) para investigar o isolamento sonoro de janelas simples parcialmente abertas e de janelas duplas ventiladas, nas quais consideraram diferentes tamanhos de abertura de ventilação. Na referida investigação, Yu et al. (2017) propuseram uma expressão matemática para estimar o isolamento sonoro de uma janela simples parcialmente aberta, tendo em conta o fator geométrico determinado pelo rácio entre a altura da janela e o tamanho da abertura de ventilação, conforme mostra a Equação 2.23.

$$R = 10 \log \left(\frac{H}{O} \right) \quad \text{Equação 2.23}$$

onde “R” é o isolamento sonoro (dB), “H” é a altura da janela (m) e “O” é o tamanho da abertura de ventilação (m).

No caso da janela dupla ventilada, a expressão matemática proposta por Yu et al. (2017) é a Equação 2.24.

$$R = 20 \log \left(\frac{H}{O} \right) \quad \text{Equação 2.24}$$

onde “R” é o isolamento sonoro (dB), “H” é a altura da janela (m) e “O” é o tamanho da abertura de ventilação (m).

A Equação 2.24 é válida, segundo Yu et al. (2017), para banda de frequências acima da frequência de corte no duto entre os dois panos de vidro da janela (560 Hz para uma largura de duto $W = 0,3$ m) pois, abaixo desta frequência, o isolamento sonoro é controlado pelas ressonâncias da janela dupla e não mais pelas características geométricas.

Du, Lau, e Lee (2019) estudaram o mecanismo de redução sonora em janelas duplas ventiladas, por meio de testes em laboratório, nos quais avaliaram a influência do espaçamento de ar entre os panos de vidro, bem como a influência da espessura dos vidros e do tamanho da abertura de ventilação no isolamento sonoro das referidas janelas. Du et al. (2019) concluíram que quando metade do comprimento de onda do som incidente ($\lambda / 2$) é menor que a abertura de ventilação, é possível melhorar o isolamento sonoro da janela diminuindo o tamanho da abertura de ventilação ou aumentando a espessura dos panos de vidro e que, variações no espaçamento de ar entre os panos de vidro, têm pouca ou nenhuma influência no “R” da janela. No caso em que a metade do comprimento de onda do som incidente ($\lambda / 2$) é maior que a abertura de ventilação, a modificação dos condicionantes supramencionados não é relevante para o “R” da janela. Num estudo posterior, Du, Lau, Lee, e Danzer (2020) instalaram um sistema de ventilação mecânica constituído por oito ventiladores de 80 mm x 25 mm no espaço entre os panos de vidro de uma janela dupla ventilada (ver Figura 2.28) para quantificar a redução de ruído e o desempenho de ventilação da janela

através de medições acústicas *in situ* e de medições indiretas da taxa de renovação de ar, com o método do gás traçador. Nos referidos experimentos, o perímetro da cavidade interna da janela foi revestido com lã de vidro de 25 mm e as aberturas externas e internas foram medidas considerando três ângulos diferentes (0°, 45° e 90°). Os resultados decorrentes de tal campanha experimental foram comparados com os resultados apresentados por uma janela projetante comum, com a mesma espessura de vidro e as mesmas condições de contorno.

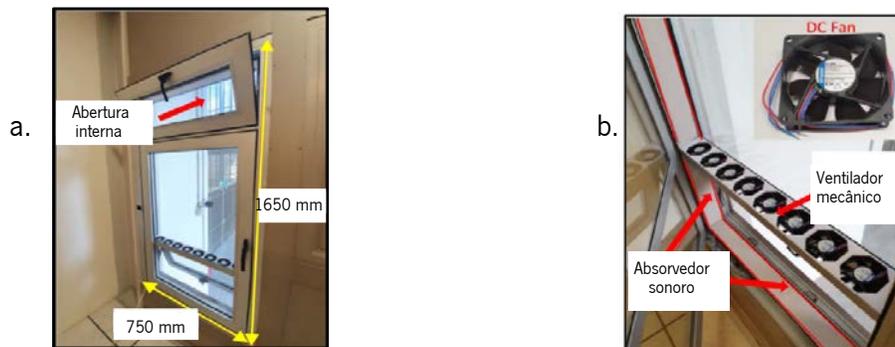


Figura 2.28. Janela dupla mecanicamente ventilada: a. Dimensões e abertura interna; b. Ventiladores mecânicos e absorvedor sonoro (adaptado de Du et al. (2020)).

Com relação ao comportamento acústico da janela proposta, Du et al. (2020) afirmam que o isolamento sonoro da janela projetante comum é melhor que o da janela dupla ventilada, estando ambas fechadas. Na condição em que a janela dupla ventilada e a janela projetante comum assumem os mesmos ângulos de abertura, a janela dupla ventilada apresenta isolamento sonoro 13 dB maior. O sistema de ventilação mecânica acoplado à janela dupla, afirmam Du et al. (2020), é irrelevante no valor do isolamento sonoro apresentado, porém, a presença de absorvedor sonoro no perímetro da cavidade interna da janela favorece a atenuação do ruído externo. No que se refere ao desempenho ventilatório, constatou-se na referida investigação que a janela dupla ventilada aberta tem uma taxa de renovação do ar seis vezes maior do que quando está fechada, e quatro vezes maior do que a janela projetante comum, nas mesmas condições.

Cui, Yu, Zhang, e Yao (2017) utilizaram o método de elementos finitos e simulações de CFD para avaliar o conforto acústico e térmico decorrente do uso de janelas duplas ventiladas em habitações típicas de Singapura. No modelo teórico simulado por Cui et al. (2017), as variáveis consideradas foram a velocidade do ar ($V_0 = 0,5 \text{ m/s}, 1,0 \text{ m/s}, 1,7 \text{ m/s}, 2,0 \text{ m/s}, 2,6 \text{ m/s}$ e $2,93 \text{ m/s}$), a temperatura interna do ambiente (25°C), a temperatura das paredes internas no ambiente (30°C) e os diferentes graus de abertura da janela dupla ventilada (1/2, 1/3 e 1/6 da área total de abertura). Em tais simulações, ambas aberturas da janela

avaliada foram mantidas com idêntica permeabilidade ao ar. Os resultados obtidos por Cui et al. (2017), nas simulações de CFD, evidenciaram que a melhor condição de conforto térmico ocorre para velocidade do ar igual a 1 m/s e abertura proporcional a 1/6 da área de abertura total da janela. Com tais parâmetros, segundo Cui et al. (2017), cerca de 70% da área da habitação simulada apresentou adequado índice de conforto térmico. Com relação aos resultados das simulações acústicas, as predições do isolamento sonoro, para as três áreas de permeabilidade ao ar consideradas, mostraram que, para bandas de frequências maiores do que 300 Hz, quanto menor o tamanho da abertura melhor é o desempenho de isolamento sonoro e que a melhoria obtida, quando se reduz o tamanho da abertura de ventilação de 1/2 para 1/6, é da ordem de 3 dB a 5 dB. O número único para isolamento (R_w) obtido por Cui et al. (2017) para as áreas de abertura consideradas (1/2, 1/3 e 1/6) foi de 14,3 dB, 14,8 dB e 16,5 dB respectivamente.

Satwiko, Prasetya, e Suhedi (2019) desenvolveram um dispositivo para redução de ruído e ventilação (NRVW) (ver Figura 2.29), destinado a países com clima quente e úmido, para ser integrado à janelas com isolamento sonoro superior a 25 dB.

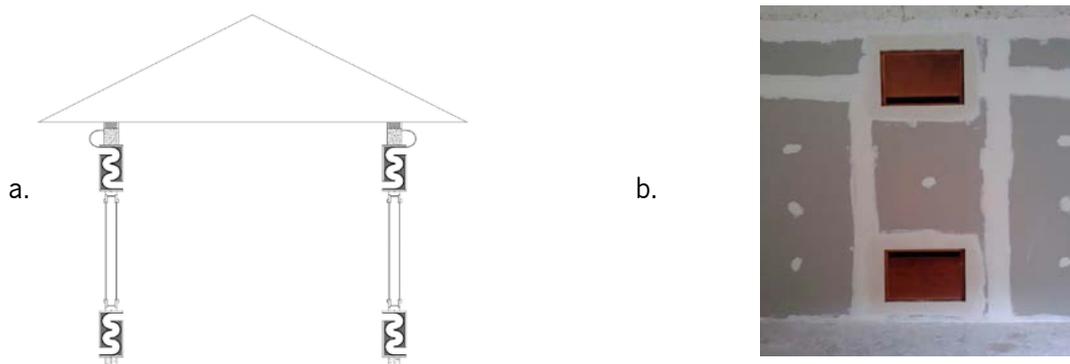


Figura 2.29. Dispositivo NRVW: a. Vista em corte no edifício; b. Vista exterior (adaptado de Satwiko et al. (2019)).

O isolamento sonoro do protótipo desenvolvido por Satwiko et al. (2019) foi avaliado através de medições que resultaram em um valor de 18 dB, obtido com base na norma ASTM E413 (ASTM, 2016). Em paralelo às medições acústicas, Satwiko et al. (2019) fizeram simulações de CFD com o modelo teórico conceitual do protótipo e encontraram velocidades do ar com valores de 0,015 m/s a 0,086 m/s, para a zona de ocupação do ambiente simulado. As velocidades do vento incidente, consideradas nestas simulações de CFD, variaram de 1 m/s a 5 m/s.

Alguns estudos recentes têm dado atenção à redução de ruído em janelas total ou parcialmente abertas, tal como fizeram Locher et al. (2018). Nesta investigação Locher et al. (2018) tiveram por objetivo quantificar, por meio de medições acústicas, a redução de ruído em 102 edifícios residenciais suíços naturalmente ventilados expostos ao ruído de veículos. Os referidos autores, Locher et al. (2018), mediram os níveis de ruído externo e interno, considerando janelas abertas, parcialmente abertas e fechadas, e encontraram diferenças médias de nível de ruído iguais a 10 dB, 16 dB e 28 dB, respectivamente. Outros autores (Mediastika, Kristanto, Anggono, Suhedi, & Purwaningsih, 2018; Yang, Cho, & Kim, 2018) focalizam em seus estudos o efeito da orientação de janelas abertas ou semiabertas na redução ao ruído externo.

Mediastika et al. (2018) avaliaram em laboratório o isolamento sonoro de uma janela projetante com diferentes ângulos de abertura (0° , 5° e 10°) e distintas orientações em relação à fonte sonora externa (perpendicular, lateral a 60° e lateral a 90°). Mediastika et al. (2018) verificaram que o isolamento da janela projetante aberta é insuficiente para impedir a transmissão do ruído externo, independentemente do ângulo de abertura. Mediastika et al. (2018) também constataram que a janela fechada, orientada perpendicularmente à fonte sonora, reduz melhor o ruído do que quando orientada lateralmente em relação à mesma.

Yang et al. (2018) realizaram um estudo semelhante ao de Mediastika et al. (2018), por meio de medições *in situ* em dezenove escolas coreanas. Neste estudo, a disposição da fachada das salas de aula em relação à fonte sonora (autoestrada) foi arbitrariamente classificada pelo autor em quatro categorias (P, V, PV e H) conforme mostra a Figura 2.30.

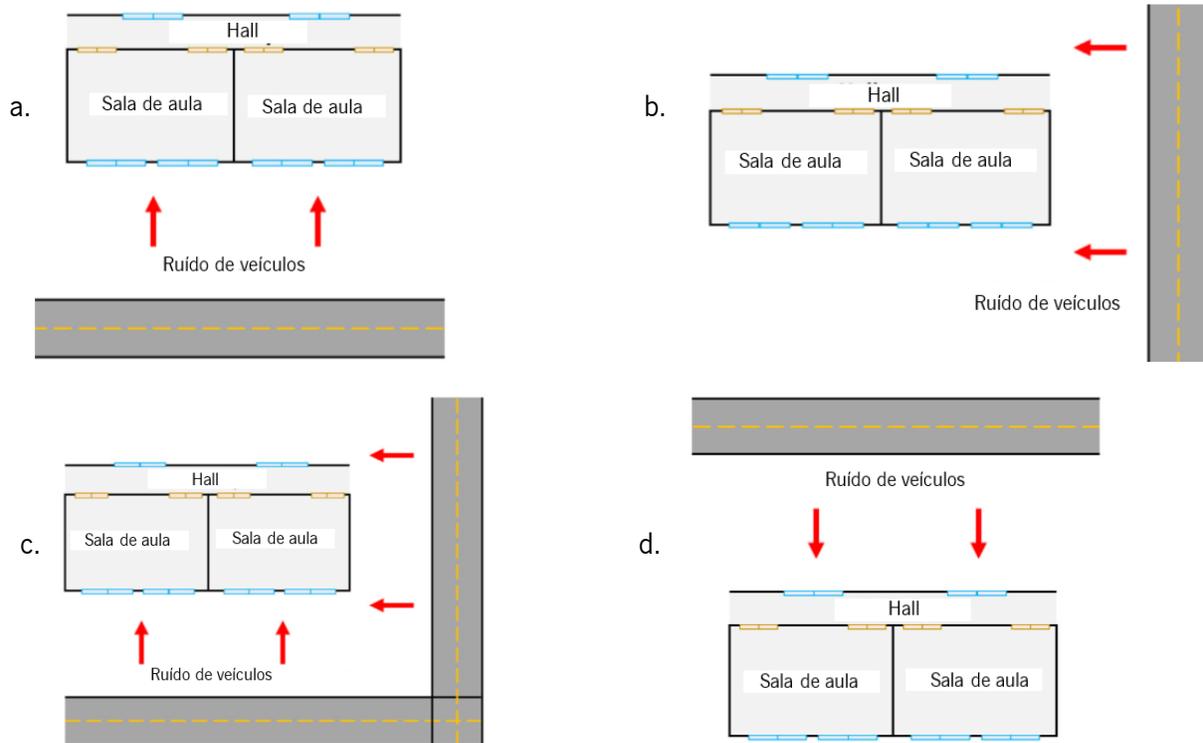


Figura 2.30. Disposição de fachada em relação à fonte sonora: a. Paralela - P; b. Perpendicular - V; c. Paralela e perpendicular - PV; d. Corredor paralelo à fonte sonora - H (adaptado de Yang et al. (2018)).

As reduções de ruído obtidas por Yang et al. (2018) foram de 6,7 dB para a disposição P (Figura 2.30 a.), 9,2 dB para a disposição V (Figura 2.30 b.), 8,4 dB para a disposição PV (Figura 2.30 c.) e 16,9 dB para a disposição H (Figura 2.30 d.). Yang et al. (2018) concluíram que, para um nível de ruído ambiente externo de 65 dB(A), somente a disposição H, com um vestíbulo paralelo à fonte sonora (Figura 2.30 d.) foi capaz de assegurar a condição de conforto acústico de 55 dB requerida pela legislação coreana para salas de aula naturalmente ventiladas.

Os *trickle vents* (ou grelhas de ventilação) são dispositivos passivos integrados às zonas translúcida ou opaca da fachada e que têm por fim realizar a ventilação de fundo, em combinação com outros tipos de ventilação. Quando a integração das grelhas de ventilação ocorre na zona translúcida da fachada, a mesma acontece no perfil da janela (Figura 2.31.a), entre o vidro e o perfil (Figura 2.31.b), na caixa de estore (Figura 2.31.c) ou entre o perfil da janela e a zona opaca da fachada (Figura 2.31.d).



Figura 2.31. Integração de grelhas em fachadas: a. Em perfis (Anjos-ventilation, 2020); b. Entre o vidro e o perfil (Renson, 2020c); c. Na caixa de estore (Renson, 2020d); d. Entre o perfil e a zona opaca (Renson, 2020b); e,f. Na zona opaca (Aereco, 2020b; Passivent, 2020).

Em uma revisão da literatura a respeito de grelhas de ventilação encontradas no mercado, Biler, Unlu Tavit, Su, e Khan (2018) descrevem a atenuação acústica como um dos vários critérios de relevância no desenvolvimento deste tipo de dispositivo. Ao analisar os dados técnicos fornecidos por fabricantes de grelhas de ventilação (Renson, 2020e), constata-se que o isolamento sonoro nas mesmas varia de 22 dB a 56 dB e o caudal de ventilação de 2 m³/h a 547 m³/h, conforme o valor do diferencial de pressão considerado. Em algumas grelhas de ventilação, tal como o *slot vent* mostrado na Figura 2.31 b., a arquitetura do dispositivo dificulta que se lhe incorporem materiais ou elementos para atenuação do ruído.

Ao contrário, em situações críticas (tal como fachadas expostas a elevados níveis de ruído) é comum as grelhas de ventilação terem absorvedores sonoros passivos resistivos (ver Figura 2.32), geralmente à base de lã de vidro revestida ou de espuma de poliuretano (espuma PU).



Figura 2.32. Absorvedores resistivos em grelhas: a. Com lâ de vidro (Aralco, 2020); b. Com espuma PU (Renson, 2020).

Pode acontecer também de o material de absorção sonora ser o próprio dispositivo de ventilação, ou seja, ser moldado como “grelha” de ventilação, como é o caso do atenuador acústico, em forma de colmeia, comercializado pela empresa inglesa Machacoustics (ver Figura 2.33).



Figura 2.33. Atenuador de ruído tipo *honeycomb* (Machgroup, 2020).

Em soluções tais como as apresentadas nas Figuras 2.32 e 2.33, as grelhas ou dispositivos de ventilação poderão ter boa redução de ruído, mas também considerável perda de pressão (Biler et al., 2018).

Chilton et al. (2012) descrevem que o decréscimo na pressão do fluxo de ar, provocado pelo uso de materiais e dispositivos passivos para controlo de ruído em dispositivos para ventilação natural, deve ser ponderado desfavoravelmente no desempenho ventilatório do sistema. Para tal, Chilton et al. (2012) propõem a Equação 2.25.

$$\Delta P = 0.5 \rho \zeta c^2 \quad \text{Equação 2.25}$$

onde “ ρ ” é a densidade do ar (Kg/m^3), “ ζ ” é o fator de perda de pressão e “ c ” é a velocidade do fluxo de ar (m/s).

Urbán et al. (2016) avaliaram o isolamento sonoro em fachadas duplas ventiladas, utilizando métodos analíticos e experimentais. A partir dos resultados das medições acústicas *in situ* e em laboratório, Urbán et al. (2016), concluíram que o desempenho acústico das fachadas avaliadas varia com o aumento da espessura da cavidade entre os dois panos de superfícies que as constituem, e também com o uso de grelhas (ao invés de *slots* abertos) e materiais de absorção sonora. No que se refere à correlação entre os resultados teórico-preditivos e as medições acústicas, Urbán et al. (2016) encontraram boa correlação somente nas médias e altas frequências, com diferenças de apenas 1 dB. Nas baixas frequências, Urbán et al. (2016), referem que o fenômeno das ondas estacionárias, na cavidade entre os vidros e a existência de ressonâncias nos elementos estruturais, inviabilizam uma comparação fiável entre o desempenho previsto e o medido.

Em envolventes complexas, tal como é o caso das fachadas duplas ventiladas, é interessante investir na previsão do isolamento por meio de métodos mais acurados, a exemplo do que fizeram Caniato (2020) usando uma abordagem híbrida fundamentada no Método de Transferência de Matriz (TMM) e em simulações acústicas 3D.

Ainda nesta questão da previsão do comportamento acústico de envolventes com aberturas de ventilação, cabe ressaltar o estudo que foi conduzido por Kim et al. (2017) e que consistiu em desenvolver um método para prever a transmissão do ruído de veículos em edifícios urbanos naturalmente ventilados, tendo em contas as variáveis intervenientes na propagação do ruído ambiente externo, as variáveis relacionadas à transmissão do ruído através da fachada e aquelas que são inerentes ao campo sonoro no interior do edifício. Kim et al. (2017) mostraram neste estudo que o efeito do ruído rodoviário, na banda de frequências de 500 Hz a 1000 Hz, é relevante somente para pavimentos até o 15 ° andar. Kim et al. (2017) afirmam que andares com menor elevação têm um potencial bastante limitado ao uso da ventilação natural por estarem mais expostos ao ruído e que, a menos que as aberturas de ventilação destes andares sejam tratadas acusticamente, o nível de ruído interno excederá os critérios de conforto recomendados pelas curvas NC (Vér & Beranek, 2007).

O uso do controlo ativo de ruído (CAT) em janelas abertas é uma tendência que tem se verificado em investigações recentes, haja vista o desenvolvimento de algoritmos cada vez mais rápidos e complexos, para análise e processamento do som, assim como a maior compacidade dos equipamentos que dão suporte

físico a este tipo de solução (altofalantes, módulos digitais, amplificadores). Quanto à localização na fachada, os sistemas de CAT podem ser posicionados no perímetro da janela ou então distribuídos em toda a área de abertura de ventilação (Torresin et al., 2019). Com relação às características do ruído a ser tratado pelos sistemas CAT, De Salis et al. (2002) argumentam que a atenuação de ruídos estacionários é mais eficaz do que de ruídos intermitentes, nos quais as características acústicas do campo sonoro mudam continuamente no tempo e no espaço.

Lam, Elliott, Cheer, e Gan (2018) investigaram a influência de variáveis físicas de fontes sonoras secundárias (posição e número de fontes) no isolamento sonoro de janelas abertas equipadas com sistema de CAT. Na metodologia da referida investigação, Lam et al. (2018) utilizaram o método de elementos finitos para estudar diferentes configurações de fontes sonoras secundárias, por meio de simulações 2D, em que consideraram, também, o efeito de difração na janela modelada.

A Figura 2.34.a mostra os parâmetros geométricos considerados em uma das simulações, tendo duas fontes sonoras posicionadas simetricamente em relação ao eixo “x” à uma distância de separação $0,01 \leq w < 2$ m.

A Figura 2.34.b apresenta a distribuição do Nível de Pressão Sonora (NPS) nas bandas de frequências de 500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz e 2400 Hz, alusivas a 3, 5, 7 e 11 fontes sonoras secundárias, submetidas a um ângulo de incidência sonora de 0° .

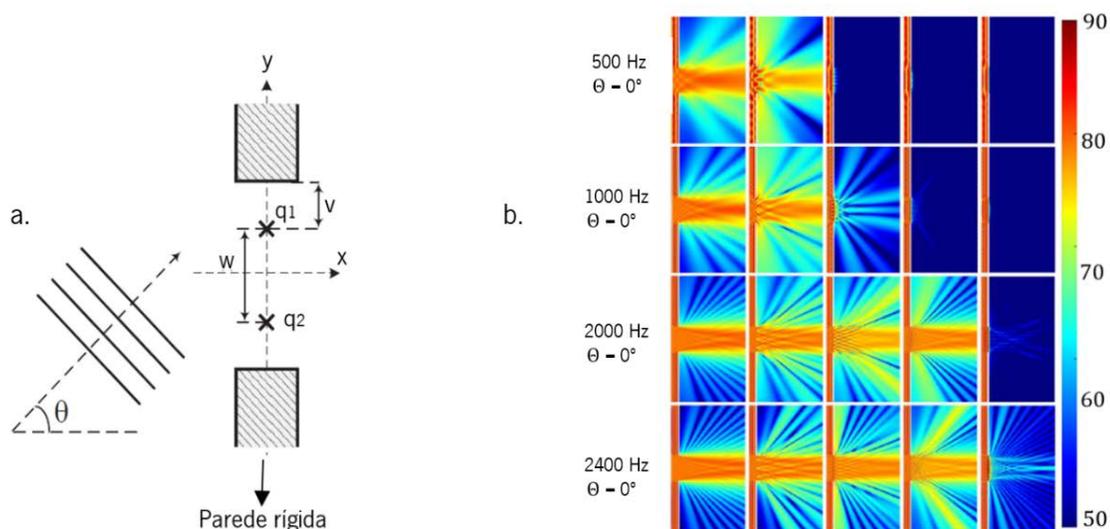


Figura 2.34. Simulações de FEM: a. Parâmetros físicos; b. Distribuição do NPS (adaptado de Lam et al., 2018).

Segundo Lam et al. (2018), quando o ângulo de incidência do ruído é perpendicular à abertura de ventilação ($\theta = 0^\circ$) e a distância de separação (w) entre as fontes sonoras secundárias é menor do que o comprimento de onda do som incidente, pode-se esperar uma redução de ruído de até 20 dB. Pelo contrário, se $0^\circ < \theta < 90^\circ$, como é o caso de apartamentos em andares mais elevados nos edifícios, a redução sonora diminui consideravelmente e, neste caso, a distância mínima de separação entre as referidas fontes deverá ser menor do que $\lambda(1 + \sin \theta)$. Ou seja, o número de fontes sonoras secundárias para obter um certo nível de atenuação de ruído em uma determinada frequência em uma abertura de ventilação natural, que dispõe de um CAT, é determinado pelo ângulo de incidência do ruído em relação à abertura (Lam et al., 2018) e o melhor posicionamento para as fontes sonoras secundárias é no centro da parede e distante das laterais da abertura. A Figura 2.35 mostra um dos ensaios experimentais realizados por Lam et al. (2020) em que um sistema de controlo ativo de ruído foi instalado em uma janela de correr completamente aberta submetida à incidência de ruído branco e ruído comum de meios de transporte urbano.



Figura 2.35. Controlo ativo de ruído em janela de correr aberta (adaptado de Lam et al., 2020).

A janela da Figura 2.35 apresenta um arranjo de vinte e quatro unidades de controlo (cada qual com 0,045 m de diâmetro), instalados na grelha de proteção da janela, e um microfone de referência posicionado no centro das mesmas. Os autores Lam et al. (2020) obtiveram uma redução de ruído média de 10 dB nos testes acústicos e diferenças de 2,22 dB a 6,39 dB em relação à mesma janela fechada. Um aspecto favorável da solução proposta por Lam et al. (2020) foi o tamanho da abertura de ventilação (janela totalmente aberta) e também a compacidade do dispositivo de controlo ativo de ruído que, em estudos

anteriores, ficava limitado à aberturas menores e a configurações volumosas de equipamento, menos fáceis de integrar ao edifício. Uma desvantagem foi o escasso desempenho abaixo da banda de frequência de 300 Hz, relacionado ao pequeno diâmetro dos altofalantes que inviabiliza ondas de cancelamento do ruído em frequências mais baixas. A Figura 2.36 mostra um dos testes acústicos conduzidos por Lam et al. (2020) para verificar a eficiência da solução desenvolvida perante a incidência de ruído de tráfego de automóveis.

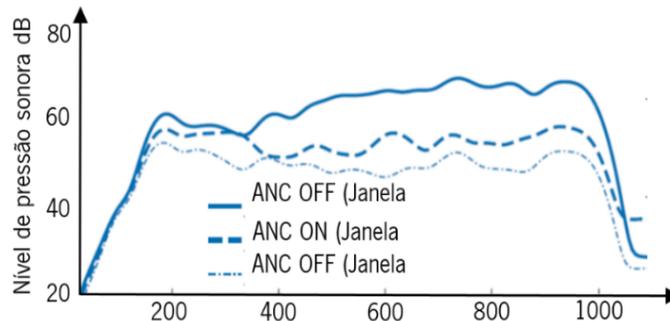


Figura 2.36. Redução de ruído rodoviário no espectro de 100 a 1000 Hz (adaptado de Lam et al., 2020).

Vê-se na Figura 2.36 que acima da banda de frequência de 500 Hz o desempenho acústico da janela de correr, aberta e com a presença de CAT, tem potencial para reduzir ruídos com predominância tonal nesta região do espectro. Na estratégia híbrida de atenuação ao ruído, conforme descrevem De Salis et al. (2002), dispositivos com diferentes capacidades de redução ao ruído são combinados para conseguir alcançar resultados em uma banda mais larga do espectro sonoro. A Figura 2.37, proposta por De Salis et al. (2002), mostra o desempenho acústico ao longo do espectro de frequências de algumas estratégias que podem ser combinadas para reduzir a transmissão do ruído em sistemas de ventilação natural.

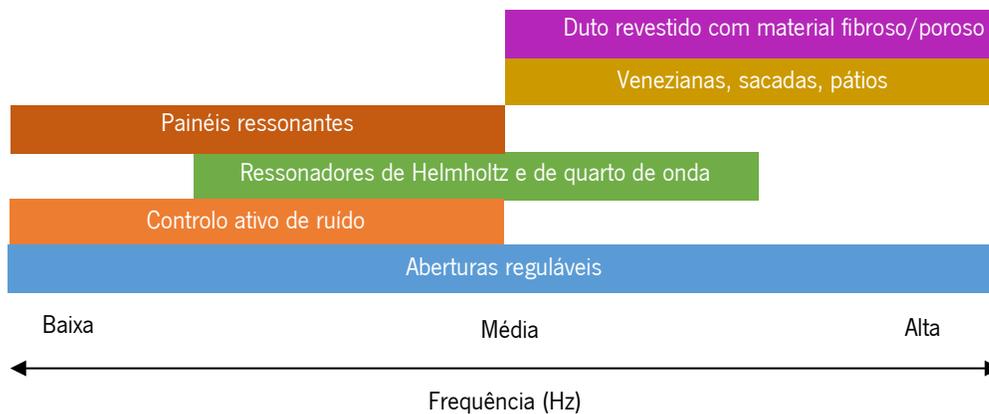


Figura 2.37. Estratégias de controle de ruído na ventilação natural (adaptado de De Salis et al., 2002).

Murao, Nishimura, e Gan (2019) combinaram a atenuação do ruído passiva resistiva com CAT para desenvolver um sistema híbrido de controlo de ruído para aberturas com ventilação natural. O componente da solução referente à atenuação passiva do ruído consistiu no uso de um silenciador com lamelas de lã de vidro de 32 kg/m^3 , revestidas na face aparente com chapas perfuradas de alumínio (40% da área total perfurada). O CAT foi desenvolvido a partir de múltiplas entradas (8 microfones de referência) e múltiplas saídas (8 fontes sonoras secundárias), conforme mostra a Figura 2.38.

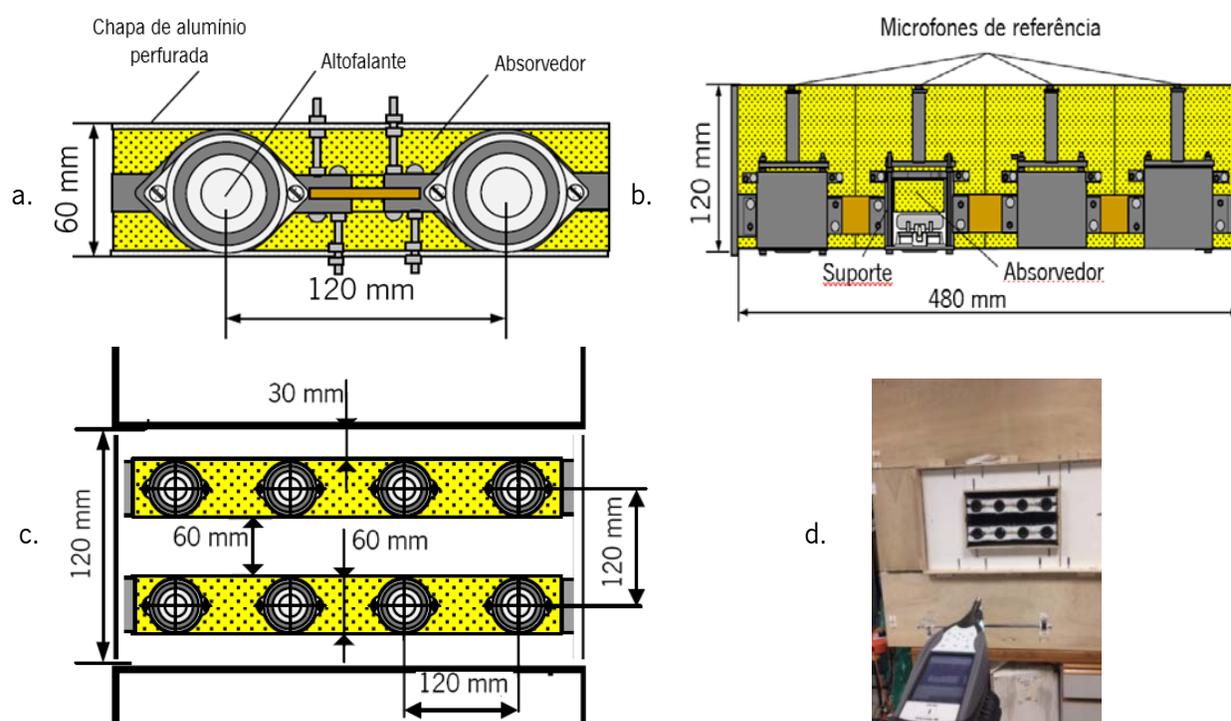


Figura 2.38. Controlo ativo de ruído com silenciador resistivo: a. e b. Componentes; c. Esquema da vista frontal; d. Teste acústico (adaptado de Murao et al. 2019).

Os resultados dos testes acústicos realizados por Murao et al. (2019), em relação à solução proposta, indicaram que o silenciador resistivo teve um desempenho de redução ao ruído de 6 dB nas bandas de frequências acima de 2000 Hz e também que o sistema de controlo ativo de oito canais ocasionou uma redução de 12 dB nas bandas de frequências de 100 Hz a 2000 Hz, tendo área de abertura de 50% em relação à superfície total considerada. No que se refere a ruídos em uma banda mais larga do espectro, tal como o ruído de tráfego de automóvel (não estacionário), a atenuação média do dispositivo de Murao et al. (2019) foi de 10 dB.

A abordagem híbrida para controlo passivo e ativo de ruído foi utilizada pela empresa Technofirst (2020) em janelas de correr parcialmente abertas, conforme mostra a Figura 2.39. No esquema apresentado na Figura 2.39.a a janela tem um absorvedor sonoro resistivo convencional, instalado próximo à abertura de ventilação, para absorver sons de média e alta frequência, e um dispositivo para controlo ativo do ruído que atenua sons nas bandas de frequências de 20 Hz a 500 Hz. Nesta solução, a redução de ruído resultante é da ordem de 25 dB (Technofirst, 2020). No esquema da Figura 2.39.b, além do absorvedor sonoro resistivo convencional e do dispositivo de controlo ativo de ruído, a janela dispõe de um duto na forma de labirinto (que direciona a onda sonora) e de um filtro que retêm as partículas suspensas no ar. As bandas de frequências onde atua o CAT mostrado na Figura 2.39. b vão de 20 Hz a 1700 Hz e o isolamento de ruído da referida solução nesta região do espectro, quando comparado ao desempenho de uma janela de abrir convencional entreaberta, pode chegar 30 dB.



Figura 2.39. Esquema de controlo híbrido de ruído: a. Gama FA; Gama LA (adaptado de Technofirst, 2020).

Em um outro produto desta mesma empresa (Technofirst, 2020), o modo de vibração do vidro duplo de uma janela termoacústica, nas baixas frequências, é alterado pela ação de um atuador associado a um sistema de CAT, conforme mostra a Figura 2.40.

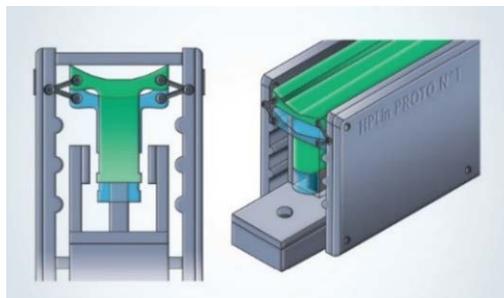


Figura 2.40. Esquema de sistema de CAT para janelas com vidro duplo (adaptado de Technofirst, 2020). O atuador modifica as frequências de ressonância do vidro duplo, nas bandas de frequência entre 20 Hz a 400 Hz, por forma a atingir um isolamento resultante de 35 dB.

As estratégias com base em automatismos possibilitam a abertura e fechamento automático das entradas de ar na envolvente, em função das condições acústicas no ambiente exterior (Torresin et al., 2019). Martin, Weber, e Dubovski (2016) estudaram uma janela com um sensor de ruído integrado, o qual regulava mecanicamente o fechamento da janela toda vez que o nível de ruído no ambiente externo chegasse a um determinado valor limite.

Ye e Luo (2020) propuseram uma janela, fundamentada no conceito de múltiplos sensores, que monitorizam em tempo real os parâmetros ambientais externos e os enviam a um sistema mecânico acoplado à janela. Tais dados condicionam o tamanho da abertura de ventilação da referida janela e asseguram, simultaneamente, a mais elevada redução de ruído com a melhor taxa de ventilação.

Os resultados dos testes de isolamento sonoro *in situ*, realizados por Ye e Luo (2020), mostraram reduzido desempenho em bandas de frequências menos elevadas e melhor atenuação nas bandas de frequência mais elevadas, favorecido neste caso, segundo os autores, pelo uso de uma película de absorção sonora microperfurada. No que se refere aos resultados das medições de ventilação, a velocidade do ar no interior do recinto onde estava a janela variou de 0,42 m/s a 1,21 m/s (Ye & Luo, 2020). Todavia, a metodologia utilizada por Ye e Luo (2020) para caracterizar a ventilação da janela era incerta demais (por meio de um anemômetro) e mereceria uma reavaliação mais precisa, através de testes com porta ventiladora.

2.6.2. Controlo de ruído em edifícios com ventilação mecânica

A ventilação mecânica consiste no uso de ventiladores e dutos para fazer as trocas de ar e de poluentes entre o edifício e o meio exterior. Em termos de preservação do isolamento sonoro da fachada, os sistemas de ventilação mecânica são mais controláveis do que a ventilação natural, uma vez que os diferenciais de

pressão provêm de equipamentos e não de fatores climáticos (ação do vento) e higrotérmicos (humidade e diferenças de temperatura). Em consequência, a envolvente fica menos permeável e, portanto, menos propensa à transmissão do ruído externo para dentro do edifício.

As estratégias para mitigação do ruído na ventilação mecânica variam consoante o tipo de sistema de ventilação adotado no edifício. Os principais sistemas domésticos de ventilação mecânica são a ventilação mecânica de admissão contínua (VMAC), a ventilação mecânica de extração contínua (VMEC) e a ventilação mecânica balanceada (VMB) (CIBSE, 2015).

Na VMAC os ventiladores pressurizam os dutos e induzem a admissão do ar exterior para dentro do edifício, ao mesmo tempo em que os poluentes são deslocados para o exterior através de aberturas passivas na envolvente. Neste tipo de ventilação é recomendável que o edifício esteja orientado na direção onde a pressão ambiente exterior é positiva, a fim de favorecer a eficiência do sistema.

Quando os dutos convergem todos para uma unidade central, onde está o ventilador, diz-se que a VMAC é do tipo “centralizada”. Ao contrário, diz-se que é “descentralizada” se os ventiladores e dutos são independentes e específicos à cada ambiente.

A Figura 2.41.a apresenta um sistema de VMAC centralizado, com recuperador de calor, capaz de suprir ar para diversos ambientes da habitação. Na Figura 2.41.b, vê-se um sistema de VMAC descentralizado, integrado à janela do edifício.

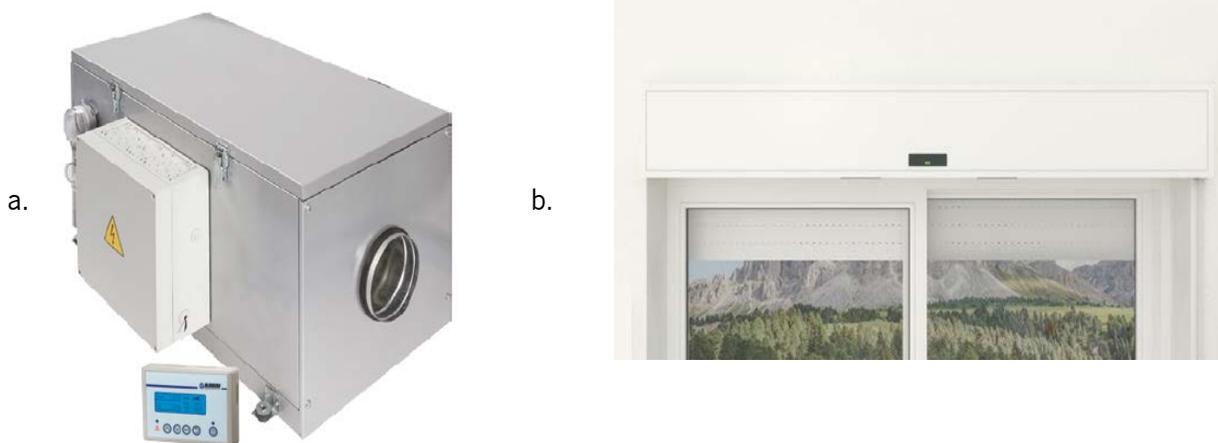


Figura 2.41. Ventilação mecânica de admissão contínua: a. Centralizada (Blaubox, 2020); b. Descentralizada (Thesan, 2020).

Na VMEC, a pressurização dos dutos exaure os poluentes para o exterior do edifício, enquanto que o ar novo é admitido pelas aberturas passivas na envolvente. Nesta situação, a orientação do edifício deve privilegiar a zona em relação à qual a pressão ambiente externa é negativa.

A VMEC também é classificada em centralizada ou descentralizada, conforme seja o arranjo e a disposição dos dutos e ventiladores no sistema.

A Figura 2.42.a. mostra um sistema de VMEC centralizado e a Figura 2.42.b. um sistema de VMEC descentralizado, de reduzida emissão de ruído, para ser integrado à zona opaca da fachada.

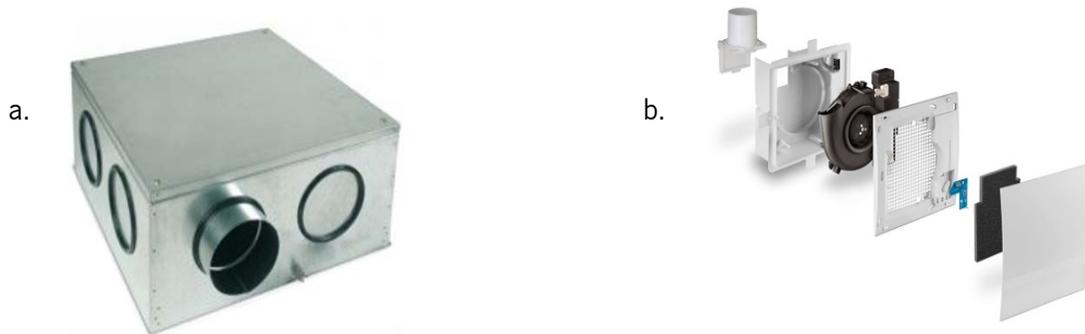


Figura 2.42. Ventilação mecânica de exaustão contínua: a. Centralizada (Aereco, 2020); b. Descentralizada (Lunos, 2020).

A VMB caracteriza-se por ter dois circuitos independentes, um para insuflação de ar e outro para exaustão de poluentes. Nesse caso, não é necessário usar aberturas passivas (*trickle vents* ou grelhas de ventilação) na envolvente. Por outro lado, é usual neste tipo de sistema de ventilação a presença de recuperadores de calor, ativos ou passivos, os quais começaram a tornar-se populares nas habitações europeias a partir de 2002, com o advento das novas diretrizes de eficiência energética para edifícios (Harvie & Siddall, 2014).

A Figura 2.43.a mostra um sistema de VMB centralizado e a Figura 2.43.b um sistema de VMB descentralizado, ambos com recuperador de calor.

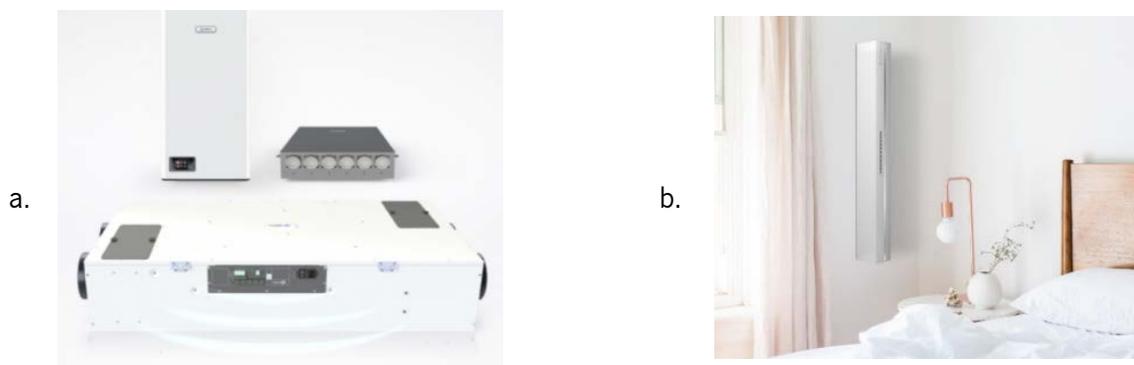


Figura 2.43. Ventilação mecânica balanceada: a. Centralizada (Aereco, 2020); b. Descentralizada (Mikrovent, 2020).

Outras funções são também incorporadas aos sistemas de ventilação mecânica supramencionados, tais como o controlo do excesso de humidade e dos caudais de ventilação, a filtragem e pré-aquecimento do ar e sensores para detectar as concentrações de CO₂ e outros poluentes.

Os fabricantes de produtos para ventilação investem no desenvolvimento de soluções que tenham o menor nível de ruído possível, a fim de cumprir as normas de conforto acústico (quando elas existem) e também como vantagem competitiva em relação aos demais. Apesar disto, o ruído inerente aos ventiladores e dutos nos sistemas de ventilação mecânica é um dos principais motivos pelos quais os utilizadores reduzem seu uso até níveis toleráveis de ruído ou, simplesmente, os desligam.

Brown e Gorgolewski (2015) investigaram as causas que levavam os residentes de quatro edifícios no Canadá a evitar ou mesmo deixar de usar o sistema de ventilação mecânica em suas habitações. Os referidos autores, Brown e Gorgolewski (2015), constataram, por meio de inquéritos, que 27% dos respondentes que desabilitavam seus sistemas de ventilação o faziam por considerar o ruído ventilatório muito incomodativo. A intensidade de uso da ventilação mecânica pode ser também influenciada por fatores não acústicos, tais como o consumo energético e o desconforto térmico provocado por correntes de ar.

Harvie e Siddall (2014) afirmam que, embora haja conhecimento suficiente na cadeia produtiva para lidar com a questão do ruído na ventilação mecânica, tais prerrogativas são raramente colocadas em prática. Ainda conforme Harvie e Siddall (2014), a presença de ruído excessivo em sistemas domésticos de ventilação mecânica é sintomático de uma ou mais falhas ocorridas no projeto, na instalação, no comissionamento ou na manutenção do sistema.

Em habitações com ventilação centralizada, a escolha do sítio onde será instalada a unidade central desempenha um papel fulcral para prevenir a transmissão do ruído vibracional e por via aérea, e é uma

diretriz de projeto. Neste sentido, Harvie e Siddall (2014) afirmam que deve-se evitar a instalação do dispositivo em armários e vigas de estruturas leves (tal como em tetos falsos) e usar materiais específicos para controlo de ruído e vibração (atenuadores de ruído, juntas elastoméricas e amortecedores). Outro aspecto que deve ser pensado na etapa de projeto é o *layout* que terão os dutos no sistema, haja vista que o excesso de curvas nos dutos induz perdas de pressão que, por sua vez, aumentam a velocidade dos ventiladores (e o ruído) para compensar a diminuição da pressão. Ainda com relação aos dutos, é preciso também estar atento à transmissão de som (*cross-talk*) entre salas unidas pelo mesmo duto de ventilação. As questões de ruído relacionadas à instalação defeituosa prendem-se a dutos tortos ou danificados que inibem o fluxo de ar, a dutos que não estão adequadamente conectados à unidade central ou, então, ao uso indevido de dutos flexíveis onde não tenham sido especificados.

O ruído ventilatório decorrente da fase de comissionamento é na maioria das vezes provocado por equívocos na magnitude do fluxo de ar atribuído ao sistema (Harvie & Siddall, 2014). A não substituição dos filtros de ar após o término do período de vida útil dos mesmos (manutenção preventiva) é um dos condicionantes para a presença de ruídos adicionais no sistema de ventilação mecânica.

Segundo Fabricius (2014), a perda da eficiência do filtro de ar (por colmatação com particulados de pó) aumenta a resistência ao fluxo de ar. Em consequência, a potência de funcionamento do ventilador eleva-se para conseguir ultrapassar o incremento de resistência ao ar e, como já referido, eleva-se também o nível de ruído.

Quando o sistema de VMEC está presente em edificação próxima a autoestradas, caracterizadas por grande fluxo de veículos e elevados níveis de emissão de ruído, é necessário que as grelhas de admissão de ar tenham mecanismos atenuadores de ruído.

Em sistemas de VMEC centralizada, se a unidade de extração está em ambiente externo (conforme mostra a Figura 2.44) também é importante quantificar, por meio de medições acústicas, qual o impacto que o ruído emitido pelo equipamento terá em relação às áreas vizinhas próximas.

Por exemplo, durante o período noturno o ruído ambiente diminui e o ruído ventilatório, que até então era imperceptível devido ao fenômeno do mascaramento, pode vir a ser um incômodo caso a fachada dos edifícios próximos à unidade de extração não tiver adequado isolamento sonoro.



Figura 2.44. Sistema de VMEC em ambiente externo (Aereco, 2020).

Caillou e Dijckmans (2018) mencionam o seguinte conjunto de medidas a serem adotadas para se conseguir um sistema de ventilação mecânica de elevado desempenho acústico:

- Posicionar a unidade de ventilação em uma sala técnica separada e fechada, distante dos ambientes sensíveis;
- Dimensionar os dutos para que a velocidade do ar nos mesmos esteja abaixo dos valores recomendados;
- Usar atenuadores primários de ruído, com adequado desempenho, próximo à unidade de ventilação e em todos os ramais de dutos;
- Evitar perdas de pressão no sistema a fim de que o ventilador possa funcionar com velocidades mais reduzidas e, portanto, menos propensas à emissão de ruído.

Os referidos autores, Caillou e Dijckmans (2018), afirmam que deve-se ter cuidado no uso de pequenos atenuadores de ruído (ver Figura 2.45) atrás dos terminais de transferência de ar, haja vista que a queda de pressão adicional provocada pelos mesmos poderá ter um impacto muito mais desfavorável no desempenho acústico global, do que a própria redução de ruído teórica prevista para o atenuador.



Figura 2.45. Atenuador de ruído para terminal de transferência de ar (Caillou & Dijckmans, 2018).

Os sistemas de ventilação mecânica descentralizada têm algumas vantagens em relação à ventilação centralizada, ou seja, respondem mais rápido às variações higrotérmicas que condicionam a qualidade interna do ar e evitam gastos excessivos de energia com superventilação (Fabricius, 2014). Novoselac e Srebric (2002) referem que o consumo de energia dos ventiladores em um sistema de ventilação descentralizada é cerca de cinco vezes menor que o de um sistema centralizado. Bonato, D'Antoni, e Fedrizzi (2020) fizeram simulações (com o *software* TRNSYS) e testes em laboratório para avaliar o potencial de redução de energia em um sistema de ventilação mecânica descentralizado, integrado à fachada modular de escritórios.

Com base nas características do clima e do edifício, Bonato et al. (2020) constataram que a solução estudada apresentou um consumo de energia 65% menor em relação a um sistema de ventilação mecânica centralizada, em virtude do reduzido consumo elétrico dos ventiladores e de estratégias de ventilação com demanda controlada.

Além destes aspectos, a ventilação mecânica descentralizada não precisa de dutos em rede o que, em última análise, reduz significativamente os custos de aquisição, instalação e manutenção do sistema. Em projetos de reabilitação de edifícios, muitas vezes não há espaço disponível para a instalação de sistemas de ventilação mais robustos e a opção por um dispositivo mais compacto, fácil de integrar à fachada do edifício, pode ser um facilitador importante na viabilidade de tais projetos.

Do ponto de vista acústico, a ventilação mecânica descentralizada doméstica, integrada à fachada, é menos propensa à emissão de ruído pois (normalmente) utiliza ventiladores com menor diâmetro e potência do que os ventiladores dos sistemas centralizados. Porém, neste caso, como a massa superficial e a estanqueidade

são inferiores à da zona opaca da fachada, é preciso ter em conta que haverá uma fragilização da envolvente do edifício em relação ao ruído exterior.

Outra questão a considerar está em que, neste tipo de dispositivo de ventilação, o receptor e a fonte sonora (ventilador mecânico) ficam em maior proximidade.

A Figura 2.46 ilustra alguns tipos de dispositivos de ventilação mecânica descentralizada para instalação na fachada do edifício, em que se observa a presença de atenuadores de ruído passivos, feitos com espuma de poliuretano.

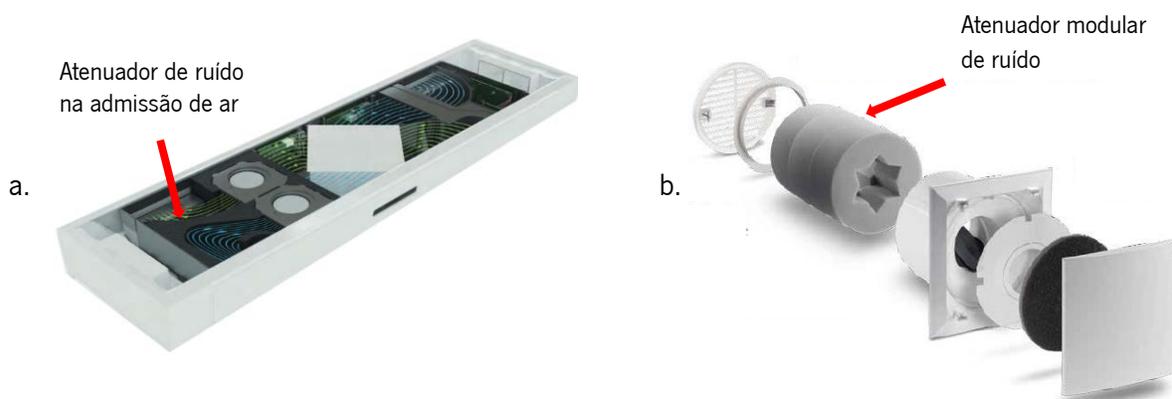


Figura 2.46. Atenuadores de ruído para ventiladores: a. Aircare ES (Thesan, 2020); b. Lunos ALD (Lunos, 2020).

Marini, Frattolillo, Baccoli, e Carlo Mastino (2016) estudaram os efeitos de orifícios de ventilação e sistemas de ventilação mecânica pontuais no isolamento acústico de fachadas, e elaboraram um método gráfico para atingir valores mínimos de desempenho na fase de projeto do edifício. Com base em modelos de previsão e dados experimentais medidos *in situ* e em laboratório, Marini et al. (2016) analisaram três tipos diferentes de fachadas, típicas da região do Mediterrâneo, quanto à influência dos orifícios de aeração no seu isolamento acústico. As fachadas tipo 1, 2 e 3 foram construídas com os seguintes elementos: camadas de tijolos e manta de isolamento (tipo 1), sistema de blocos de sustentação em tijolos revestidos com pedra natural (tipo 2) e sistema multicamadas com uma camada isolante (tipo 3). A Tabela 2.2 apresenta os resultados das medições acústicas realizadas por Marini et al. (2016) em relação às tipologias de fachada estudadas.

Tabela 1.2 Índice de isolamento acústico de diferentes tipos de fachadas

Índice	Tipo 1		Tipo 2		Tipo 3	
	Fechado	Aberto	Fechado	Aberto	Fechado	Aberto
$D_{n,T}$ e R_w (dB)	$D_{nT,2m,w} = 42$	$D_{nT,2m,w} = 30$	$D_{nT,2m,w} = 42$	$D_{nT,2m,w} = 33$	$R_w = 52$	$R_w = 26$

2.6.3. Controlo de ruído em edifícios com ventilação híbrida

Quando a ventilação natural apresenta restrições tais que inviabilizam seu uso como estratégia única de renovação de ar, pode-se usá-la conjuntamente com a ventilação mecânica naquilo que é usualmente denominado de ventilação híbrida ou mista. Os sistemas de ventilação híbrida (VH) extraem os poluentes por meio de ventiladores com funcionamento intermitente, não contínuo, instalados em áreas húmidas, conforme mostra a Figura 2.47.

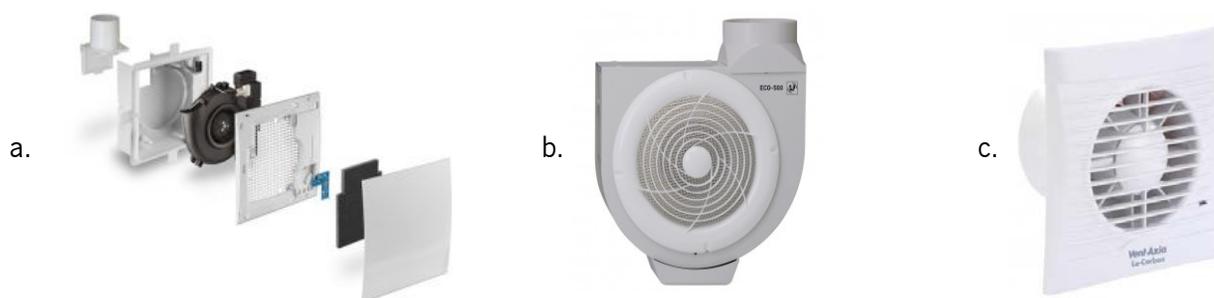


Figura 2.47. Extratores: a. Para fachadas (Lunos, 2020); b. Para cozinhas (Solerpau, 2020); c. Para casas de banho (Vent-axia, 2020).

A admissão de ar nos sistemas de VH ocorre de forma passiva, em grelhas de ventilação na envolvente. Segundo Harvie-Clark et al. (2019), os sistemas de ventilação híbrida são os que exibem o menos elevado “risco acústico” pelo fato das unidades de ventilação estarem instaladas em ambientes não sensíveis ao ruído e por ser relativamente fácil garantir índices de isolamento acústico na fachada, com a utilização de grelhas de ventilação acusticamente tratadas (ver Figura 2.32).

Alguns fabricantes do setor de ventilação mecânica doméstica disponibilizam produtos que funcionam nas modalidades de ventilação híbrida e ventilação natural, conforme mostra a Figura 2.48.



Figura 2.48. Dispositivo para ventilação híbrida (Aereco, 2020).

O extrator apresentado na Figura 2.48 dispõe de um sensor que monitoriza a temperatura. Se a diferença de temperatura detectada pelo sensor é suficiente para desencadear a ventilação natural, o motor do extrator deixa de funcionar ou, então, opera à uma velocidade muito reduzida e otimizada para ter mínimo consumo energético. Pelo contrário, quando as variáveis climáticas provocam o aumento da temperatura, o motor do extrator volta a funcionar para compensar a perda de pressão no sistema. Neste caso, o motor de extração deve ter um nível de ruído que não comprometa o conforto acústico dos que habitam na vizinhança, conforme já referido.

2.7. Requisitos acústicos para sistemas de ventilação em edifícios residenciais

No que se refere a níveis aceitáveis de ruído residual em ambientes internos, há uma característica comum nos sistemas de ventilação dos países europeus: a ausência de um critério normativo único. A Tabela 2.3 apresenta os limites de ruído residual requeridos por algumas das mais importantes normas internacionais, no que se refere ao ruído de fontes internas e externas em edifícios mecanicamente ventilados (Torresin et al., 2019). Na elaboração da Tabela 2.3 considerou-se, como ambiente e situação, um quarto de dormir no horário compreendido entre as 23:00 h às 7:00 (por ser esta uma situação crítica). A terceira coluna da referida tabela indica o tipo de fonte de ruído a ter em conta em medições acústicas de verificação de conformidade às referidas normas. À desuniformidade nas normativas apresentadas soma-se a diversidade das métricas utilizadas para caracterizar o ruído (Harvie & Siddall, 2014). Por exemplo, países como a Itália e a Finlândia expressam o limite máximo de ruído permitido por meio do nível de pressão sonora equivalente, enquanto outros como a Grécia expressam-no através de curvas NR. Outrossim, verifica-se na Tabela 2.3 que, de uma forma geral, os limites toleráveis de ruído são muito elevados e, portanto, pouco compatíveis com as atividades de descanso e lazer.

Tabela 2.2. Normas para ruído residual em ambientes internos (adaptado de Torresin et al. (2019)).

Referência	Limite de ruído residual	Fonte sonora
BS-EN 16798-1:2019	$L_{eq,nT,A} \leq 25$ dB	Interna
AS/NZS 2107:2016	$L_{Aeq,T}$: 35 dB	Ruído estacionário
BS 8233:2014	$L_{Aeq,8hr}$: 30 dB	Interna e externa
WHO Guidelines for Community Noise 1999	L_{Aeq} : 30 dB	—
ANSI/ASHRAE/USGBC/IES Standard 189.1-	SPL horário,médio Leq: 35 dB	Interna e externa
AVO Guide	$L_{Aeq,T} \leq 35$ dB	Interna e externa
GVA/15 CIBSE Guide A: Environmental Design	NR 25, $L_{Aeq} \leq 30$ dB	Interna

O programa “COST Action TU0901” (Rasmussen & Machimbarrena, 2014), que é uma iniciativa europeia no sentido de harmonizar e uniformizar os descritores acústicos, propôs uma classificação para o ruído de equipamentos de serviço, conforme mostra a Tabela 2.4.

Tabela 2.3. Classes de ruído para equipamentos de serviço em edifícios (adaptado de Harvie e Siddall, 2014).

Tipo de espaço e fonte de ruído	Classe de ruído / Leq dB(A)					
Ambiente interno em habitações com sistema de ventilação ou aquecimento	A	B	C	D	E	F
	≤ 20	≤ 24	≤ 28	≤ 32	≤ 36	≤ 40

Em situações de ordem prática, nota-se que o limite de ruído da Classe A é muito restritivo, dificilmente alcançável. Além da regulamentação apresentada na Tabela 2.3, os limites de ruído residual em habitações também são estabelecidos em programas de certificação em edificações.

A Tabela 2.5 apresenta os limites de ruído residual para o exemplo de um quarto de dormir, conforme os principais programas de certificação na construção civil.

Tabela 2.4. Limite de ruído residual em programas de certificação para edificações (adaptado de Torresin et al., 2019).

Referência	Limite de ruído residual	Fonte sonora considerada
BREEAM	—	—
Green Star (Ventilação Mecânica)	Vent. Mec.: 5 dB acima	Interna e externa
Green Star (Ventilação Natural)	Vent. Nat.: 10 dB acima	Interna e externa
Home Quality Mark ONE	$L_{Aeq,T}$: 30 dB(A)	Interna e externa
LEED v4.1 Residência unifamiliar	35 dB(A)	Interna
LEED v4.1 Residência multifamiliar	35 dB(A)	Interna
Passivhaus	25 dB(A)	Interna e externa
WELL v2	L_{Aeq} : 35 dB(A)	Interna e externa

2.8. Requisitos de taxas de ventilação em edifícios residenciais

A Tabela 2.6 apresenta os requisitos de renovação de ar mínimos em países europeus, para um quarto de dormir.

Tabela 2.5. Taxas mínimas para ventilação residencial em países europeus (adaptado de REHVA (2012)).

País	Referência normativa	Taxa de ventilação mínima
Bulgária	CEN/CR 1752	4 l/s por pessoa (Grupo C)
Eslovênia	ULRS 42/2002, SIST DIN 1946-6	0,5 rph
Finlândia	Building Regulations Part D2	0,5 rph e 6,0 l/s por pessoa
França	Arrêté du 24 mars 1982	35 m ³ /h a 135 m ³ /h
Alemanha	DIN 1946-6:2008	55 m ³ /h (30 m ²) a 215 m ³ /h (210 m ²)
Grécia	(TOTE) 20701-1/2010 (KENAK)	0,7 rph
Hungria	EN 15251, Categoria II	0,42 l/s/m ²
Itália	DPR 59/2009	0,3 rph
Lituânia	STR 2.09.02:2005; HN 42:2004	0,5 rph
Países baixos	The Dutch Building Code 2012	Área de estar: 0,9 l/s/m ² ; Quarto 0,7 l/s/m ²
Noruega	(TEK2010)	1,2 m ³ /h/m ² (ocupado); 0,7 m ³ /h/m ² (des.)
Polônia	PN-83/B-03430Az3:2000	Caudal total = Soma extração caudais locais
Portugal	NP 1037	0,6 rph
Romênia	Requisitos iguais à legislação francesa	35 m ³ /h a 135 m ³ /h
Reino Unido	UK Building Regulations Part F (2010)	0,3 l/s/m ² ou 13, 17, 21 l/s (1,2 ou 3 quartos)
Rep. Checa	CSN EN 15665	0,3 rph

Ao se observar a Tabela 2.6, verifica-se a mesma situação de falta de unicidade nas unidades de medida, referida anteriormente para os valores limite de ruído residual, o que dificulta a comparação direta entre as taxas de ventilação requerida nos diferentes países.

2.9. Ventilação, Qualidade do Ar Interior e eficiência energética em edifícios

O consumo de energia em escala global apresenta atualmente uma tendência de crescimento contínuo em todos os setores produtivos. De toda a energia que é consumida, a maior parte tem origem em combustíveis fósseis (Awbi, 2017), em que os edifícios respondem por nada menos do que 20% a 40% (IEA, 2018) deste montante.

Diante deste contexto e das alterações climáticas decorrentes das emissões de CO₂, as entidades governamentais e científicas procuram regular e resolver o problema através de diretrizes e regulamentações

que possam reduzir o consumo de energia e melhorar a eficiência energética do edificado. Uma das intervenções possíveis, neste sentido, é a melhoria no desempenho dos sistemas de HVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado), uma vez que os mesmos significam parcela considerável da energia consumida no edifício.

No âmbito da ventilação, o desafio que fica evidente é como fazer com que os sistemas de ventilação sejam energeticamente mais sustentáveis sem, no entanto, comprometer a qualidade do ar interior (QAI). Embora a ventilação e a eficiência energética estejam aparentemente em sentidos opostos (Seppänen, 2008), estes dois aspectos estão inter-relacionados e precisam ser considerados holisticamente na construção de novos edifícios e na reabilitação dos já existentes.

Algumas diretrizes mais recentes, como por exemplo a regulamentação relativa aos edifícios com necessidades quase nulas de energia – nZEB (*nearly-zero energy buildings*) ("Directiva 2010/31/UE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 19 de Maio de 2010 , relativa ao desempenho energético dos edifícios," 2010; IEA, 2018; "Portaria n.º 98/2019 de 2 de Abril do Ministério do Ambiente e Transição Energética," 2019; Seppänen, 2008) reafirmam em suas proposições a premência de coerir a qualidade do ar e a eficiência energética. A realidade, porém, por vezes desfaz iniciativas como a mencionada (Attia et al., 2017; D'Agostino & Mazzarella, 2019), haja vista que a ventilação é com frequência deixada de lado em projetos de reabilitação energética, por considerarem-na um fator desfavorável no balanço energético do edifício (Stabile et al., 2019).

Malkawi, Yan, Chen, e Tong (2016), por outro lado, afirmam que se os sistemas de ventilação forem adequadamente projetados, instalados e utilizados, consegue-se reduzir a energia para arrefecimento do edifício em até 86%.

A partir do que foi mencionado nos parágrafos anteriores, descrevem-se a seguir estratégias para reduzir o consumo de energia nos sistemas clássicos de ventilação em edifícios.

2.9.1. Edifícios naturalmente ventilados

A ventilação é um processo termodinâmico (Sha & Qi, 2020) (com transferência de massa e calor) influenciado pelas condições internas e externas do edifício, pelas características e finalidade de uso da habitação e pelo comportamento do utilizador no gerenciamento do sistema. O princípio fundamental da ventilação, independente de qual seja o sistema ventilatório adotado, é prover ar novo para o edifício e dele retirar os poluentes. A dinâmica de renovação do ar impacta diretamente a qualidade do ambiente interno e

afeta o balanço térmico do edifício (Guyot, Sherman, & Walker, 2018). No caso específico da qualidade do ar, que está no escopo principal deste trabalho, a ventilação cumpre os seguintes propósitos (Chenari, Dias Carrilho, & Gameiro da Silva, 2016):

- Prover oxigênio para respiração;
- Diluir componentes gasosos, tais como odores e compostos químicos;
- Controlar a humidade interna dos ambientes;
- Filtrar o ar;
- Possibilitar ambientes saudáveis através da distribuição adequada de ar.

Na ventilação natural (VN) os fluidos gasosos (ar e poluentes) movimentam-se graças a diferenciais de pressão ou de temperatura (ou ambos), sem que haja qualquer recurso a sistemas mecânicos. Tal característica faz da VN uma estratégia bastante atrativa do ponto de vista sustentável, e isso justifica seu uso, em face do consumo nulo de energia elétrica que apresenta (Roaf & Nicol, 2017).

Entretanto, de acordo com Sakiyama et al. (2020), é preciso considerar que a opção pela ventilação natural requer também o cumprimento dos indicadores de conforto térmico nos ambientes (o que nem sempre é possível). Em países de clima moderado a VN é uma estratégia bem vinda que, além de não dispende energia, poderá auxiliar no arrefecimento das cargas térmicas do edifício.

É possível combinar a VN com estratégias passivas complementares, como é o caso dos recuperadores de calor passivos e da ventilação noturna (Yao, Li, Steemers, & Short, 2009), com o objetivo de melhorar o desempenho energético do sistema (Sakiyama et al., 2020).

Friess e Rakhshan (2017) fizeram uma revisão das medidas passivas que poderiam ser integradas à envolvente de edifícios (nos Emirados Árabes Unidos) com vistas a melhorar-lhes o desempenho energético. Dentre as possíveis intervenções descritas (Friess & Rakhshan, 2017), consta o uso da ventilação natural, responsável por percentuais de redução no consumo de energia do edifício da ordem de 30%.

A Tabela 2.7 apresenta alguns condicionantes e elementos construtivos associados à ventilação natural, com potencial para diminuição da energia consumida (Sha & Qi, 2020).

Tabela 2.6. Fatores da ventilação natural redutores do consumo energético (Friess & Rakhshan, 2017; Liu et al., 2014; Prajongsan & Sharples, 2012; Sha & Qi, 2020; Wang, Wong Nyuk, & Li, 2007; Weerasuriya, Zhang, Gan, & Tan, 2019; Yao et al., 2009).

Tipos de VN	Fator	Redução no consumo energético
Provocada pela ação do vento	Posição da	40% no consumo de eletricidade
	Melhoria do	8% a 25% no consumo de eletricidade
	Fachada	Rácio Janela/Parede = 0,24
Provocada pela ação do vento e/ou da diferença de temperatura temperatura	Ducto	2700 kWh no consumo de ar condicionado
	Átrio	60% no consumo de ar condicionado
	Fachadas	26,4 % na energia de resfriamento

2.9.2. Edifícios com ventilação mecânica

Conforme Sha e Qi (2020), pode-se otimizar o consumo de energia em uma habitação mecanicamente ventilada tendo em conta quatro princípios básicos: suprimir tanto quanto possível as infiltrações, melhorar a eficiência do sistema de distribuição de ar, otimizar as estratégias de controlo da ventilação e utilizar recuperadores de calor.

As infiltrações provocam quedas de pressão no sistema e sua quantificação é uma condição *sine qua non* para prever o consumo de energia da edificação (Ricketts & Straube, 2014) e melhor ajustar o ponto de operação do sistema (Chen, Claridge, & Atif, 2017).

Carlsson, Touchie, e Richman (2017) estudaram a reabilitação de sistemas de ventilação mecânica em arranha-céus residenciais em países de clima frio. Carlsson et al. (2017) utilizaram modelos calibrados em simulações com o *software* EnergyPlus, nas quais consideraram o fornecimento de ar por meio de um sistema compartimentalizado, com ventiladores dedicados a cada ambiente. Os resultados obtidos por Carlsson et al. (2017) mostraram que, comparado à ventilação mecânica centralizada, a ventilação compartimentalizada (que evita a pressurização) diminuiu a ocorrência de infiltrações, ao mesmo tempo em que reduziu a energia necessária para aquecimento. Igualmente importante é ter uma estratégia adequada (e acessível ao utilizador) para controlar a ventilação mecânica (Roach, Bruno, & Belusko, 2013), principalmente no período noturno, em que a temperatura interior reduz-se ou, então, quando o ambiente está desocupado e necessita taxas de renovação de ar mais reduzidas.

O uso de recuperadores de calor ativos em sistemas de ventilação mecânica residencial também colabora para a sustentabilidade energética do edifício. Kim, Lee, Moon, e Kim (2012) realizaram estudos a este

respeito e concluíram que a redução no consumo anual de energia, com o uso de recuperador de calor em sistemas de ventilação mecânica, é da ordem de 8,8 %.

A Figura 2.49 mostra o uso de recuperador de calor em sistemas de ventilação mecânica (VM) centralizada (Figura 2.49.a) e descentralizada (Figura 2.49.b).

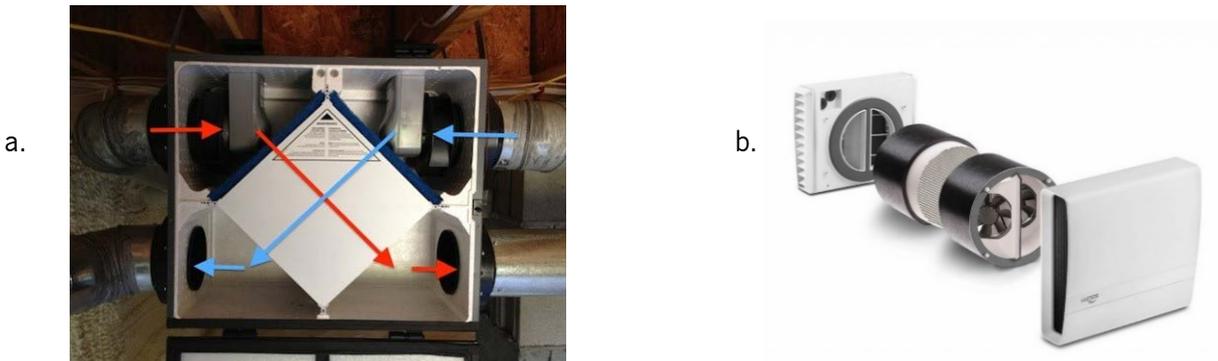


Figura 2.49. Recuperador de calor: a. VM centralizada (EnergyVanguard, 2020); b. VM descentralizada (Partel, 2020).

2.9.3. Edifícios com ventilação híbrida

A ventilação híbrida combina as características desejáveis da VN e da VM, por forma a melhorar o controlo sobre o ambiente interno e evitar a incerteza de desempenho inerente à flutuabilidade das variáveis climáticas.

De acordo com Heiselberg (2002) há três categorias principais de sistemas de ventilação híbrida, nomeadamente a ventilação híbrida alternada, a VN assistida pela VM e a VM assistida pela VN.

Na ventilação híbrida alternada os dois componentes do sistema (VN e VM) são autônomos e funcionam em alternância ou, então, compartilham funções (Sha & Qi, 2020). Se as condições climáticas externas ao edifício são favoráveis, a VN assume a primazia no controlo da QAI e da temperatura do ambiente. Caso contrário, nos períodos do ano menos propícios, entram em cena os sistemas de ventilação mecânica e de condicionamento do ar (Sha & Qi, 2020).

A partir do que foi exposto, infere-se a importância que o controlo adequado da ventilação híbrida tem sobre a redução do consumo energético. Ou seja, em função das variáveis ambientais existentes em dado período do dia, ou estação do ano, determina-se qual dos componentes da ventilação híbrida (ventilação natural ou

ventilação mecânica) melhor convém naquele momento, sob o ponto de vista do conforto e da sustentabilidade energética.

Chen et al. (2019) investigaram três estratégias de controlo, na ventilação híbrida, em cinco climas típicos da China. A primeira estratégia consistia no controlo espontâneo do sistema de ventilação, pelo utilizador, com base em sua sensação de conforto térmico. A segunda estratégia consistia em dados ambientais e informações disponibilizadas ao utilizador para que viesse a intervir no sistema e, finalmente, a terceira estratégia fundamentava-se no controlo totalmente automatizado da ventilação, sem qualquer participação ou ação por parte do utilizador. Chen et al. (2019) concluíram, na referida investigação, que o controlo automatizado da ventilação foi o que resultou em melhores índices de conforto térmico e de eficiência energética.

Os sistemas inteligentes de ventilação são tecnologias emergentes que utilizam sensores para monitorizar, em tempo real, a concentração de poluentes (CO₂, humidade, COV), a taxa de ocupação e a temperatura externa. Em seguida, estas informações obtidas são “analisadas” por algoritmos instalados no dispositivo e depois comparadas a valores pré-estabelecidos de concentração do poluente de interesse. Conforme a leitura que o dispositivo executa, o sistema regula e otimiza os caudais de ventilação para que o ambiente tenha a melhor condição de qualidade do ar ou o menor consumo de energia (ou ambos).

Guyot et al. (2018) afirmam que os sistemas de ventilação inteligentes podem reduzir em até 60% o consumo de energia associado à ventilação residencial, sem comprometer a qualidade do ar interior nos ambientes. Entretanto, Guyot et al. (2018) relatam que em alguns poucos casos pode haver mesmo o efeito reverso, com aumento de 26% no consumo de energia. A Figura 2.50 mostra um módulo de controlo comercialmente disponível, para ventilação inteligente.



Figura 2.50. Sistema de ventilação inteligente (Siegenia, 2020).

Na ventilação mecânica assistida pela VN, revelam Wong e Heryanto (2004), o vento externo é o fator que mais contribui para a velocidade do ar no interior dos ambientes. Wong e Heryanto (2004) afirmam também que o uso de ventiladores adequados aumenta a velocidade média do ar, em favor da ventilação, em cerca de 47%.

2.10. Análise crítica do estado da arte

Com base no conteúdo apresentado no Capítulo 2, fazem-se as seguintes considerações:

- a) O interesse pela ventilação natural, o qual motivou várias investigações sobre este assunto na década de 1970, surge revigorado na atualidade sob a forma de estratégia sustentável, em alternativa ao elevado custo da energia e à escassez das fontes de energia não renováveis. Tal interesse fica evidente quando se constata que a quantidade de investigações relacionadas à ventilação natural é consideravelmente superior à de outras categorias de sistemas ventilatórios, energeticamente mais demandantes;
- b) As técnicas de controlo de ruído na ventilação natural alinham-se à referida tendência, através da incorporação de tecnologias ousadas e, até pouco tempo atrás, impraticáveis. O número crescente de publicações científicas que investigam o uso de soluções como os metamateriais acústicos ou o controlo ativo de ruído em aberturas de ventilação natural, comprova o interesse pelo tema supramencionado;
- c) As técnicas passivas de controlo de ruído, nos sistemas de ventilação, predominam sobre as técnicas ativas e de abordagem mista;

- d) A ventilação mecânica descentralizada e os dispositivos de ventilação inteligente são bastante promissores do ponto de vista da sustentabilidade energética, e devem ser melhor explorados e repensados para que seu uso seja o mais acessível e abrangente possível.

CAPÍTULO 3. METODOLOGIA

O Capítulo 3 “Metodologia” está dividido em cinco seções, a saber: Diretrizes gerais, Proposição de protótipos, Simulações de CFD, Prototipagem e Campanha experimental.

3.1. Diretrizes gerais

O desenvolvimento do ventilador proposto nesta tese esteve condicionado à uma multiplicidade de aspectos e critérios inter-relacionados. Primeiro, foi preciso identificar e estabelecer quais os requisitos de desempenho e características que deveriam estar presentes no processo de criação e desenvolvimento do ventilador.

Biler et al. (2018) afirmam que os aspectos relacionados ao projeto de grelhas para ventilação natural são, nomeadamente, a posição do dispositivo na parede, a área de abertura da grelha, a adaptação climática, a estratégia de controlo, o desempenho termoacústico e de ventilação, a permeabilidade ao ar e a estanqueidade à água. Ainda que Biler et al. (2018) tenham definido tais critérios no contexto da ventilação natural, é lícito dizer que os mesmos são igualmente válidos para o caso de ventiladores mecânicos na envolvente do edifício. No âmbito da presente tese, todavia, deu-se maior ênfase aos aspectos da ventilação e termoacústico, devido à limitação de tempo e de recursos. A Tabela 3.1 apresenta os principais requisitos de desempenho que condicionaram a elaboração dos protótipos, na etapa anterior à fabricação dos mesmos.

Tabela 3.1. Requisitos de desempenho para o ventilador proposto.

Requisito de desempenho		Descritor e valor esperado
Ventilação	Número de renovações de ar/hora	$rph \geq 0,6$
	Velocidade do ar em ambiente interno	$\leq 0,20 \text{ m/s}$
Acústica	Índice de isolamento sonoro do ventilador	$D_{n,e,w} \geq 40 \text{ dB}$
	Nível de emissão de ruído	$\leq 30 \text{ dB(A)}$
Térmica	Transmitância térmica	$U \leq 2,8 \text{ W / m}^2 \cdot \text{°C}$

Além dos requisitos de desempenho supramencionados, os seguintes parâmetros serviram de alicerce ao desenvolvimento do ventilador:

- Possibilidade de integração à zona opaca ou translúcida da fachada;
- Compacidade e facilidade de operação;

- Renovação do ar por via mecânica, descentralizada e unilateral;
- Dispor de dois circuitos ventilatórios independentes, um para admissão de ar e outro para exaustão de poluentes;
- Ter geometria aerólica interna que favoreça a aerodinâmica e reduza as perdas de pressão;
- Apresentar baixo consumo energético, por parte dos componentes eletromecânicos;
- Utilizar técnicas passivas de controlo de ruído, resistivas ou reactivas;
- Dispor de silenciadores de ruído ao longo dos dutos de admissão e exaustão, a fim de reduzir a transmissão de ruído aéreo externo e ruído aerólico, provocado pela turbulência do ar;
- Fazer uso de materiais termoacústicos e componentes de fácil aquisição e custo acessível.

Outro parâmetro considerado, nesse sentido, foram as medidas exteriores do ventilador, por estarem associadas diretamente à aparência e integração com a envolvente. Considerando que a espessura média da parede exterior nas habitações residenciais portuguesas é de 0,35 m (Pião, Godinho, & Tadeu, 2008) e que o comprimento médio de uma janela convencional é de 1,40 m (Chu, Chan, & Lai, 2012), optou-se por atribuir às soluções desenvolvidas as seguintes dimensões: comprimento = 1,40 m, altura = 0,10 m e profundidade = 0,25 m. Ainda na questão da integração do ventilador à envolvente, houve também o cuidado para que a saída de ar do mesmo pudesse estar a pelo menos 1,7 m do nível do piso, a fim de evitar desconforto por correntes de ar (HM Government, 2013) e o esvoaçar de objetos leves, tais como folhas de papel.

As Figuras 3.1 e 3.2 ilustram o esquema das possíveis integrações do ventilador na fachada, onde se pode observar que a orientação do dispositivo ocorre, indiferentemente, nas posições horizontal ou vertical. Esta flexibilidade é essencial e constitui-se em fator decisivo para edifícios que requerem reabilitação.

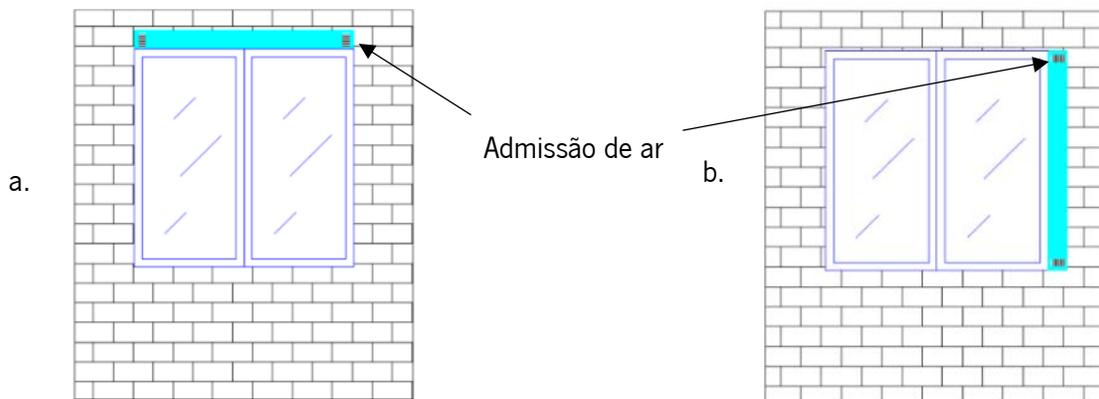


Figura 3.1. Integração e disposição do ventilador na zona translúcida da fachada: a. Horizontal; b. Vertical.

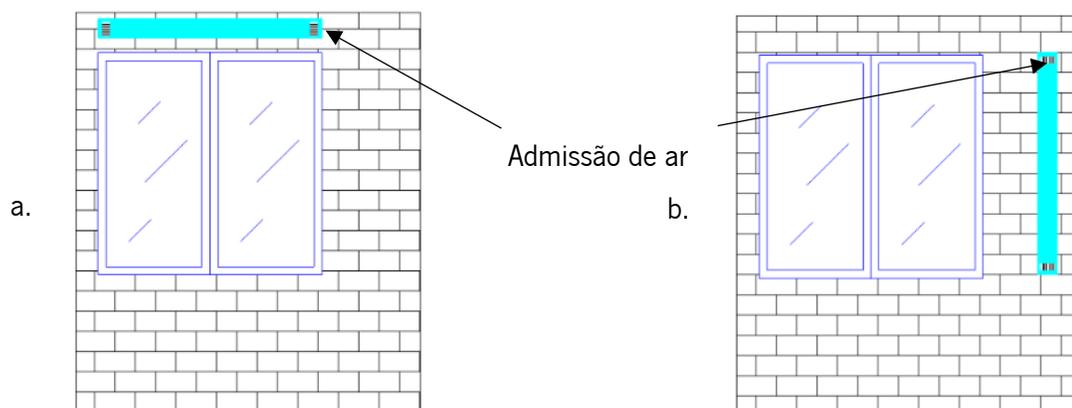


Figura 3.2. Integração e disposição do ventilador na zona opaca da fachada: a. Horizontal; b. Vertical.

Uma vez estabelecidos os requisitos de desempenho e os parâmetros norteadores para o desenvolvimento dos protótipos, passou-se à etapa seguinte, conforme se verá a seguir.

3.2. Proposição dos protótipos

Ventiladores são dispositivos cujo desempenho de redução de ruído depende da escolha adequada dos materiais acústicos na sua fabricação, em vista das propriedades do ruído incidente. Além do ruído de veículos, principal fonte sonora no ambiente externo das grandes cidades, os ventiladores mecânicos precisam debelar o ruído provocado pelo movimento de rotação das pás e turbulência do ar que se desloca através dos dutos.

Os protótipos para o problema em torno do qual gravita a tese foram concebidos com base no uso de chapas metálicas lisas de aço galvanizado e apresentam todos a mesma estrutura básica, cuja geometria foi otimizada por meio de simulações de CFD com o *software* Phoenics (estas simulações serão apresentadas na Seção 3.3). A estrutura básica dos protótipos consiste em um duplo circuito na forma de “X”, com um *crossflow* passivo (1), ao centro, e duas ventoinhas (3) ou seja, uma ventoinha dedicada ao circuito de admissão de ar e outra ao circuito de exaustão de poluentes, conforme se pode ver na Figura 3.3.

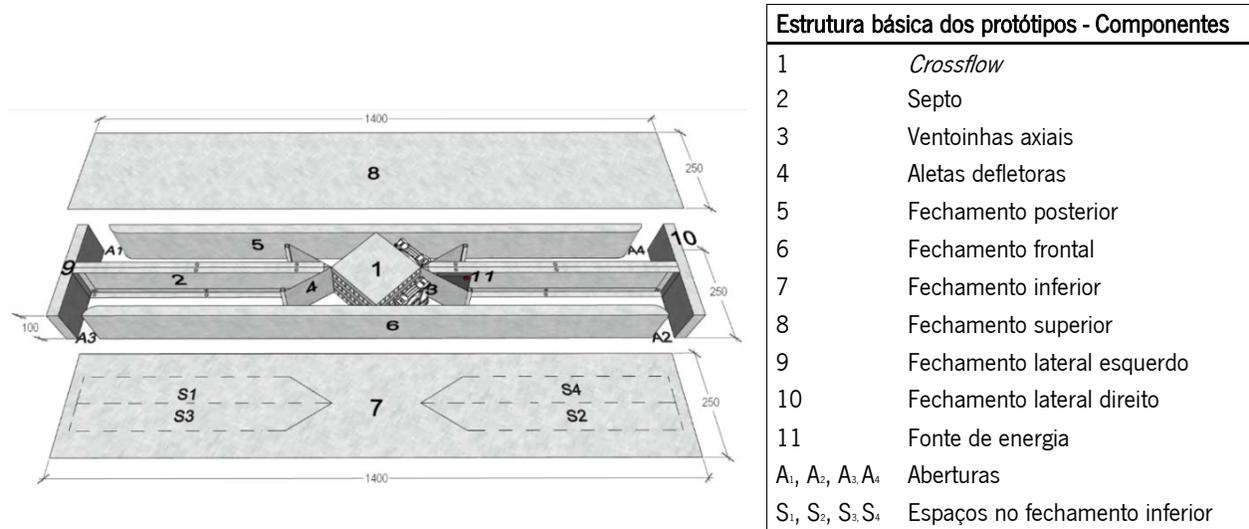


Figura 3.3. Esquema da estrutura básica (dimensões em mm).

O *crossflow* (1), como o próprio nome diz, cumpre a função de cruzar separadamente os fluxos de ar novo e de poluentes e ocupa a posição central no dispositivo. O desenvolvimento conceitual do *crossflow* deu-se a partir do uso de tubos de alumínio de 16 mm x 14 mm e espessura de 1,2 mm, colados lado a lado em camadas alternadas e com direções de fluxo perpendiculares (ver Figura 3.4).

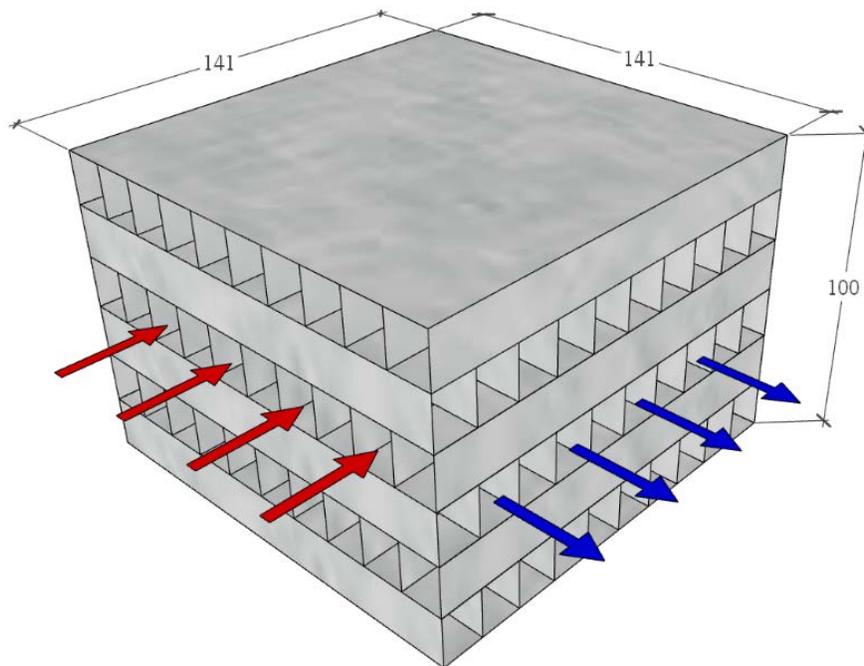


Figura 3.4. Esquema do crossflow : fluxo de ar novo (a azul) e de poluentes (a vermelho) (dimensões em mm).

Antes e depois do *crossflow*, os fluxos de ar novo e de poluentes não se misturam por causa do septo (2), elemento com aletas defletoras (4) posicionado ao longo do eixo longitudinal do protótipo. O septo, além de separar os dois circuitos, é parte constituinte dos dutos e também reforça o isolamento sonoro, por ser uma barreira física oposta à trajetória de propagação do ruído exterior.

Os protótipos idealizados diferenciam-se somente pelo tipo de absorvedor sonoro presente nos espaços S_1 , S_2 , S_3 e S_4 do fechamento inferior (7), uma vez que, conforme já referido, a estrutura básica é transversal a todos os protótipos.

Os fechamentos previstos são de dois tipos: simples ou duplos. Os fechamentos simples (ver números 7 e 8 da Figura 3.3) são as partes inferior e superior da estrutura básica e caracterizam-se por apresentar uma única superfície. Os fechamentos duplos (ver números 5, 6, 9 e 10 da Figura 3.3) são as partes posterior, frontal, lateral esquerda e lateral direita da estrutura básica, respectivamente, e consistem em duas superfícies separadas por uma cavidade, preenchida com material de absorção sonora e termicamente isolante (previu-se o uso de lã de vidro de 25 mm com densidade de 30 kg/m³ na referida cavidade). A inexistência de superfícies duplas nos fechamentos superior e inferior partiu do princípio de que a transmissão do ruído aéreo, na direção perpendicular aos fechamentos simples, é menos crítica do que no caso dos fechamentos duplos. A secção transversal do duto de admissão de ar foi dimensionada para uma área mínima de 0,0035 m² (35 mm x 100 mm), em que foram ponderadas três condições de contorno, mostradas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2. Condições de contorno para obtenção da área seccional dos dutos.

Condição de contorno	Parâmetro
Taxa de renovação de ar (NP -1037)	0,6 rph
Ambiente residencial - Quarto de dormir	Volume = 30 m ³
Velocidade do ar na abertura de admissão	v = 5 m/s

A taxa de renovação de ar (0,6 rph) apresentada na Tabela 3.2 foi retirada da norma portuguesa NP-1037 (NP 1037-2, 2008), para habitações residenciais. O volume do ambiente residencial em questão (quarto de dormir com 30 m³) foi assim escolhido para coincidir com o volume da célula para testes de ventilação do LFTC, por forma a facilitar as análises e comparações futuras quanto aos resultados obtidos nas medições de ventilação.

A velocidade do ar de 5 m/s, na Tabela 3.2, corresponde à velocidade do ar das ventoinhas, conforme informação técnica fornecida pelo fabricante das mesmas (ver Tabela 3.3). A área seccional do duto de exaustão de poluentes foi considerada igual à do duto de admissão de ar, ou seja, 0,0035 m².

Externamente, o aspecto da estrutura básica assemelha-se a uma caixa retangular com aberturas, conforme se pode ver nas Figuras 3.5 e 3.6. A Figura 3.5 mostra as aberturas A₂ e A₃ na parte frontal da estrutura básica, isto é, voltadas para o lado interno da habitação. A abertura A₂ é a extremidade final do duto de admissão de ar e a abertura A₃, a extremidade inicial do duto de exaustão de poluentes.

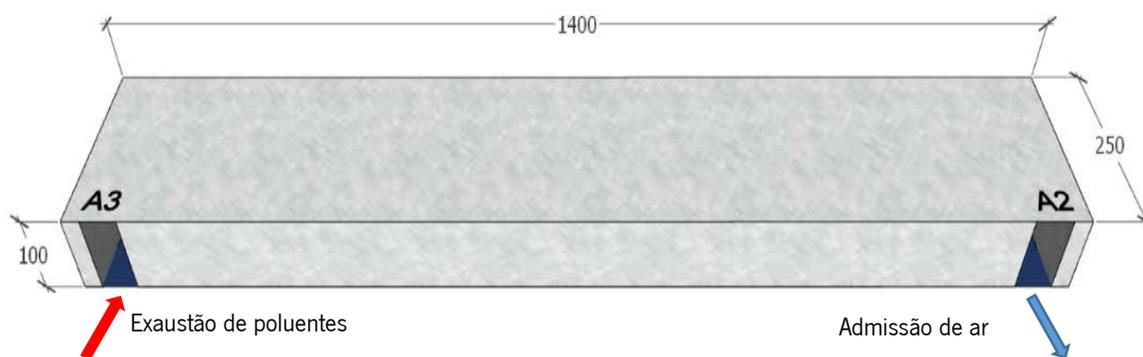


Figura 3.5. Aspecto do ventilador visto pelo lado interno da habitação (dimensões em mm).

A Figura 3.6 mostra as aberturas A₁ e A₄ na parte posterior do ventilador, ou seja, voltadas para o ambiente externo. A abertura A₁ é a extremidade inicial do duto de admissão de ar e a abertura A₄, a extremidade final do duto de exaustão de poluentes.

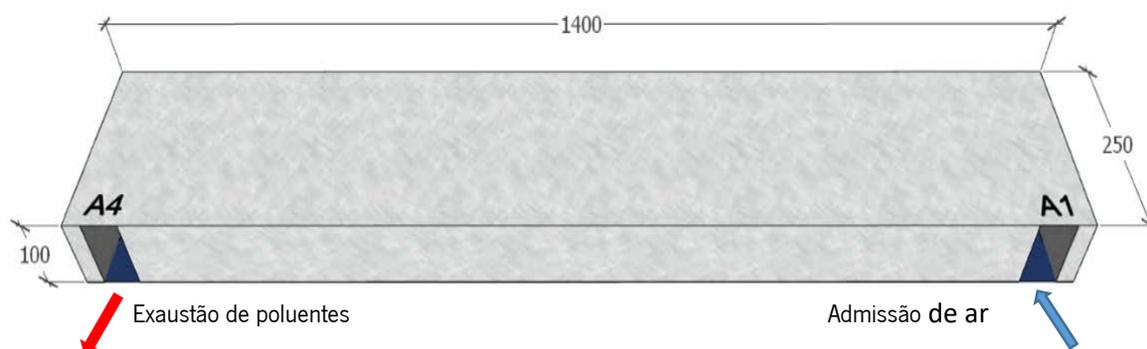


Figura 3.6. Aspecto do ventilador visto pelo lado exterior (dimensões em mm).

Na Tabela 3.3, a seguir apresentada, constam as características construtivas dos componentes idealizados para fazer parte dos protótipos.

Tabela 3.3. Componentes dos protótipos: características construtivas e dimensões (com base na Figura 3.3).

Identificação	Componente	Características construtivas	Dimensões (mm)
1	<i>Crossflow</i>	Tubos de alumínio	16 x 14 x 141
2	Septo	Chapa metálica lisa simples	575 x 100 x 0,8
3	Ventoinhas axiais	1800 rpm; 12 V; 0,2; 9 pás; 5m/s	92 x 92 x 25
4	Aletas defletoras	Chapa metálica lisa simples	119 x 100 x 0,8
5	Fechamento posterior	Chapa dupla com lã de vidro	1248 x 100 x 25
6	Fechamento frontal	Chapa dupla com lã de vidro	1248 x 100 x 25
7	Fechamento inferior	Chapa metálica lisa simples	1400 x 250 x 0,8
8	Fechamento superior	Chapa metálica lisa simples	1400 x 250 x 0,8
9	Fechamento lateral esquerdo	Chapa dupla com lã de vidro	250 x 100 x 25
10	Fechamento lateral direito	Chapa dupla com lã de vidro	250 x 100 x 25
11	Fonte de energia	12 Volts DC	73 x 90 x 20
A ₁ , A ₂ , A ₃ , A ₄	Aberturas	Sem presença de grelhas	50 x 100
S ₁ , S ₂ , S ₃ , S ₄	Espaços	Chapa metálica lisa simples	1400 x 250 x 0,8

Os diferentes protótipos são, na verdade, a combinação de cinco tipos distintos de absorvedores sonoros, doravante denominados módulos de absorção M₁, M₂, M₃, M₄ e M₅, planeados para serem posicionados nos espaços S₁, S₂, S₃ e S₄ do fechamento inferior. Os módulos de absorção foram pensados para serem removíveis em relação à estrutura básica, isto é, admitirem a desinstalação e a recombinação conforme a configuração que se queira, por forma a agilizar o tempo e os procedimentos de ensaio em laboratório, posteriormente. O mesmo princípio foi aplicado aos fechamentos frontal e posterior que, neste caso, são apenas “encaixados” nos fechamentos superior e inferior. O mecanismo de absorção do módulo M₁ consiste em uma série de ressonadores de quarto de onda, com frequência de ressonância em 1300 Hz, calculada a partir da Equação 3.1 (Wang et al., 2014).

$$f_n = \frac{c (2n - 1)}{4d} \quad \text{Equação 3.1}$$

em que “c” é a velocidade do som no ar (343 m/s a 20°C), “n = 0,1,2,3 ...” e “d” é a profundidade da cavidade resonante (0,065 m). A Figura 3.7 mostra o esquema de como é o módulo de absorção M_1 (dimensões em mm).

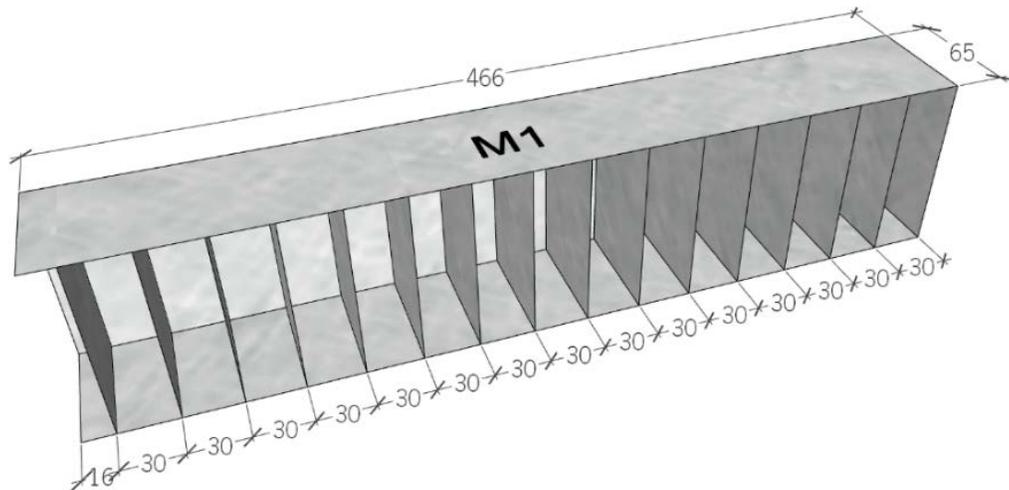


Figura 3.7. Módulo de absorção M_1 : esquema em perspectiva (dimensões em mm).

O módulo M_2 é um ressonador de Helmholtz (Bistafa, 2006), inspirado em uma solução desenvolvida por Chu et al. (2012), que consiste em três cavidades distintas (no sentido da esquerda para a direita na Figura 3.8) com frequências de ressonância iguais a 457 Hz, 335 Hz e 243 Hz, obtidas por meio das Equações 2.5, 2.7, 2.8, 2.9 e 2.10 (ver Capítulo 2). A Figura 3.8 apresenta o módulo M_2 (dimensões em mm).

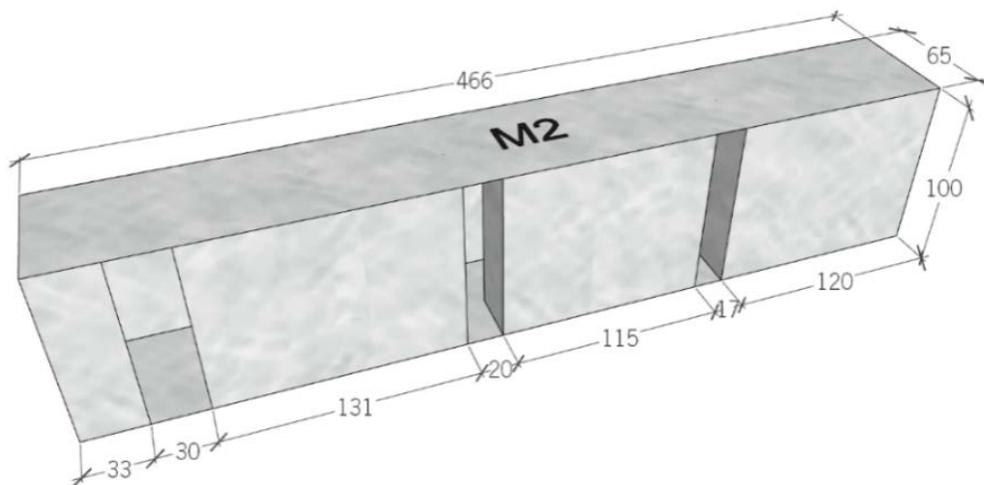


Figura 3.8. Módulo de absorção M_2 : esquema em perspectiva (dimensões em mm).

O mecanismo de absorção sonora previsto para os módulos M_3 e M_4 assenta no uso de chapas metálicas perfuradas, com e sem material de absorção sonora na cavidade (lã de vidro com 50 mm de espessura, massa volumétrica de 30 kg/m^3 e coeficiente de absorção sonora médio $\alpha_w = 0,7$ (Deaconu, Toma, Dragasanu, & Mihai, 2017)).

O módulo M_3 , cuja área de perfuração é de 3% da área total da chapa, apresenta frequência de ressonância em 210 Hz, obtida por meio da Equação 2.5 (Bistafa, 2006). Neste cálculo, com a Equação 2.5, considerou-se $c = 343 \text{ m/s}$ (a 20°C), $P = 3\%$, $L = 0,065 \text{ m}$, $t = 0,0008 \text{ m}$, $d = 0,03 \text{ m}$ e $q = 0,166 \text{ m}$. A Figura 3.9 apresenta o módulo de absorção M_3 (dimensões em mm).

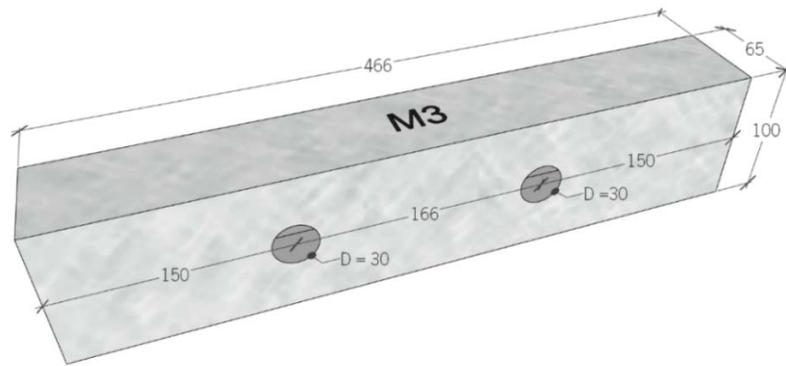


Figura 3.9. Módulo de absorção M_3 : esquema em perspectiva (dimensões em mm).

No caso do módulo M_4 , com lã de vidro na cavidade, a absorção sonora é controlada exclusivamente pela camada de lã de vidro atrás da chapa perfurada, uma vez que a área de perfuração é superior a 20% da área total da chapa (Bistafa, 2006). A Figura 3.10 mostra as dimensões e aspecto do módulo M_4 (dimensões em mm).

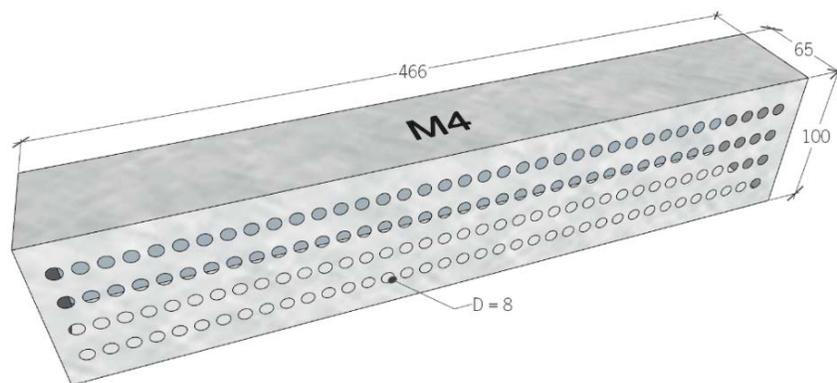


Figura 3.10. Módulo de absorção M_4 : esquema em perspectiva (dimensões em mm).

O módulo M_5 , conforme mostrado na Figura 3.11, consiste em uma caixa com chapa metálica lisa (dimensões em mm).

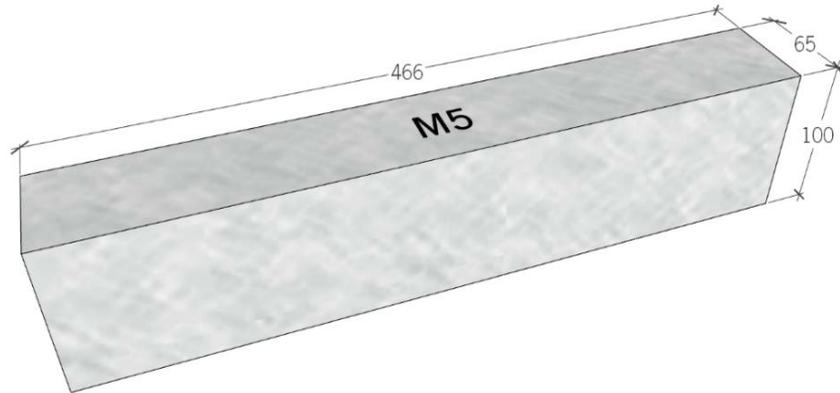


Figura 3.11. Módulo de absorção M_5 : esquema em perspectiva (dimensões em mm).

A Figura 3.12 apresenta a vista superior da estrutura básica, na qual se pode ver os espaços S_1 , S_2 , S_3 e S_4 previstos para alocação dos módulos de absorção.

Consta também, na Figura 3.12, a identificação dos fluxos de admissão de ar novo (setas em azul) e de exaustão de poluentes (setas em vermelho).

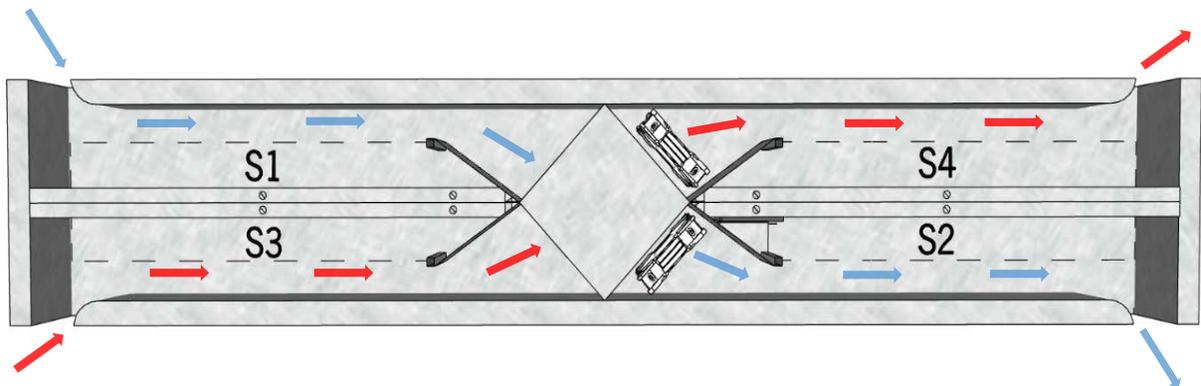


Figura 3.12. Estrutura básica dos protótipos: esquema da vista superior.

A seguir, na Tabela 3.4, são apresentados os protótipos, com as respectivas configurações quanto aos módulos de absorção M_1 , M_2 , M_3 , M_4 e M_5 .

Tabela 3.4. Configurações dos protótipos

Protótipo	Espaço / Módulo de absorção			
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄
Estrutura básica	-	-	-	-
P1A	M ₅	M ₅	M ₅	M ₅
P2A	M ₅ *	M ₅ *	M ₅ *	M ₅ *
P3A	M ₅	M ₅ *	M ₅ *	M ₅
P4A	M ₅ *	M ₅	M ₅	M ₅ *
P5A	M ₃	M ₄	M ₄	M ₃
P6A	M ₃ *	M ₄ *	M ₄ *	M ₃ *
P7A	M ₃	M ₄ *	M ₄ *	M ₃
P8A	M ₃ *	M ₄	M ₄	M ₃ *
P9A	M ₁	M ₂	M ₂	M ₁
P10A	M ₅	M ₂	M ₂	M ₅
P11A	M ₁	M ₅	M ₅	M ₁
P12A	M ₃	M ₂	M ₂	M ₃
P13A	M ₃ *	M ₂	M ₂	M ₃ *
P14A	M ₁	M ₄	M ₄	M ₁
P15A	M ₅	M ₄	M ₄	M ₅
P16A	M ₅ *	M ₄	M ₄	M ₅ *
P17A	M ₃	M ₅	M ₅	M ₃
P18A	M ₃	M ₅ *	M ₅ *	M ₃

* Módulo com lã de vidro na cavidade.

Por exemplo, na Tabela 3.4 o protótipo P18A indica que foram utilizados dois módulos de absorção M₃ (sem lã de vidro na cavidade) e dois módulos de absorção M₅* (com lã de vidro na cavidade) sitiados nos espaços S₁-S₄ e S₂-S₃, respectivamente, do fechamento inferior da estrutura básica.

No Anexo I constam os componentes de todos os protótipos, com os pormenores das dimensões e materiais construtivos previstos. No Anexo II, é apresentado o esquema da vista de topo da estrutura básica de cada uma das configurações mostradas na Tabela 3.4.

3.3. Simulações de CFD

As simulações de CFD foram realizadas com os *softwares* Phoenics e Phoenics Flair para avaliar o comportamento ventilatório dos protótipos propostos, no sentido de validá-los (ou não) antes da etapa de

fabricação. Tais simulações ocorreram em dois momentos subsequentes. Inicialmente utilizou-se o *software* Phoenix para simular a velocidade e a pressão do ar na abertura A_2 de cada protótipo.

Para cada protótipo foi desenvolvido um modelo geométrico 3D, com base nas características dimensionais e funcionais específicas dos componentes previstos. A Figura 3.13 apresenta, como exemplo, o modelo geométrico 3D do protótipo P9A.

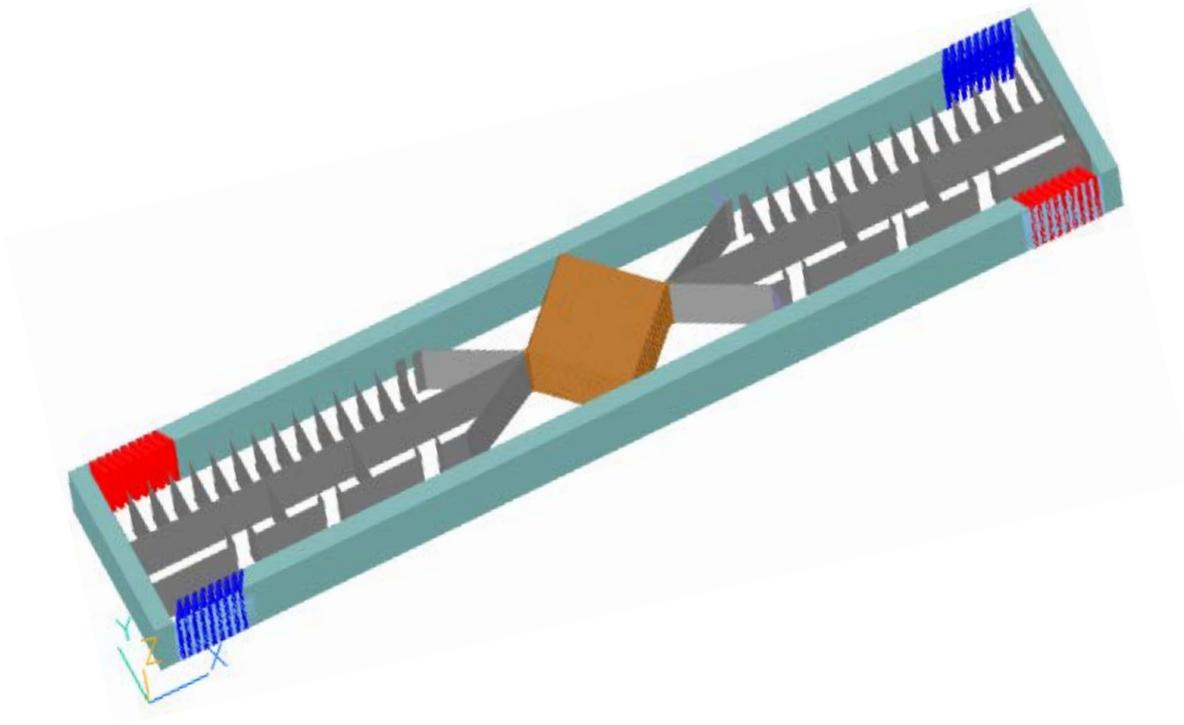


Figura 3.13. Modelagem 3D no *software* Phoenix: protótipo P9A.

Em cada simulação de CFD foi considerado um total de 1000 iterações, em relação à uma malha de pontos, para análise de resultados, distante 50 mm do fechamento inferior.

Na sequência, conforme mostra a Figura 3.14, foi modelado um ambiente virtual 3D com o *software* Phoenix Flair, a simular uma sala de estar com 12 m² de área de piso e 2,5 m de pé direito, com as seguintes características e componentes: paredes em alvenaria, ventilador integrado à uma janela de 1,40 m x 1,20 m, porta de entrada de 0,90 m x 2,10 m e dois ocupantes (um sentado e outro em pé).

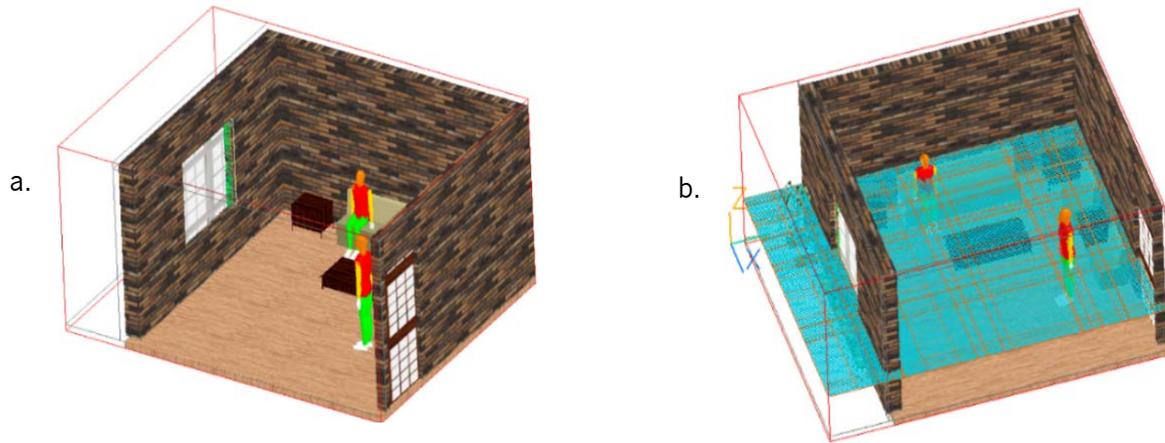


Figura 3.14. Modelagem 3D no Phoenix Flair: a. Sem malha de pontos; b. Com malha de pontos.

No ambiente virtual 3D da Figura 3.14, inseriram-se os resultados médios de velocidade e de pressão obtidos nas simulações anteriores com o protótipo P6A. A seguir, simulou-se a velocidade do ar, o índice PMV (voto médio previsto) e o índice PPD (percentagem de pessoas descontentes com o ambiente térmico), conforme as seguintes condições de contorno:

- Malha de pontos para análise situada em planos distantes 0,20 m, 1,20 m e 2,12 m do nível do piso;
- 1000 interações em cada simulação;
- Soluções dispostas horizontal e verticalmente na fachada.

3.4. Prototipagem

Os protótipos que demonstraram viabilidade nas simulações de CFD foram, nesta fase da investigação, convertidos em protótipos físicos. O primeiro procedimento antes de fabricar os protótipos foi definir um plano de corte para as chapas metálicas. Feito isso, as chapas foram cortadas conforme as medidas especificadas e deu-se início à montagem dos componentes.

O *crossflow* foi construído a partir de seis camadas de tubos metálicos retangulares de alumínio, colados lado a lado. As referidas camadas foram depois coladas entre si, alternadamente quanto à direção dos fluxos de ar. Cada camada consiste em nove tubos com secção transversal de 16 mm x 14 mm, espessura de 1,2 mm e comprimento de 141 mm, conforme mostra a Figura 3.15. Após o término da fabricação do *crossflow*, o mesmo foi colado ao fechamento inferior (ver Figura 3.15), tendo-se o cuidado de aplicar silicone nas

bordas para preservar a independência entre os circuitos de admissão e de exaustão. Na sequência, as aletas defletoras foram rebitadas à chapa de metal do fechamento inferior, como se pode ver na Figura 3.16.



Figura 3.15. *Crossflow*: componentes e montagem.



Figura 3.16. Montagem das aletas defletoras.

Na montagem das aletas teve-se a mesma preocupação de evitar espaços que pudessem permitir a mistura do ar novo com os poluentes, ou seja, aplicou-se silicone entre as aletas e o fechamento inferior, bem como na interface das mesmas com o *crossflow*.

A seguir, o septo foi também rebitado e vedado em relação ao fechamento inferior, conforme se pode ver na Figura 3.17.



Figura 3.17. Montagem do septo.

Concluídos o *crossflow*, as aletas defletoras e o septo, fez-se a montagem dos fechamentos duplos. Os fechamentos duplos laterais foram rebitados ao fechamento inferior, tal como mostrado na parte esquerda da Figura 3.18.

Os fechamentos frontal e posterior tiveram a mesma composição de materiais dos fechamentos laterais, porém não foram rebitados no fechamento inferior ou a qualquer outro componente, por forma a facilitar e agilizar as alterações de configuração dos protótipos durante os testes em laboratório, conforme já referido.



Figura 3.18. Montagem dos fechamentos duplos.

É possível observar na Figura 3.18 a presença da lã de vidro (em amarelo) na cavidade entre as placas metálicas dos fechamentos duplos.

A seguir, fabricaram-se os módulos de absorção M_1 , M_2 , M_3 , M_4 e M_5 (duas unidades para cada módulo) como se pode ver na Figura 3.19.



Figura 3.19. Módulos de absorção M_1 , M_2 , M_3 , M_4 e M_5 .

A Figura 3.20 apresenta os módulos de absorção M_1 e M_2 juntamente com os outros componentes fabricados.



Figura 3.20. Módulos de absorção M_1 , M_2 , *crossflow*, septo, aletas e fechamentos.

Na Figura 3.21, a seguir, é possível observar o protótipo P9A com os módulos de absorção M_1 e M_2 (o fechamento superior foi retirado para melhor visualização).



Figura 3.21. Protótipo P9A com os módulos de absorção M_1 e M_2 .

Por fim, foram instaladas as duas ventoinhas nos circuitos de admissão e de exaustão, assim como o dispositivo para conversão e suprimento de energia elétrica para as ventoinhas (ver Figura 3.22).



Figura 3.22. Instalação da ventoinha e conversor de energia elétrica para 12 V.

Na Tabela 3.5 são apresentadas as configurações dos protótipos fabricados.

Tabela 3.5. Configuração dos protótipos.

Protótipo	Espaço / Módulo de absorção			
	S1	S2	S3	S4
P0	-	-	-	-
P1A	M ₅	M ₅	M ₅	M ₅
P2A	M ₅ *	M ₅ *	M ₅ *	M ₅ *
P3A	M ₅	M ₅ *	M ₅ *	M ₅
P4A	M ₅ *	M ₅	M ₅	M ₅ *
P5A	M ₃	M ₄	M ₄	M ₃
P6A	M ₃ *	M ₄ *	M ₄ *	M ₃ *
P7A	M ₃	M ₄ *	M ₄ *	M ₃
P8A	M ₃ *	M ₄	M ₄	M ₃ *
P9A	M ₁	M ₂	M ₂	M ₁
P10A	M ₅	M ₂	M ₂	M ₅
P11A	M ₁	M ₅	M ₅	M ₁
P12A	M ₃	M ₂	M ₂	M ₃
P13A	M ₃ *	M ₂	M ₂	M ₃ *
P14A	M ₁	M ₄	M ₄	M ₁
P15A	M ₅	M ₄	M ₄	M ₅
P16A	M ₅ *	M ₄	M ₄	M ₅ *
P17A	M ₃	M ₅	M ₅	M ₃
P18A	M ₃	M ₅ *	M ₅ *	M ₃

M_x*: módulo M_x com lã de vidro na cavidade.

3.5. Campanha experimental

Nesta seção são apresentados e descritos os testes em laboratório que possibilitaram caracterizar o comportamento acústico, ventilatório e térmico dos protótipos.

3.5.1. Testes acústicos

Os testes acústicos aconteceram nas câmaras acústicas do Instituto de Investigação e Desenvolvimento Tecnológico para a Construção, Energia, Ambiente e Sustentabilidade - Itecons, em Coimbra, e tiveram por objetivo avaliar a diferença de nível normalizada ($D_{n,e}$), a diferença de nível ponderada ($D_{n,e,w}$) e o nível de emissão de ruído dos protótipos, em bandas de frequência de terços de oitava. A câmara de emissão sonora tem a forma de um cubo com 180,36 m³ de volume, cujas paredes, piso e teto são em concreto com 0,25 m

de espessura e apoiados sobre molas, para evitar a transmissão secundária de som. A câmara de recepção tem 200,20 m³ de volume e foi edificada conforme um sistema “box in a box”, isto é, com uma estrutura interna e outra externa. A parte interna apoia-se sobre molas e foi construída em concreto reforçado com 0,2 m de espessura, enquanto que a parte externa é feita de concreto reticulado reforçado, preenchido com alvenaria de 0,22 m de espessura, com reboco na face aparente. A cavidade de ar entre as paredes duplas do sistema “box in a box” mede 0,07 m e é preenchida com lã de rocha. A Figura 3.23 mostra a planta baixa das câmaras acústicas anteriormente mencionadas (dimensões em metros).

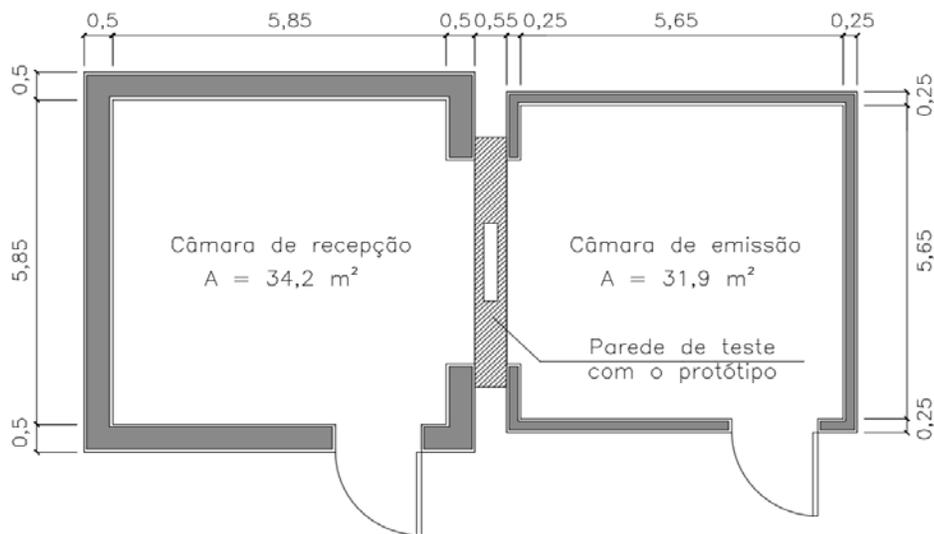


Figura 3.23. Planta baixa das câmaras acústicas do Itecons.

Os equipamentos utilizados nas medições acústicas constam na Tabela 3.6.

Tabela 3.6. Equipamentos utilizados nas medições acústicas.

Equipamento	Gama	Marca
Sistema multianalisador de 5 canais	3560-CT46	Brüel & Kjær
Microfones	4190	Brüel & Kjær
Boom rotativo para microfone	3923	Brüel & Kjær
Calibrador sonoro portátil	4231	Brüel & Kjær
Medidor de humidade e temperatura	HL-NT2	Rotronic
Barômetro	511	Testo
Fonte sonora dodecaédrica	4292	Brüel & Kjær

Antes de iniciar os testes para caracterizar os descritores acústicos dos protótipos, foi preciso medir o índice de redução sonora ponderado (R_w) da parede básica, isto é, da parede sem protótipo. Para isso, construiu-se uma parede dupla de alvenaria com 10 m^2 de área e espessura de $0,55 \text{ m}$, com lã de vidro na cavidade entre os dois panos de tijolos e rebocada em ambos os lados. Tal parede foi montada no vão interno de um aro retangular de aço, com área seccional de $0,55 \text{ m} \times 0,55 \text{ m}$ e fisicamente independente das câmaras acústicas (ver Figura 3.24).

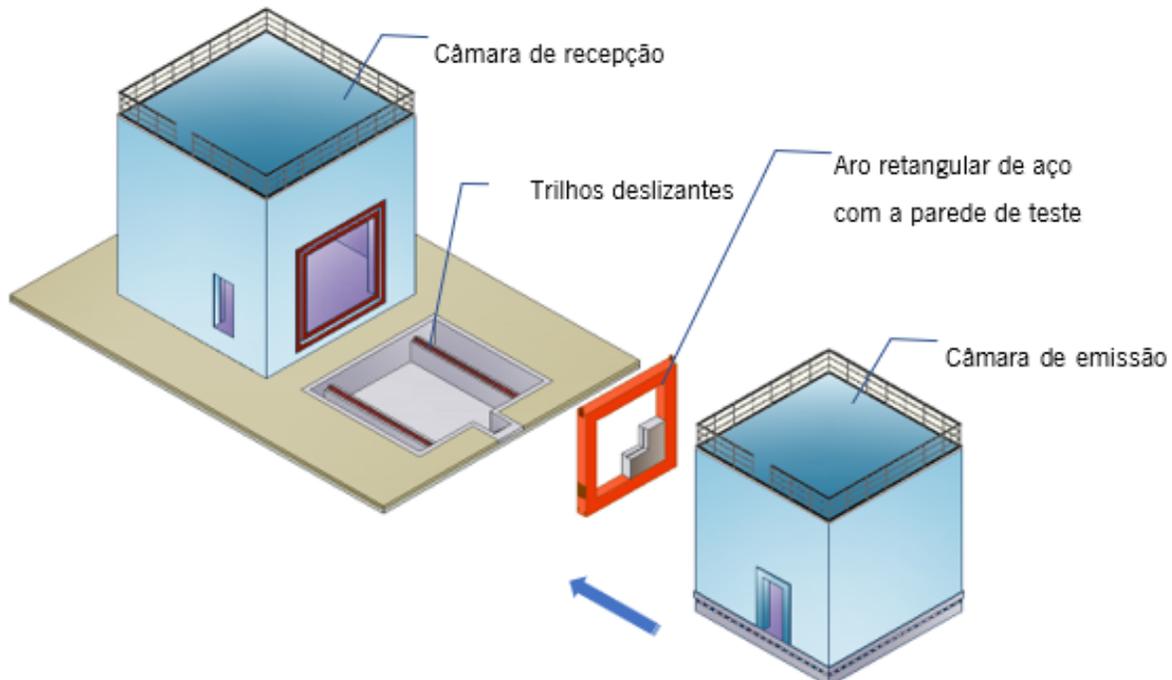


Figura 3.24. Esquema da parede de teste e das câmaras acústicas.

Concluída a montagem da referida parede, o conjunto “aro de aço + parede básica” foi suspenso por cabos e transportado até as câmaras de recepção e de emissão, por meio de um sistema com motor, roldanas e treliças.

Na sequência, um segundo sistema motorizado associado à câmara de emissão a fez deslizar sobre trilhos presos ao piso, por forma a comprimir a referida câmara gradativa e controladamente contra a câmara de recepção, até que a amostra a testar resultasse comprimida, estável e estanque entre as duas câmaras.

A Figura 3.25 mostra a parede de teste, no sítio entre as câmaras acústicas, antes do início do teste.



Figura 3.25. Teste acústico da parede sem protótipo.

A seguir, com base nas normas ISO 10140-1 (2016), ISO 10140-2 (2010), ISO 10140-4 (2010) e ISO 717-1 (2013) procedeu-se ao teste acústico para determinar o R_w da parede básica. Os procedimentos de medição consistiram em medir o ruído de fundo da câmara de recepção, o nível de pressão sonora nas câmaras de emissão e de recepção e o tempo de reverberação na câmara de recepção. Em paralelo, mediuiu-se também a temperatura e a humidade no interior das câmaras. O ruído inerente ao microfone de medição utilizado é de 14,6 dB(A), conforme informação do fabricante (Bruel & Kjaer, 2021). Concluída esta primeira medição, o aro com a parede foi retirado do sítio e uma abertura de 1,42 m x 0,12 m, distante 2,10 m do nível do piso, foi aberta na parede básica para que nela fosse instalado o protótipo P0, conforme mostra a Figura 3.26. Feito isso, o aro com a parede básica e o protótipo P0 foram novamente posicionados entre as câmaras acústicas para que fosse avaliada a diferença normalizada ($D_{n,e}$) e a diferença ponderada ($D_{n,e,w}$) do elemento em teste. Tais medições e cálculos normalizados foram conforme as normas ISO 10140-2 (2010), ISO 10140-4 (2010) e ISO 717-1 (2013). A Figura 3.27 mostra o Protótipo P0 instalado na parede de teste, antes do início das medições acústicas.



Figura 3.26. Parede de teste com o protótipo P0.

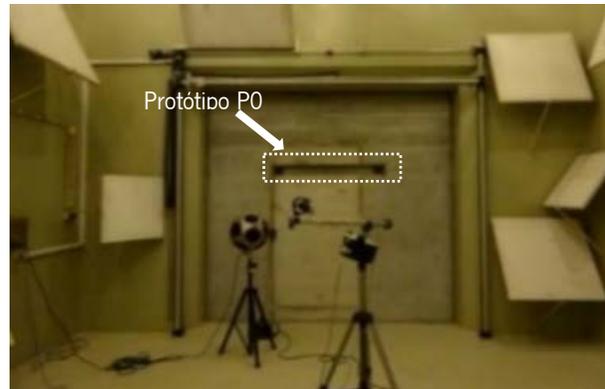


Figura 3.27. Protótipo P0 na parede de teste antes dos testes acústicos.

Os procedimentos antes descritos foram adotados para as demais configurações de protótipos, referidas na Tabela 3.5. Entre um teste acústico e outro, recalibravam-se os microfones e media-se a humidade e a temperatura no interior das câmaras acústicas. É de se referir que nestes testes acústicos, as ventoinhas dos protótipos estavam em funcionamento. Então, com o objetivo de investigar se o ruído gerado pelas ventoinhas influenciava ou não os resultados, mediu-se o isolamento sonoro do protótipo P6A com as ventoinhas desligadas.

Além de caracterizar os protótipos quanto ao isolamento sonoro, fez-se também a medição acústica do nível de ruído emitido pelas ventoinhas dos mesmos (neste caso utilizou-se também o protótipo P6A).

No Anexo III há uma descrição pormenorizada dos equipamentos utilizados nos testes acústicos.

3.5.2. Testes de permeabilidade ao ar

O teste de permeabilidade ao ar possibilita avaliar a taxa de renovação de ar do edifício em relação ao ambiente externo e é uma maneira indireta de caracterizar a qualidade do ar interior de uma determinada zona de ocupação.

A avaliação do comportamento ventilatório dos protótipos, isto é, a determinação dos caudais de ar que fluem através dos mesmos quando submetidos a diferentes pressões, foi levada a termo através do método de pressurização com porta ventiladora. Tais medições ocorreram na célula de testes do Laboratório de Física e Tecnologia das Construções (LFTC), na Escola de Engenharia da Universidade do Minho, em Guimarães. Primeiro, foi necessário construir uma divisória de gesso cartonado na parede frontal da célula de testes, para medir a estanqueidade do referido ambiente sem protótipo, como se pode ver no esquema da Figura 3.28 (dimensões em metros).

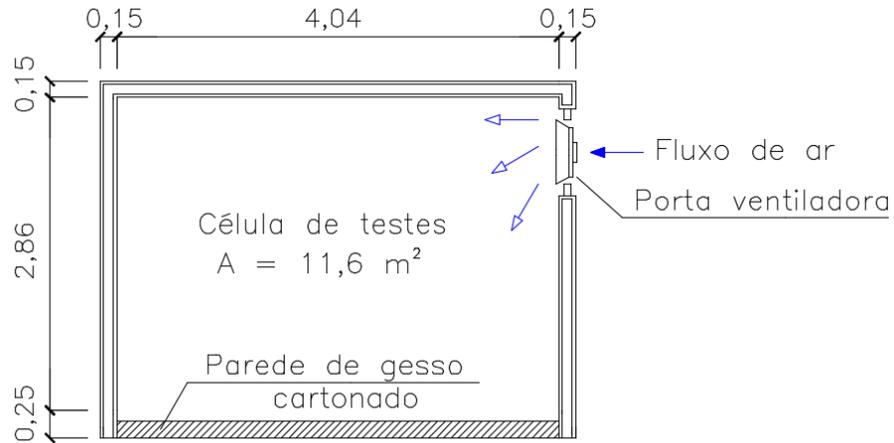


Figura 3.28. Planta baixa da célula de testes do LFTC.

A seguir, montou-se a porta ventiladora em uma estrutura de perfis ajustada ao vão da porta que dá acesso à célula de testes, conforme mostra a Figura 3.29.



Figura 3.29. Porta ventiladora na célula de testes do LFTC (visto pelo interior).

Feito isso e com base na norma EN 13829 (2000), mediu-se a permeabilidade da célula de testes sem o protótipo. O procedimento experimental foi controlado automaticamente através do módulo ATP, acoplado à porta ventiladora, e consistiu em medir os caudais de ventilação provocados por incrementos de pressão de 5 em 5 Pa, numa faixa de valores desde 0 Pa até 70 Pa. À medida que o teste transcorria, os resultados eram registados pelo *software* Tectite, instalado num computador portátil conectado ao módulo ATP. A Tabela 3.7 resume os equipamentos utilizados nas medições de permeabilidade ao ar, pelo método da porta ventiladora.

Tabela 3.7. Equipamentos utilizados nas medições de ventilação em laboratório.

Item	Descrição
1	<i>Menneapolis Blower Door</i>
2	Aneis da porta ventiladora
3	<i>Automated Performance Testing System - APT</i>
4	Controlador de velocidade do ventilador
5	Moldura da porta ajustável
6	Capa de <i>nylon</i>
7	Tubos de plásticos coloridos
8	Termo-higrômetro
9	Computador portátil com o <i>software</i> Tectite

Concluída a medição de permeabilidade ao ar da câmara de testes sem protótipo, os dados coletados pelo *software* Tectite foram expressos através de uma relação de potência, entre os caudais de ar e os diferenciais de pressão, conforme mostra a Equação 3.2.

$$Q = C (\Delta P)^n \quad \text{Equação 3.2}$$

onde “C” é o coeficiente de fluxo, “ ΔP ” é o diferencial de pressão entre o interior e o exterior da célula de testes (Pa) e “n” é o expoente que caracteriza o fluxo, laminar ou turbulento, através das infiltrações na célula de testes. Na sequência, fez-se uma abertura de 1,42 m x 0,12 m na parede de gesso cartonado, a 2,0 m do nível do piso, e depois instalou-se na referida abertura o protótipo P6A, conforme mostra a Figura 3.30. O espaço entre o protótipo e a parede de gesso cartonado foi preenchido e calafetado com espuma de poliuretano expandido.

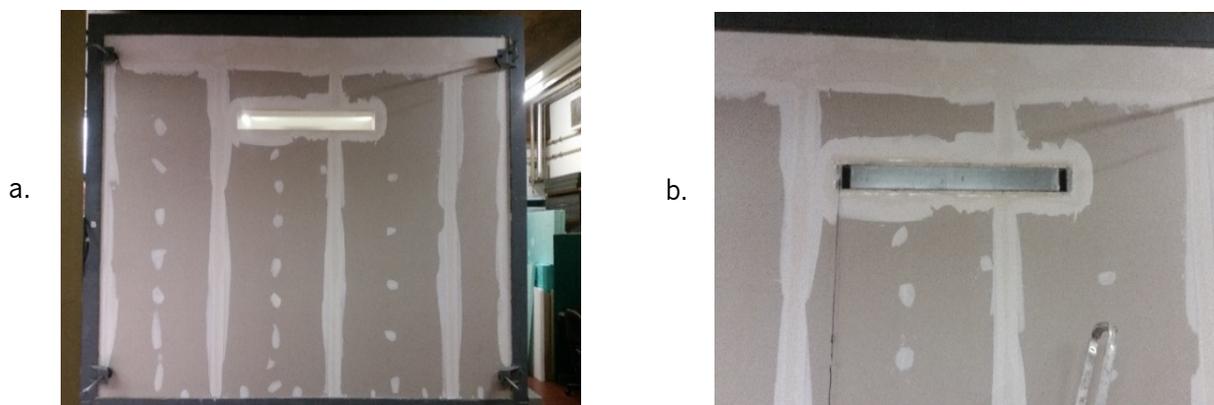


Figura 3.30. Parede de testes no LFTC: a. Sem protótipo P6A; b. Com protótipo P6A.

Concluída a instalação do protótipo P6A na divisória de gesso cartonado, procedeu-se à medição da permeabilidade ao ar nesta nova situação, seguindo os mesmos procedimentos experimentais e usando os equipamentos já descritos. No Anexo IV descrevem-se os equipamentos utilizados nos testes de ventilação.

3.5.3. Medições de térmica

As medições de desempenho térmico tiveram por objetivo obter dados para o cálculo do coeficiente de transmissão térmica “U” do protótipo P6A por forma a aproveitar a montagem já existente na parede de gesso cartonado, quando lhes foram impostas as medições de ventilação.

Os procedimentos das medições de desempenho térmico basearam-se na norma ASTM C1155-95 (2013) e tiveram por finalidade avaliar o protótipo P6A com as ventoinhas ligadas e desligadas.

Semelhantemente às medições de isolamento sonoro e de ventilação, onde são estabelecidos diferenciais de nível de pressão sonora e de pressão do ar entre dois ambientes, as medições de avaliação do desempenho térmico requerem a existência de um gradiente de temperatura entre os meios interno e externo. Ou seja, no caso em estudo, significa a presença de um diferencial de temperatura entre as superfícies interna (fechamento posterior) e externa do protótipo (fechamento frontal) em contacto, respectivamente, com o interior da célula de testes e com o meio exterior.

A fim de provocar artificialmente a diferença de temperatura requerida, utilizou-se uma fonte de calor dentro da célula de testes, isto é, um sistema de ar condicionado mantido ininterruptamente ligado à temperatura de 36 °C, durante todo o período de medições. Feito isso, instalaram-se três termopares tipo “T” sobre a superfície do fechamento posterior do protótipo P6A, para medir-lhe a temperatura superficial, e dois

termopares (desencostados do protótipo) para medir a temperatura do ar no interior da célula de testes. Na superfície de fechamento frontal do protótipo instalaram-se mais três termopares tipo “T”, para medir-lhe a temperatura superficial, e três fluxímetros para quantificar o fluxo de calor através do protótipo.

A Figura 3.31 mostra os termopares e os fluxímetros posicionados sobre o fechamento frontal do protótipo P6A.



Figura 3.31. Fluxímetros no fechamento frontal do protótipo P6A.

As variáveis térmicas (temperatura superficial, temperatura do ar e fluxo de calor) foram medidas a cada 5 minutos e depois registadas, armazenadas e tratadas por um módulo de controlo, mostrado na Figura 3.32.

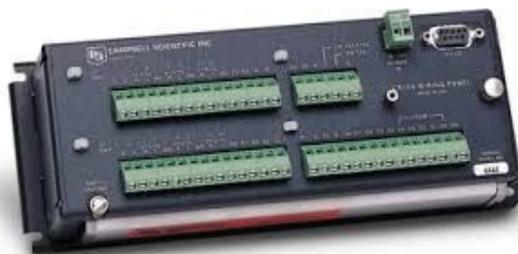


Figura 3.32. Módulo de controlo CR10X.

A Tabela 3.8 sumariza os equipamentos utilizados nas medições de térmica supramencionadas.

Tabela 3.8. Equipamentos e sensores utilizados nas medições de térmica.

Item	Descrição
1	Termopares tipo “T”
2	Fluxímetros HFP01
3	Módulo de controlo CR10X
4	Sensores para medição da humidade relativa do ar
5	Computador portátil com <i>software</i> para tratamento de dados

Ao todo, foram efetuadas 2296 medições de desempenho térmico relativas ao protótipo P6A.

No Anexo V constam as características técnicas dos equipamentos utilizados nas medições de térmica em laboratório.

CAPÍTULO 4. RESULTADOS E ANÁLISES

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados da campanha experimental em laboratório, cujos dados serviram para caracterizar os protótipos quanto ao seu comportamento termoacústico e de ventilação. O capítulo está dividido em seis seções, a saber: resultados das simulações de CFD, resultados dos testes acústicos, resultados dos testes de ventilação, permeabilidade *versus* eficiência acústica, resultado dos testes de térmica e aspectos do consumo energético dos protótipos.

4.1. Resultados das simulações de CFD

Os resultados das simulações de CFD são constituídos por duas partes. Inicialmente são apresentadas as simulações com o *software* Phoenics, relativas às predições da velocidade e pressão do ar na abertura A_2 dos protótipos. Depois, são mostrados os resultados obtidos com o *software* Phoenics Flair, alusivos à distribuição espacial da velocidade do ar e dos índices PMV e PPD (Fanger, 1973) no interior de um ambiente virtual 3D.

4.1.1. Simulações de CFD: velocidade e pressão do ar na abertura A_2 dos protótipos

A Figura 4.1 mostra a simulação de CFD da velocidade do ar na abertura A_2 da estrutura básica dos protótipos.

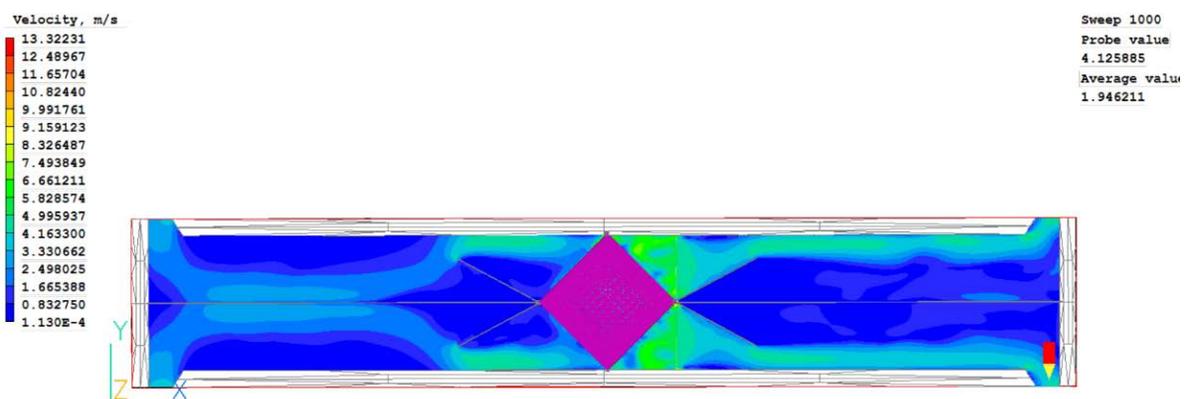


Figura 4.1. Simulação de CFD: velocidade do ar na abertura A_2 da estrutura básica dos protótipos.

É possível ver, na Figura 4.1, que próximo às ventoinhas e à direita do *crossflow* a velocidade do ar é maior por causa do aumento na pressão provocado pelas ventoinhas axiais. Na posição da sonda, na parte superior à direita da figura, a velocidade na abertura A_2 é de 4,12 m/s.

A Figura 4.2 apresenta, na sequência, a pressão do ar na abertura A_2 da estrutura básica, para a mesma posição da sonda da figura anterior. Observa-se na Figura 4.2 que as pressões são positivas à direita das ventoinhas e negativas à esquerda das mesmas.

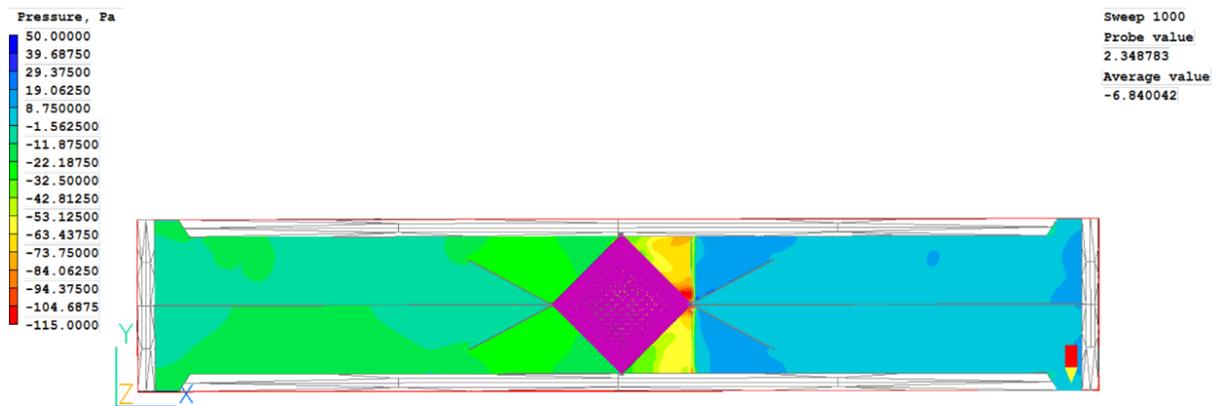


Figura 4.2. Simulação de CFD: pressão do ar na abertura A_2 da estrutura básica dos protótipos.

As simulações de CFD dos demais protótipos tiveram um comportamento bastante similar ao apresentado nas Figuras 4.1 e 4.2. Assim, no intuito de não sobrecarregar o texto com dados e figuras similares, optou-se por reuni-las todas no Anexo VI e apresentar os resultados sumarizados na Tabela 4.1. Na Tabela 4.1, as velocidades e pressões do ar estão em destaque e os caudais de ventilação e taxas de renovação de ar por hora são mostrados na terceira e quarta colunas.

No cálculo do caudal de ventilação da Tabela 4.1 utilizou-se o valor da velocidade na abertura A_2 multiplicado pela área seccional do duto (0,0035 m²). Na determinação das taxas de renovação de ar foi considerado o volume da câmara de testes do LFTC (28,54 m³), a fim de facilitar a posterior comparação com os resultados experimentais.

Comparando-se as taxas de renovação de ar da Tabela 4.1 com a taxa de renovação de ar recomendada pela norma portuguesa NP 1037-1 (NP 1037-2, 2008), verifica-se que todos os protótipos simulados cumprem o requisito normativo de ventilação.

Os valores médios encontrados para as grandezas e descritores de ventilação, na Tabela 4.1, foram $v = 4,40$ m/s, $p = 2,90$ Pa, $Q = 55,30$ m³/h e 1,94 rph.

Tabela 4.1. Simulações de CFD: velocidade, pressão, caudal e rph na abertura A_2 dos protótipos.

Protótipo	Resultados das simulações de CFD			
	v (m/s)	p (Pa)	Q (m ³ /h)	rph
P0	4,12	2,34	51,91	1,82
P1A	4,03	2,90	50,78	1,78
P2A	4,50	2,62	56,70	1,99
P3A	4,50	2,62	56,70	1,99
P4A	4,46	3,40	56,20	1,97
P5A	4,12	2,84	51,91	1,82
P6A	4,57	2,71	57,58	2,02
P7A	4,56	2,70	57,45	2,01
P8A	4,52	2,66	56,95	2,00
P9A	4,70	3,58	59,22	2,07
P10A	3,95	2,53	49,77	1,74
P11A	4,41	2,98	55,57	1,95
P12A	4,22	2,76	53,17	1,86
P13A	4,86	3,80	61,24	2,15
P14A	4,47	3,25	56,32	1,97
P15A	4,24	2,81	53,42	1,87
P16A	4,50	2,60	56,70	1,99
P17A	4,10	3,09	51,66	1,81
P18A	4,56	2,70	57,46	2,01
Média	4,40	2,90	55,30	1,94

4.1.2. Simulações de CFD em ambiente 3D: velocidade do ar e índices PMV e PPD

Na sequência, os dados das simulações anteriores com o protótipo P6A foram inseridos em um ambiente virtual 3D, modelado no *software* Phoenix Flair, com o objetivo de avaliar o comportamento espacial da velocidade do ar e dos índices PMV e PPD. Nestas simulações foram consideradas as seguintes condições de contorno: solução integrada à fachada na posição vertical ou horizontal, 1000 interações por simulação e malha de pontos distante do nível do piso em três cotas diferentes, ou seja, $z = 0,20$ m, $z = 1,20$ m e $z = 2,12$ m. Nota: nos resultados que se seguem, a abertura de admissão de ar do protótipo na horizontal está no lado esquerdo e na parte inferior com o protótipo na posição vertical. Na Figura 4.3 é mostrada a velocidade do ar no modelo geométrico 3D, para o protótipo na posição horizontal.

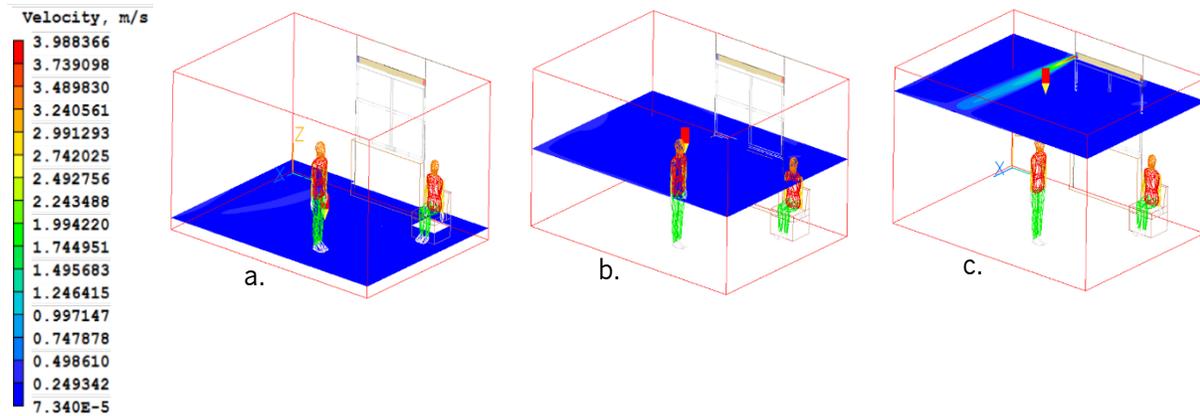


Figura 4.3. Simulação de CFD da distribuição espacial da velocidade do ar com protótipo na horizontal:
 a. $z = 0,2$ m; b. $z = 1,20$ m; c. $z = 2,12$ m.

Na Figura 4.3, vê-se que a velocidade do ar é mais elevada perto da abertura de admissão de ar e mais reduzida e homogênea à medida que se afasta da mesma. Para o caso considerado, as velocidades pontuais na sonda foram $v_a = 0,101$ m/s; $v_b = 0,105$ m/s e $v_c = 0,103$ m/s. As velocidades médias nas malhas foram $v_{ma} = 0,122$ m/s; $v_{mb} = 0,093$ m/s e $v_{mc} = 0,167$ m/s.

Na sequência, é apresentado na Figura 4.4 a velocidade do ar no interior do ambiente virtual simulado, com o protótipo na posição vertical.

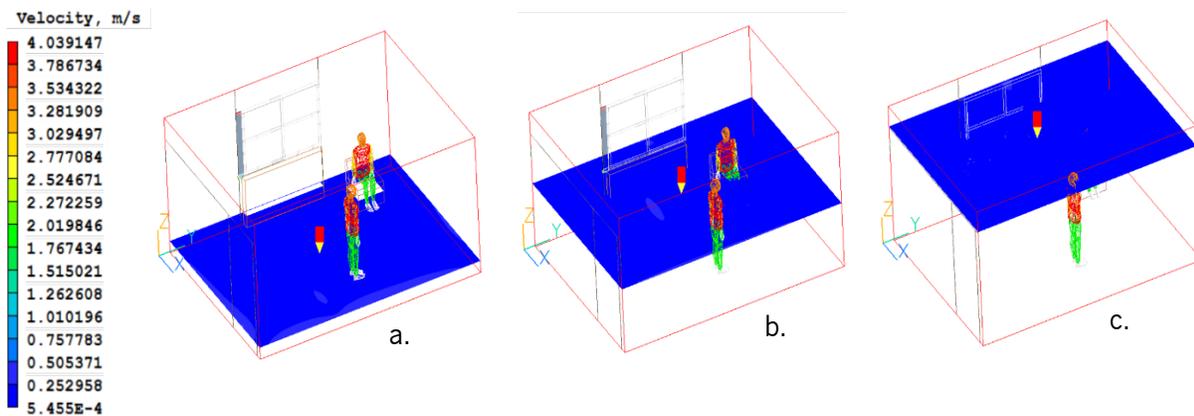


Figura 4.4. Simulação de CFD da distribuição espacial da velocidade do ar com protótipo na vertical:
 a. $z = 0,2$ m; b. $z = 1,20$ m; c. $z = 2,12$ m.

Na Figura 4.4 as velocidades pontuais na posição da sonda foram $v_a = 0,108$ m/s; $v_b = 0,069$ m/s; $v_c = 0,019$ m/s e as velocidades médias nas malhas de pontos foram $v_{ma} = 0,123$ m/s; $v_{mb} = 0,097$ m/s e $v_{mc} = 0,048$ m/s. Constata-se, na Figura 4.4, que tanto a velocidade pontual na posição da sonda quanto a velocidade média das malhas diminuem com o afastamento em relação ao nível do piso.

No intuito de comparar a eficiência entre os protótipos nas posições horizontal e vertical, calculou-se a velocidade para cada situação através da média das velocidades nas três malhas de pontos, conforme a Equação 4.1.

$$v = \frac{V_{ma} + V_{mb} + V_{mc}}{3} \quad \text{Equação 4.1}$$

onde “v” é a velocidade horizontal ou vertical do protótipo (m/s) e “ v_{ma} ”, “ v_{mb} ” e “ v_{mc} ” são as velocidades médias nas malhas nas três cotas referidas (m/s). Disto resultou que as velocidades dos protótipos nas posições horizontal e vertical foram, respectivamente, iguais a 0,127 m/s e 0,089 m/s. Com base nestes resultados, é possível inferir que o protótipo com disposição horizontal é mais eficiente quanto à distribuição do ar. Uma das explicações para isto é que o ar do ambiente simulado, perto da abertura de admissão e em cota mais elevada, é menos denso que o ar próximo ao piso e, portanto, tem menor resistência ao interagir com o ar que está a ser admitido. Porém, tanto numa situação como noutra, as velocidades obtidas cumprem o requisito de desempenho estabelecido previamente na Tabela 3.1, ou seja, as velocidades do ar em ambiente interno são menores do que 0,20 m/s. A Tabela 4.2 a seguir sumariza os resultados das velocidades obtidas nas simulações de CFD, em relação à posição da sonda e à malha de pontos.

Tabela 4.2. Simulação espacial da velocidade do ar.

Disposição do protótipo na fachada	Velocidade (m/s)						
	V_a	V_b	V_c	V_{ma}	V_{mb}	V_{mc}	V
Horizontal	0,101	0,105	0,103	0,122	0,093	0,167	0,127
Vertical	0,108	0,069	0,019	0,123	0,097	0,048	0,089

Os índices PMV (voto médio previsto) e PPD (percentagem de pessoas descontentes) são descritores propostos por Fanger (1973), no contexto da previsão do conforto térmico de um determinado ambiente, e tem por base um elenco de variáveis associadas às interações térmicas entre o indivíduo e o ambiente. Tais

variáveis são o nível de atividade e as características da roupa do indivíduo, a temperatura de bulbo seco, a humidade relativa, a temperatura radiante média e a velocidade do ar (Ergonautas, 2020).

O PMV prevê o valor médio da sensação subjetiva de conforto térmico sentida por um grande número de pessoas, numa dada situação, e é quantificado por meio de uma escala de sensação térmica com sete níveis, na qual o nível “0” corresponde à sensação térmica de neutralidade, o nível “+1” a morno, o nível “+2” a quente, o nível “+3” a muito quente, o nível “-1” a fresco, o nível “-2” a frio e o nível “-3” a muito frio, conforme mostra a Figura 4.5 (Fanger, 1973).

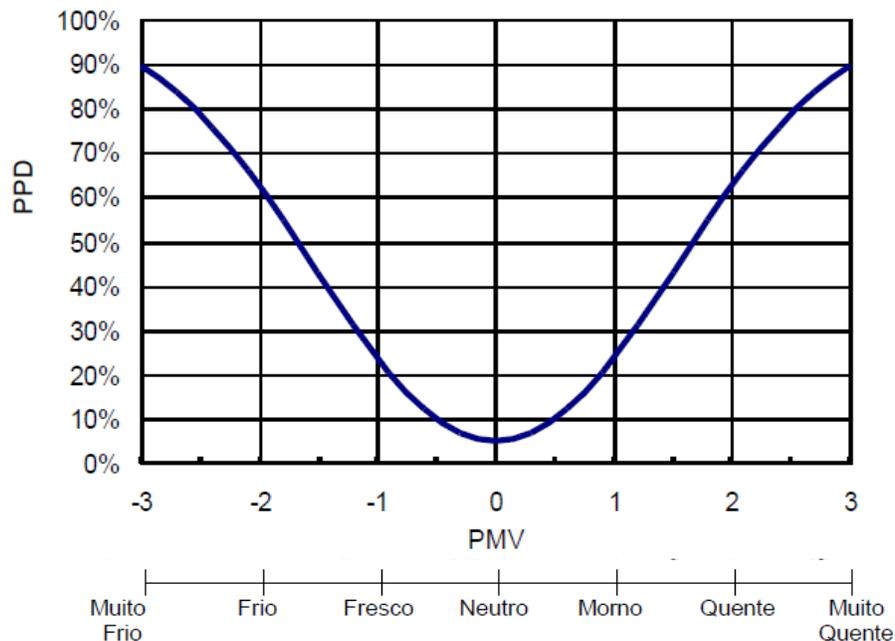


Figura 4.5. Índices PMV e PPD propostos por Fanger.

Na Figura 4.5, os valores de PMV compreendidos entre -1 a +1 correspondem a região de conforto térmico. O PPD é obtido a partir do PMV (ver eixo “y” na Figura 4.5) e representa a percentagem de pessoas que consideram a sensação térmica, provocada pelo ambiente, como desagradável.

A norma ISO 7730 (2005) estabelece três categorias de conforto térmico, conforme é mostrado na Tabela 4.3, consoante a faixa de valores onde se situam o PMV e o PPD.

Tabela 4.3. Classe de qualidade do ambiente térmico interior (EN ISO 7730:2005).

Classe de qualidade do ambiente térmico interior	Estado térmico do corpo como um todo	
	PPD	PMV
A	< 6%	- 0,2 < PMV < + 0,2
B	< 10%	- 0,5 < PMV < + 0,5
C	< 15%	- 0,7 < PMV < + 0,7

A partir do que foi anteriormente exposto, são apresentados a seguir os resultados das simulações de CFD quanto aos índices PMV e PPD e, depois, tais resultados serão comparados com as categorias de conforto térmico definidos na norma EN ISO 7730:2005.

As Figuras 4.6 e 4.7, mostram, respectivamente, os resultados dos índices PMV e PPD do protótipo P6A na posição horizontal, no sítio onde está a sonda (ao centro da malha de pontos).

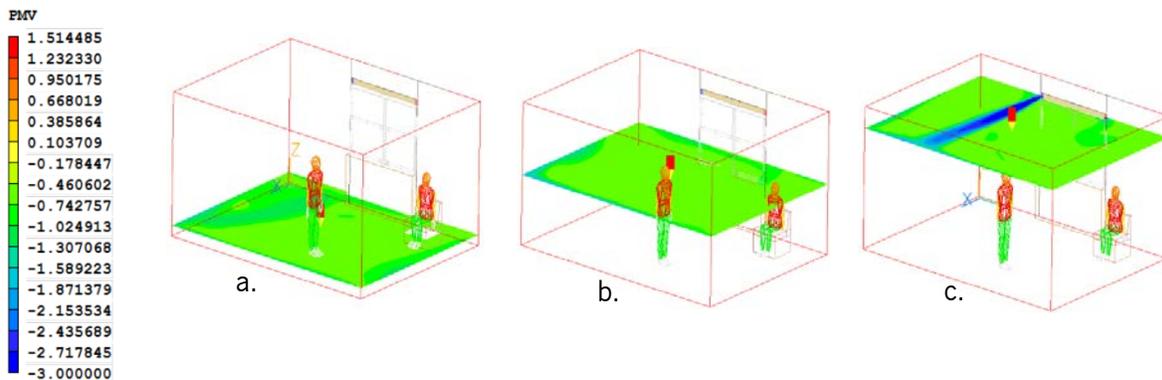


Figura 4.6. PMV com protótipo na horizontal: a. z = 0,2 m; b. z = 1,20 m; c. z = 2,12 m.

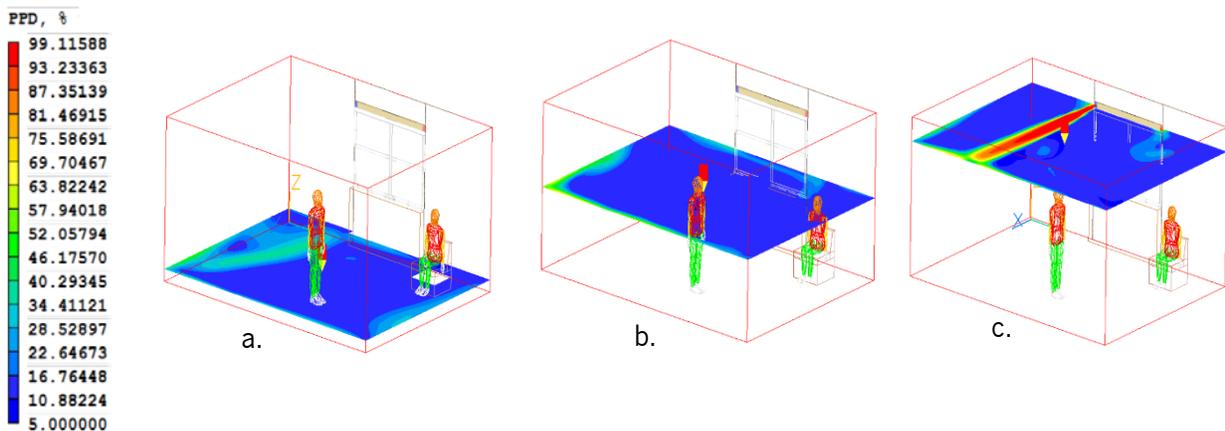


Figura 4.7. PPD com protótipo na horizontal: a. z = 0,2 m; b. z = 1,20 m; c. z = 2,12 m.

A Tabela 4.4, elaborada com base nas Figuras 4.6 e 4.7, resume os resultados dos índices PMV e PPD associados às referidas simulações.

Tabela 4.4. Índices PMV e PPD com protótipo na posição horizontal.

Disposição do protótipo na fachada	Índices de conforto térmico					
	PMV _a	PMV _b	PMV _c	PPD _a	PPD _b	PPD _c
Horizontal	-0,64	-0,61	-0,50	13,76	13,03	10,30

Ao analisar os resultados da Tabela 4.4, constata-se que o desconforto térmico é maior próximo ao nível do piso, do que nas cotas mais elevadas. A percentagem de pessoas descontentes está compreendida entre 10% e 15% e, assim, de acordo com a norma EN ISO 7730:2005, o ambiente simulado tem classe de qualidade térmica “C”, menos exigente. As Figuras 4.8 e 4.9, mostram, respectivamente, os resultados dos índices PMV e PPD do protótipo na posição vertical.

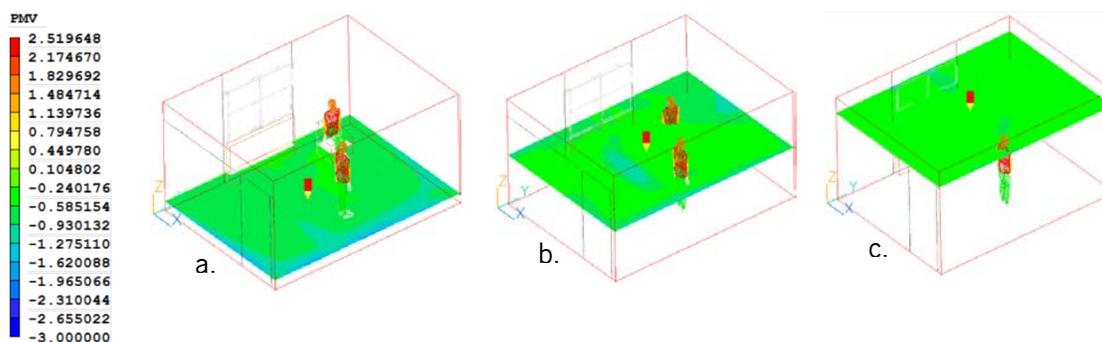


Figura 4.8. PMV com protótipo na vertical: a. z = 0,2 m; b. Z = 1,20 m; c. Z = 2,12 m.

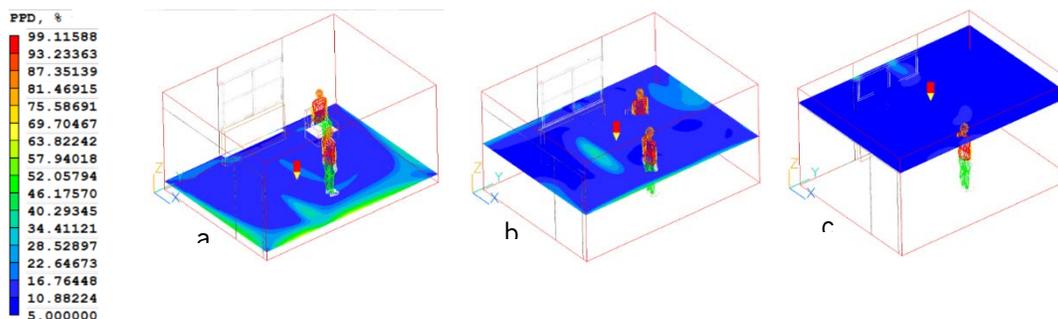


Figura 4.9. PPD com protótipo na vertical: a. z = 0,2 m; b. Z = 1,20 m; c. Z = 2,12 m.

Na Tabela 4.5 são apresentados os resultados dos índices PMV e PPD decorrentes das simulações de CFD, mostradas nas Figuras 4.8 e 4.9.

Tabela 4.5. Índices PMV e PPD com protótipo na posição vertical.

Disposição do protótipo na fachada	Índices de conforto térmico					
	PMV _a	PMV _b	PMV _c	PPD _a	PPD _b	PPD _c
Vertical	-0,63	-0,54	-0,44	13,36	11,17	9,09

À semelhança dos resultados anteriores, o desconforto térmico do protótipo orientado verticalmente diminui à medida que a malha de pontos assume cotas mais elevadas. Os valores de PPD na Tabela 4.5, entre 10% e 15%, situam o ambiente simulado também na classe de qualidade térmica “C”.

Apesar dos protótipos nas posições horizontal e vertical terem a mesma classe de qualidade térmica (Classe C), ao comparar as Tabelas 4.4 e 4.5 nota-se que o protótipo na posição vertical é cerca de 10% mais eficiente em termos de conforto térmico que o protótipo na posição horizontal.

No Anexo VII são apresentadas as simulações de CFD dos índices PMV e PPD.

4.2. Resultados dos testes acústicos

Os resultados dos testes de isolamento sonoro dos protótipos foram representados através dos descritores acústicos $D_{n,e}$ e $D_{n,e,w}$. Quanto aos resultados de nível de emissão de ruído, os mesmos foram expressos através da curva de ruído em frequências de terços de oitava, em dB(A).

4.2.1. Isolamento sonoro da parede básica

A curva de isolamento sonoro da parede básica (sem protótipo) é mostrada na Figura 4.10, juntamente com o valor único de isolamento sonoro ou R_w (índice de redução sonora ponderado), na legenda à direita.

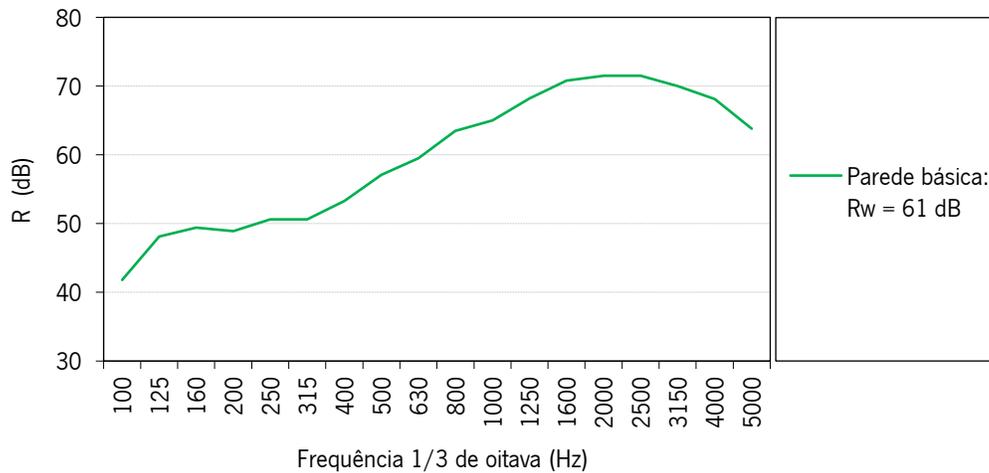


Figura 4.10. Curva de isolamento sonoro e R_w da parede básica.

Como era de se esperar, o isolamento sonoro da parede básica apresentou valores elevados ao longo de todo o espectro, sobretudo nas médias e altas frequências. O adequado desempenho acústico da parede básica garante a fiabilidade dos testes com os protótipos e está associado às características construtivas da parede e da câmara acústica, ou seja, desvinculação estrutural da parede básica em relação às câmaras acústicas para evitar transmissões sonoras marginais, elevada densidade superficial de cada painel de alvenaria que constitui a parede dupla e presença de material de absorção sonora entre os dois painéis de alvenaria.

4.2.2. Isolamento sonoro dos protótipos

A Tabela 4.6 apresenta o índice de redução sonora ponderado da parede básica (R_w) e o índice de isolamento sonoro ponderado ($D_{n,e,w}$) dos protótipos, obtidos com base nos cálculos normalizados da ISO 717-1 (2013). A segunda coluna da Tabela 4.6 indica se as ventoinhas do protótipo avaliado estavam ou não ligadas durante o teste acústico e, a quarta coluna, mostra os coeficientes dos termos de adaptação alusivos às respectivas medições.

Tabela 4.6. R_w da parede básica e $D_{n,e,w}$ dos protótipos.

Elemento	Ventoinhas	Descritor acústico	(C;C _r ;C ₁₀₀₋₅₀₀₀ ; C _{r100-5000})
Parede básica	—	$R_w = 61$ dB	(-1; -5; 0; -5)
P0	ligadas	$D_{n,e,w} = 40$ dB	(-1; -3; 0; -3)
P1A	ligadas	$D_{n,e,w} = 39$ dB	(-1; -1; 0; -1)
P2A	ligadas	$D_{n,e,w} = 39$ dB	(0; -1; 1; -1)
P3A	ligadas	$D_{n,e,w} = 39$ dB	(0; -1; 1; -1)
P4A	ligadas	$D_{n,e,w} = 39$ dB	(0; -1; 1; -1)
P5A	ligadas	$D_{n,e,w} = 45$ dB	(-1; -3; 0; -3)
P6A	ligadas	$D_{n,e,w} = 55$ dB	(-1; -4; -1; -4)
P7A	ligadas	$D_{n,e,w} = 48$ dB	(-2; -2; -1; -2)
P8A	ligadas	$D_{n,e,w} = 53$ dB	(-2; -6; -2; -6)
P9A	ligadas	$D_{n,e,w} = 49$ dB	(-1; -3; -1; -3)
P10A	ligadas	$D_{n,e,w} = 41$ dB	(0; -1; 1; -1)
P11A	ligadas	$D_{n,e,w} = 46$ dB	(-1; -3; 0; -3)
P12A	ligadas	$D_{n,e,w} = 43$ dB	(-1; -1; 0; -1)
P13A	ligadas	$D_{n,e,w} = 43$ dB	(-1; -1; 0; -1)
P14A	ligadas	$D_{n,e,w} = 47$ dB	(-1; -4; 0; -4)
P15A	ligadas	$D_{n,e,w} = 45$ dB	(-1; -2; -1; -2)
P16A	ligadas	$D_{n,e,w} = 53$ dB	(-1; -3; 0; -3)
P17A	ligadas	$D_{n,e,w} = 41$ dB	(-1; -2; 0; -2)
P18A	ligadas	$D_{n,e,w} = 41$ dB	(0; -1; 1; -1)
P6A*	desligadas	$D_{n,e,w} = 54$ dB	(-1; -4; -1; -4)

Na coluna da direita da Tabela 4.6, “C” é o termo de adaptação para ruído rosa, “C_r” é o termo de adaptação para ruído de tráfego rodoviário, “C₁₀₀₋₅₀₀₀” é o termo de adaptação para o ruído rosa considerando as bandas de frequência de 100 Hz a 5000 Hz e “C_{r100-5000}” é o termo de adaptação para o ruído de tráfego rodoviário considerando as bandas de frequência de 100 Hz a 5000 Hz.

O protótipo que teve o melhor desempenho foi o P6A com $D_{n,e,w} = 55$ dB, enquanto que os protótipos P1A, P2A, P3A e P4A foram os que apresentaram desempenho menos elevado, com $D_{n,e,w} = 39$ dB. A Figura 4.11, a seguir, indica que 80% dos protótipos avaliados tiveram $D_{n,e,w}$ igual ou superior à meta pré-estabelecida de desempenho acústico mínimo, igual a 40 dB (ver Tabela 3.1).

VENTILADOR MECÂNICO DE ELEVADO DESEMPENHO ACÚSTICO PARA FACHADAS

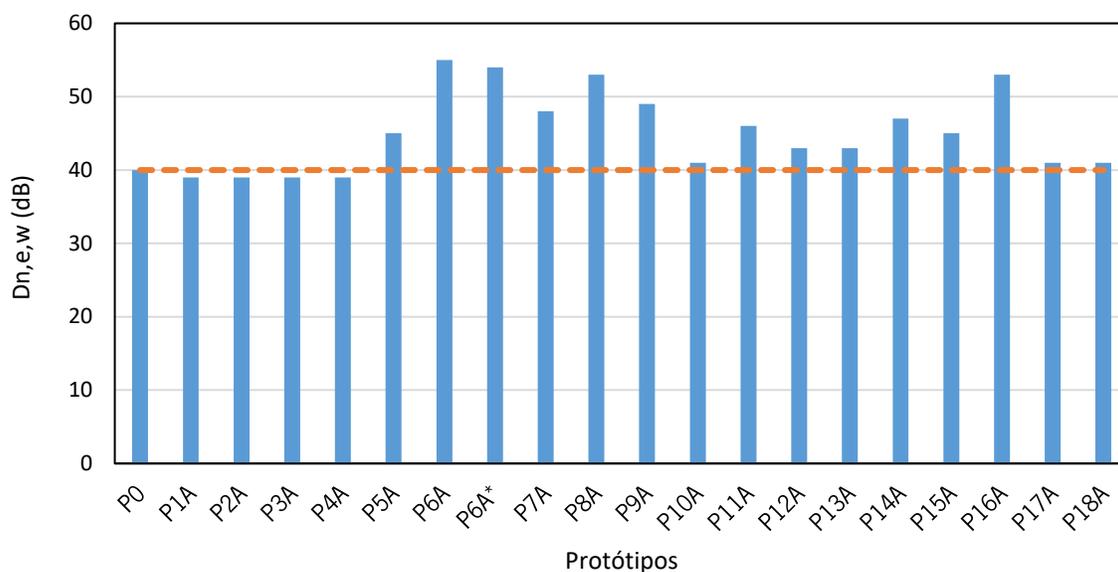


Figura 4.11. D_{n,e,w} dos protótipos *versus* meta de isolamento sonoro.

A Figura 4.12 sintetiza os resultados dos índices D_{n,e} e D_{n,e,w} obtidos nos testes acústicos dos protótipos. Ao analisar a Figura 4.12 percebe-se facilmente que os protótipos mostram uma tendência de melhor desempenho nas médias e altas frequências. O mais elevado valor de isolamento sonoro pontual ocorreu na banda de frequência de 1250 Hz, para o protótipo P14A (62,0 dB), e o menos elevado na banda de frequência de 200 Hz, para o protótipo P0 (30,4 dB).

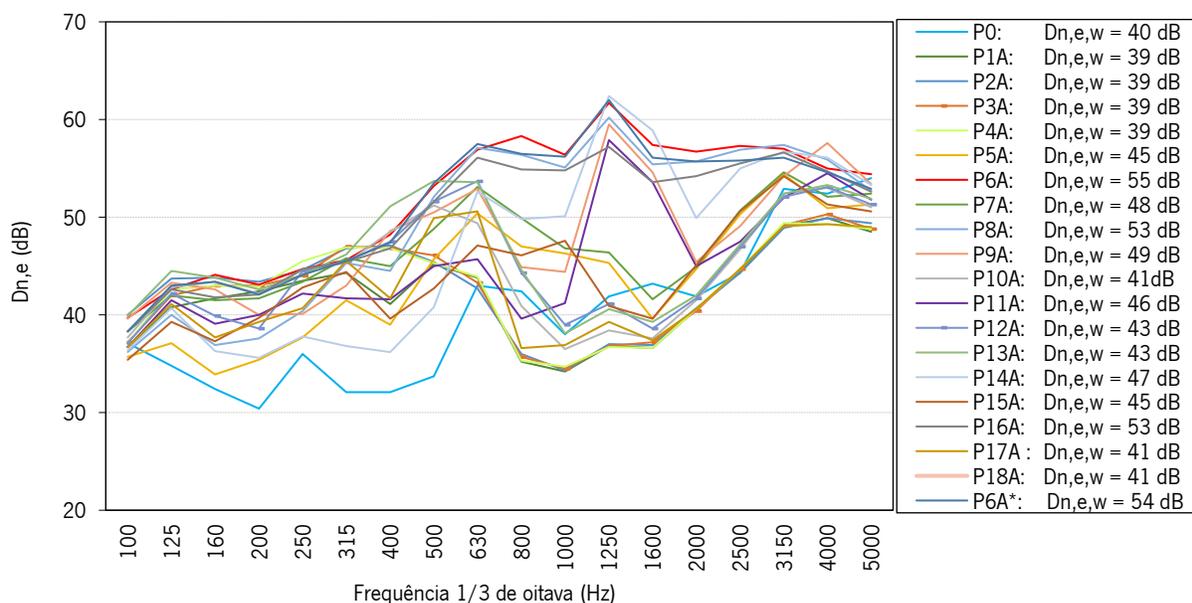


Figura 4.12. Curvas de isolamento e D_{n,e,w} dos protótipos.

Na Figura 4.12, constata-se um certo adensamento entre as curvas nas bandas de frequência de 100 Hz a 500 Hz, ou seja, os protótipos tem um comportamento acústico parecido nas baixas frequências e mais divergente acima desta região do espectro.

Uma vez que a única diferença construtiva entre os protótipos é o tipo de módulo de absorção sonora nos espaços S_1 , S_2 , S_3 e S_4 , e para que seja melhor compreendido o efeito destes módulos de absorção na redução de ruído de cada protótipo, apresentam-se a seguir comparações isoladas dos resultados de isolamento sonoro dos dispositivos avaliados, com duas a três curvas por figura para melhor visualização.

O desempenho de isolamento sonoro dos protótipos P0 e P9A é mostrado na Figura 4.13. Ao analisar a Figura 4.13 constata-se que, em relação ao protótipo P0, os ressonadores múltiplos de quarto de onda e os ressonadores de Helmholtz melhoraram o isolamento sonoro em quase todas as frequências. Os valores de $D_{n,e,w}$ dos protótipos P0 e P9A apresentaram uma diferença de 9 dB.

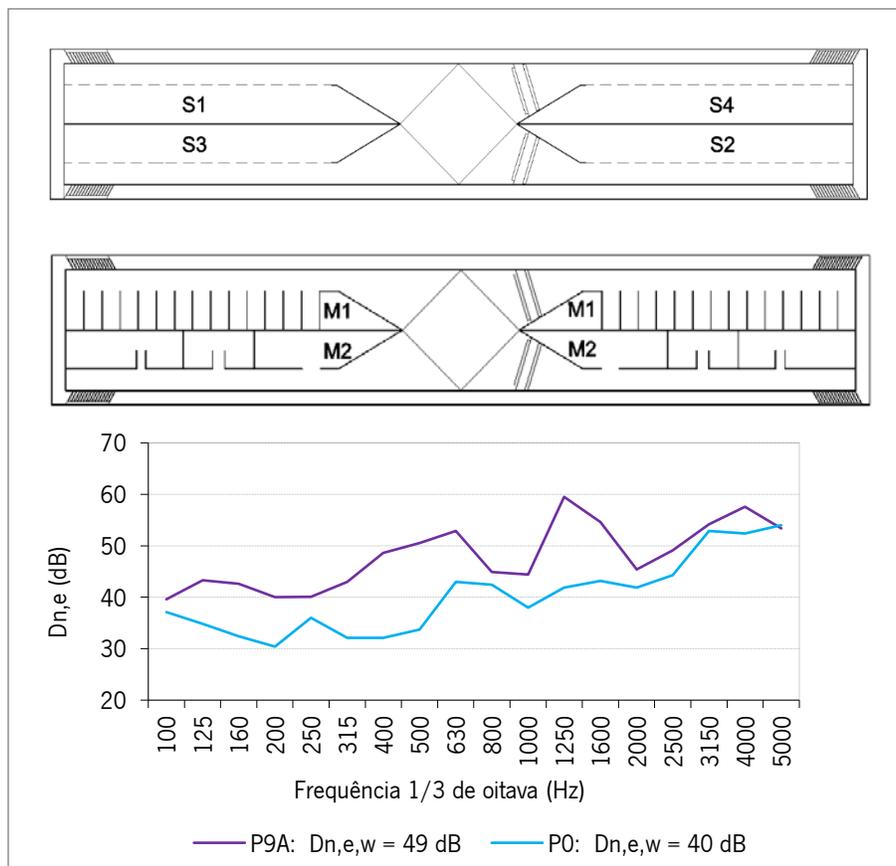


Figura 4.13. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P0 e P9A.

Nota-se um pico na curva do protótipo P9A na banda de frequência de 1250 Hz, por efeito dos ressonadores múltiplos de quarto de onda. Nestes absorvedores, o atrito das moléculas do ar (em vibração) com as chapas de metal nas cavidades dos módulos M_1 , provoca a dissipação da energia acústica próximo à frequência em que os referidos ressonadores foram dimensionados. A conversão do som em calor no protótipo P9A, na banda de frequências de 100 Hz a 630 Hz, se dá por ação do módulo M_2 e pelo movimento vibratório das chapas de metal, excitadas por sons de baixa frequência.

Na Figura 4.14, onde são confrontados os protótipos P0 e P6A, vê-se um distanciamento considerável entre as curvas dos dois protótipos, principalmente nas médias e altas frequências.

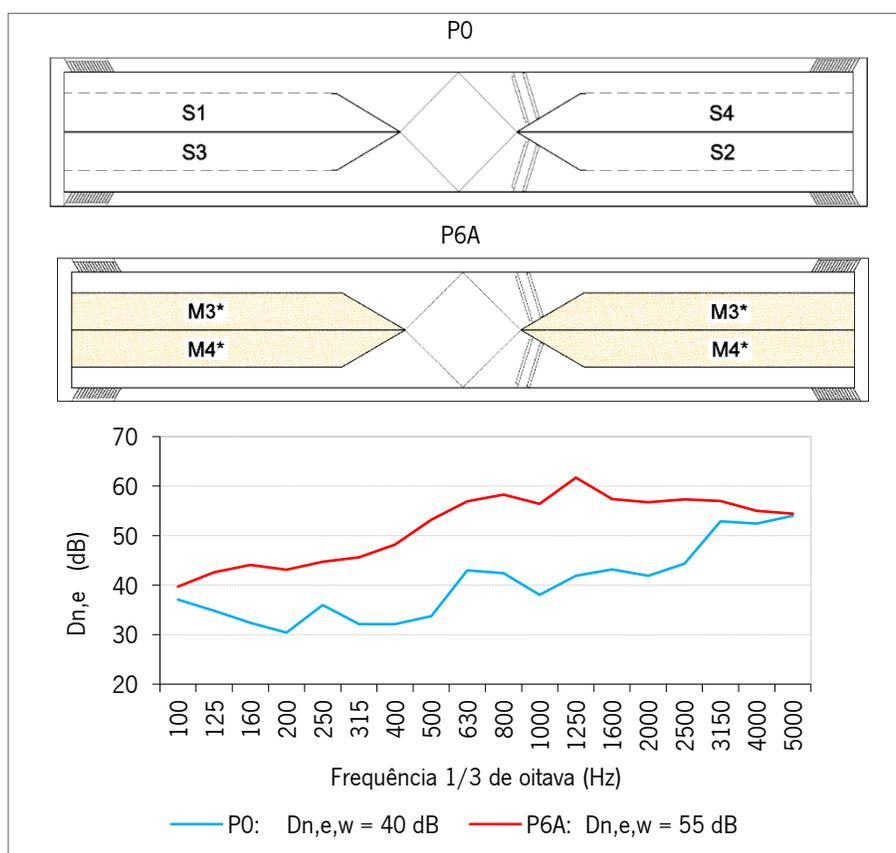


Figura 4.14. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P0 e P6A.

Diferentemente do protótipo P9A, no Protótipo P6A a energia acústica é dissipada pelo atrito das moléculas do ar com os particulados fibrosos que constituem a lã de vidro. Tal mecanismo de redução de ruído (já descrito no Capítulo 2) demonstrou ser mais eficaz que os ressonadores do protótipo P9A e justifica a diferença de 15 dB a mais no isolamento sonoro em relação ao protótipo P0. Em paralelo,

é preciso considerar que o aumento da pressão e da velocidade do ar, provocado pelas ventoinhas, também contribui para melhorar a eficiência do mecanismo dissipativo da lâ de vidro, principalmente na banda de frequências de 500 Hz a 2500 Hz. A inexistência de absorvedores sonoros específicos no protótipo P0 atribui-lhe menos impedância acústica e menor densidade superficial em relação ao protótipo P6A, facilitando assim a transmissão de ruído através de seus componentes.

Na Figura 4.15 são apresentadas as curvas de isolamento sonoro dos protótipos P6A e P9A. Com base na Figura 4.15, vê-se que o valor de $D_{n,e,w}$ do protótipo P6A supera o do protótipo P9A em 6 dB. Além disso, observa-se que a curva de isolamento sonoro do protótipo P6A caracteriza-se por melhor desempenho em praticamente todo o espectro, com destaque para as médias e altas frequências. Na frequência de ressonância dos ressonadores múltiplos de quarto de onda (1250 Hz) as duas curvas se aproximam bastante e a diferença nos valores de isolamento resulta em apenas 3,8 dB.

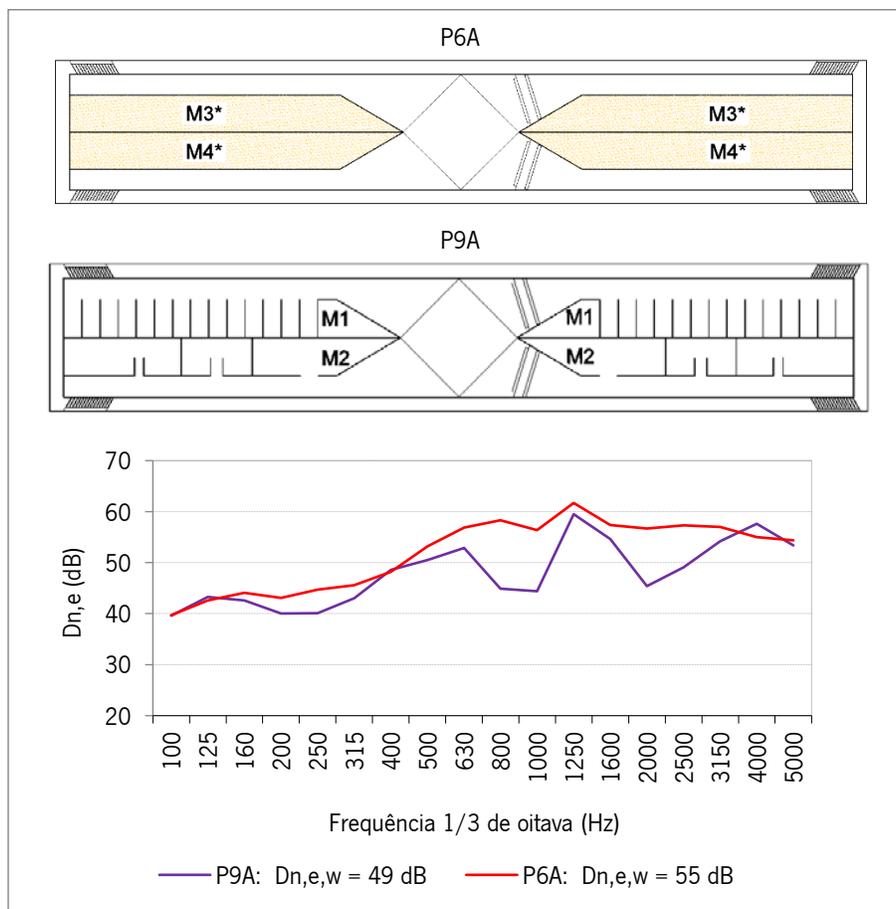


Figura 4.15. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P6A e P9A.

Uma das análises que decorre da figura a seguir (Figura 4.16), a qual compara o comportamento acústico dos protótipos P1A, P2A e P6A, é quanto ao efeito provocado pelas chapas de metal, perfuradas ou não perfuradas, diante da capacidade de absorção sonora da lã de vidro nos módulos M_3^* , M_4^* e M_5^* . O protótipo P2A diferencia-se do protótipo P1A exclusivamente pela lã de vidro no interior do módulo M_5^* e, quando são comparadas suas curvas de isolamento sonoro, vê-se que as mesmas são quase coincidentes nas bandas de frequência de 500 Hz a 5000 Hz, ou seja, por mais que a lã de vidro esteja presente no protótipo P2A, a inexistência de perfurações na chapa de metal do módulo M_5^* impossibilita que os sons de média e alta frequência sejam absorvidos pela lã de vidro.

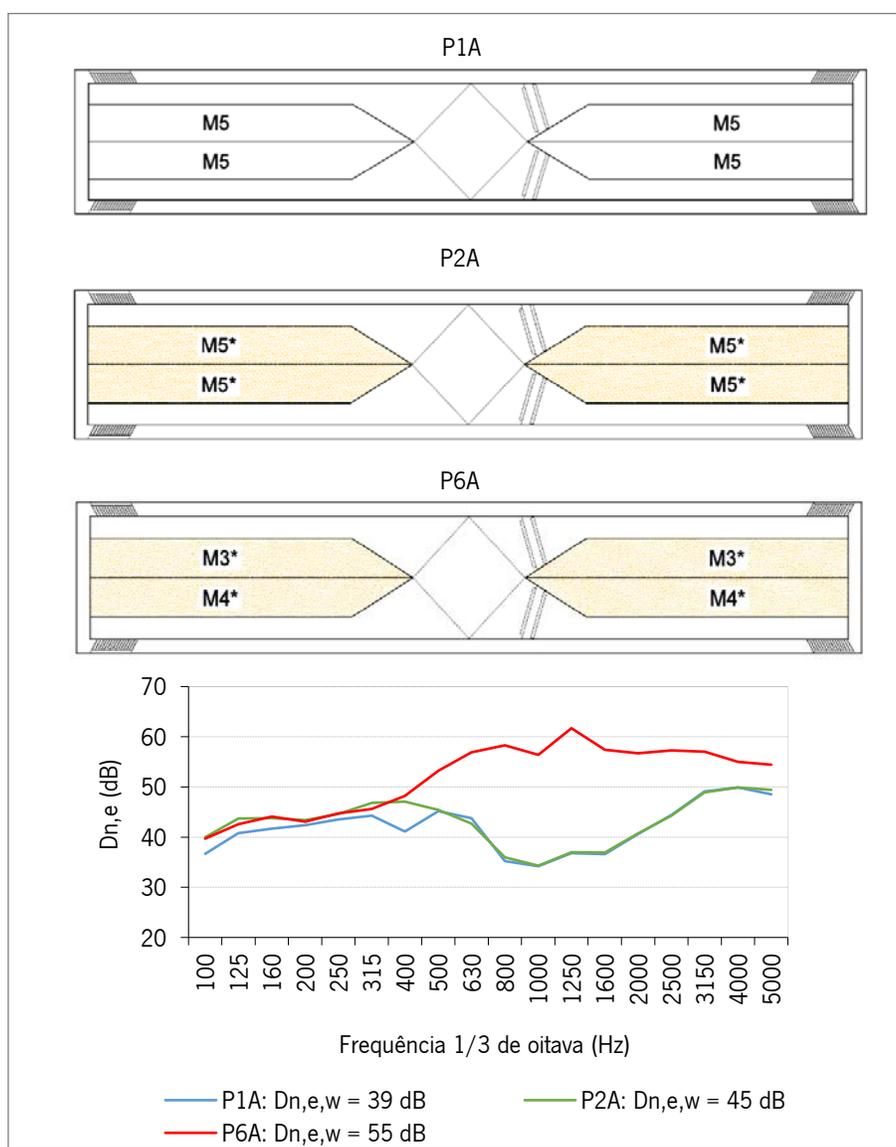


Figura 4.16. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P1A, P2A e P6A.

Pelo contrário, nas bandas de 100 Hz a 500 Hz, onde a energia acústica consegue vibrar as chapas de metal com mais intensidade, a lã de vidro reduz as ondas estacionárias no interior da cavidade do módulo M_5^* e isso aumenta um pouco o desempenho do protótipo P2A, nesta zona do espectro sonoro. No que concerne ao protótipo P6A, seu comportamento acústico nas bandas de frequência de 100 Hz a 500 Hz assemelha-se bastante ao do protótipo P2A. Nas bandas de frequências de 500 Hz a 2500 Hz, entretanto, apresenta notável superioridade por causa da boa absorção sonora da lã de vidro, graças às perfurações nas chapas de metal dos módulos M_3^* e M_4^* .

A Figura 4.17 compara as curvas de isolamento e o $D_{n,e,w}$ dos protótipos P9A, P10A e P11A. Teve-se por objetivo, nesta análise, compreender as implicações sobre o desempenho acústico quando, no protótipo P9A, o módulo M_1 é substituído pelo módulo M_5 (por forma a resultar no protótipo P10A) e o módulo M_2 é substituído pelo módulo M_5 (por forma a resultar no protótipo P11A).

Ao substituir o módulo M_1 pelo módulo M_5 há uma diminuição de 8 dB no valor do $D_{n,e,w}$, com um decréscimo significativo na banda de frequência de 1250 Hz, decorrente da retirada dos ressonadores múltiplos de quarto de onda. Ainda neste caso, nas bandas de frequência de 100 Hz a 500 Hz, há melhoria (menos impactante) nos valores de $D_{n,e}$ por causa da dissipação de energia acústica pelas chapas metálicas do módulo M_5 .

No que se refere ao protótipo P11A, a substituição do módulo M_2 pelo módulo M_5 diminuiu o valor do $D_{n,e,w}$ de 49 dB para 46 dB e manteve o desempenho próximo à banda de frequência de 1250 Hz praticamente inalterado, como era de esperar. Porém, na banda de frequências de 100 Hz a 200 Hz e de 315 Hz a 800 Hz, houve um sutil aumento nos valores de $D_{n,e}$, ou seja, nas baixas e médias frequências e para a situação considerada, a chapa lisa de metal é preferível aos ressonadores de Helmholtz (módulo M_2).

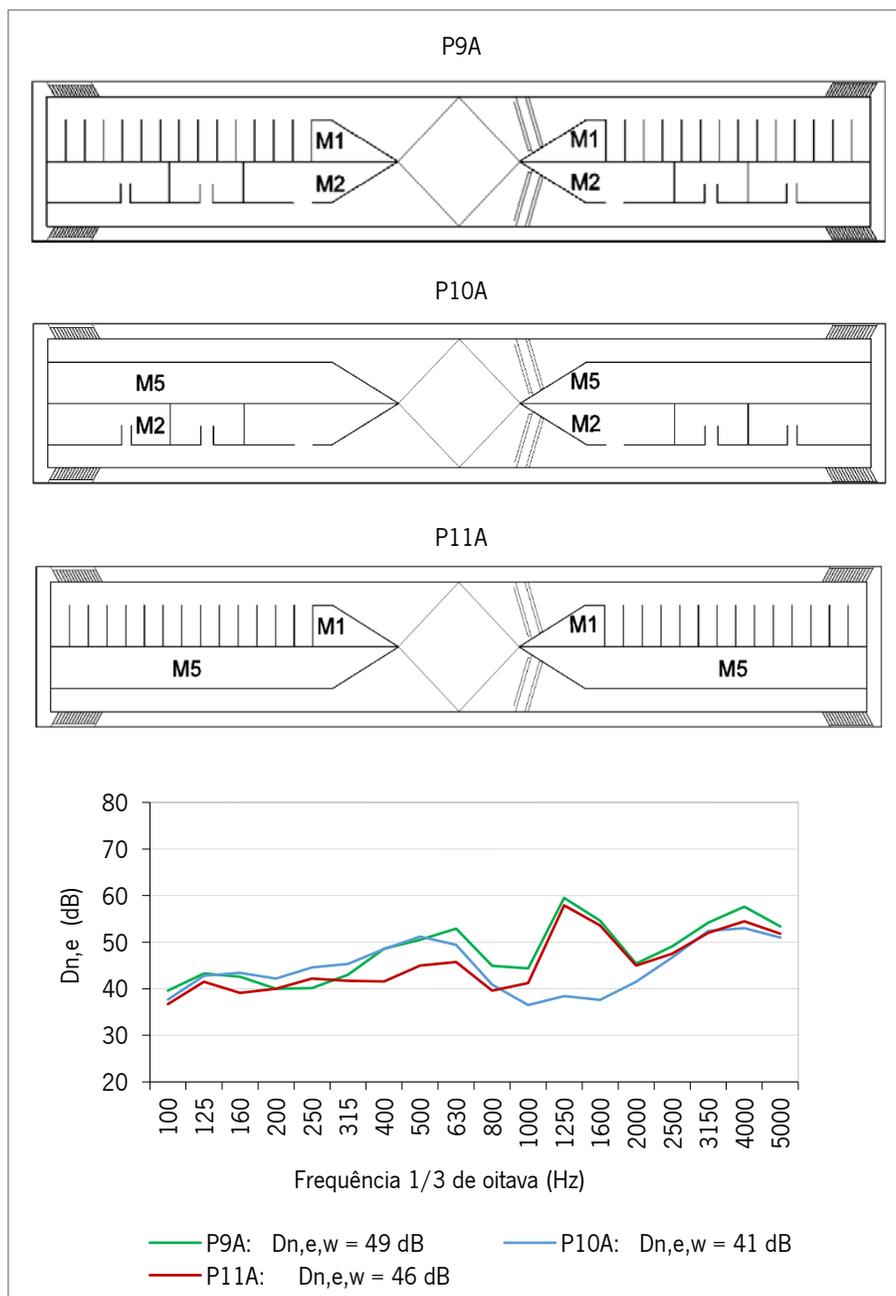


Figura 4.17. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P9A, P10A e P11A.

Na Figura 4.18 são comparados os desempenhos acústicos dos protótipos P3A e P4A. É possível ver na Figura 4.18 que as duas curvas de isolamento tem poucas discrepâncias, ou seja, é indiferente posicionar o módulo M5* próximo ao fechamento frontal ou ao fechamento posterior do protótipo, uma vez que a lã de vidro, dentro da cavidade fechada do módulo M5* e sem contacto direto com o fluxo de ar dos dutos, não consegue absorver os sons de alta e média frequência.

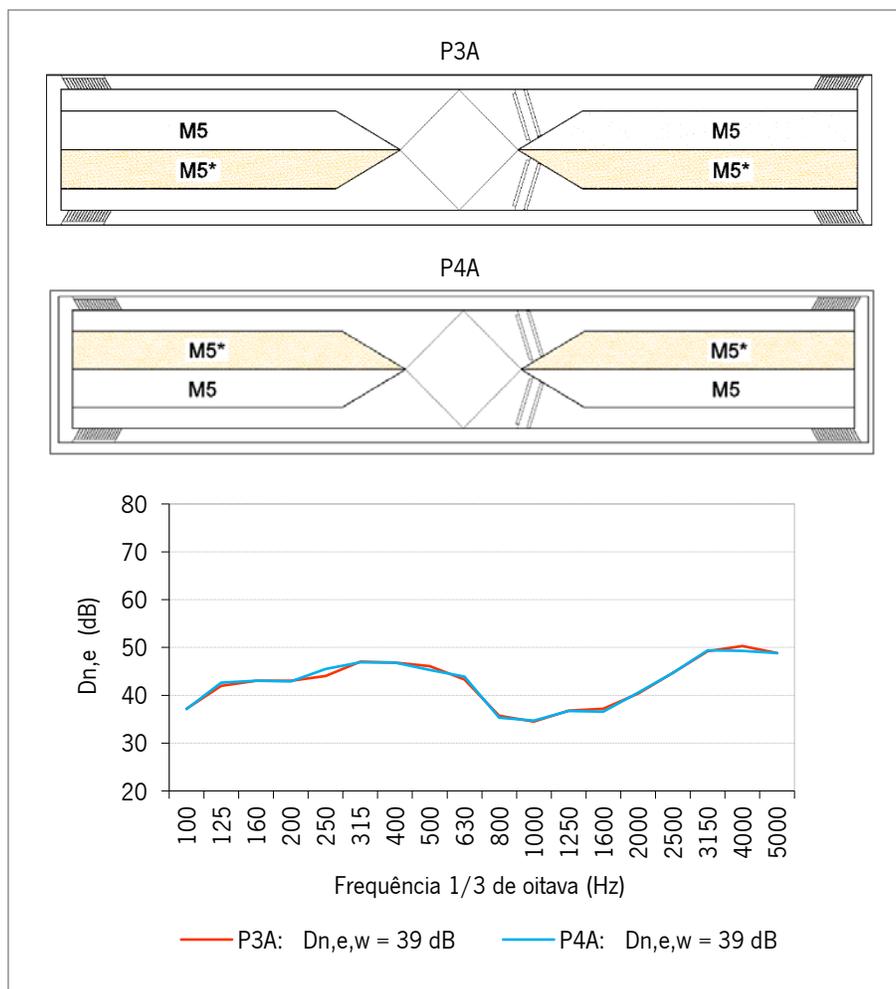


Figura 4.18. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P3A e P4A.

A Figura 4.19 compara os resultados dos testes acústicos dos protótipos P5A, P7A e P8A. A partir da análise da Figura 4.19 é possível ver que a inserção de lã de vidro na cavidade dos módulos M_4 (protótipo P7A) provoca um aumento de isolamento sonoro nas bandas de frequências de 100 Hz a 630 Hz, resultando numa variação de 3 dB a mais em relação ao $D_{n,e,w}$ do protótipo P5A. Quando a lã de vidro é colocada na cavidade dos módulos M_3 (protótipo P8A) o acréscimo no isolamento sonoro é de 8 dB, em relação ao protótipo P5A.

No espectro sonoro do protótipo P8A, comparado ao P5A, há melhorias relevantes nas bandas de frequências de 500 Hz a 2500 Hz. Ou seja, dentre as configurações P7A e P8A, conseguiu-se melhor resultado com a lã de vidro na cavidade do módulo M_3 do que no módulo M_4 .

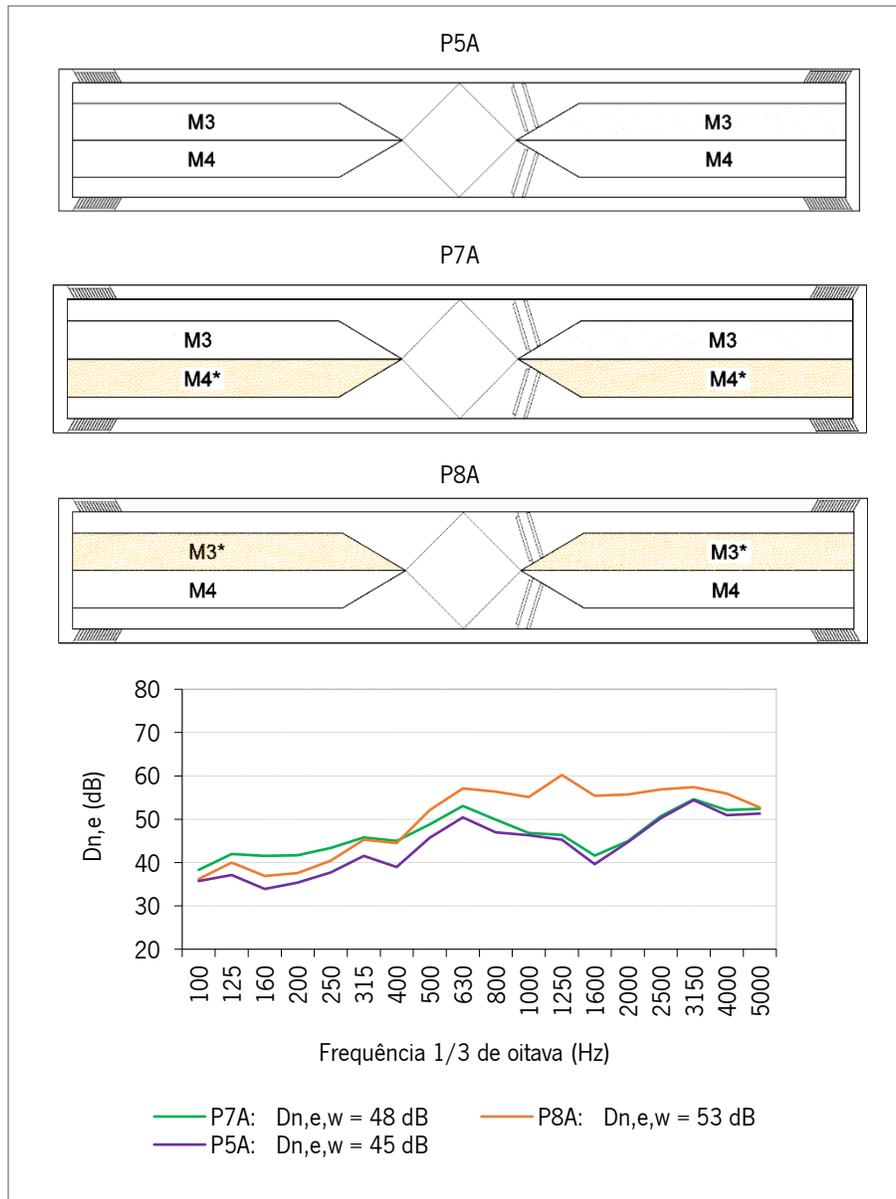


Figura 4.19. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P5A, P7A e P8A.

Na Figura 4.20 são apresentados e comparados os resultados dos testes acústicos dos protótipos P1A e P5A.

A frequência de 500 Hz, na Figura 4.20, é um ponto de viragem, ou seja, o isolamento sonoro do protótipo P5A aumenta nas bandas de frequências de 500 Hz a 5000 Hz (devido à ressonância do ar no interior dos módulos M_3 e M_4) e diminui nas bandas de frequências de 100 Hz a 500 Hz (por causa da retirada das chapas metálicas lisas vibrantes do módulo M_3).

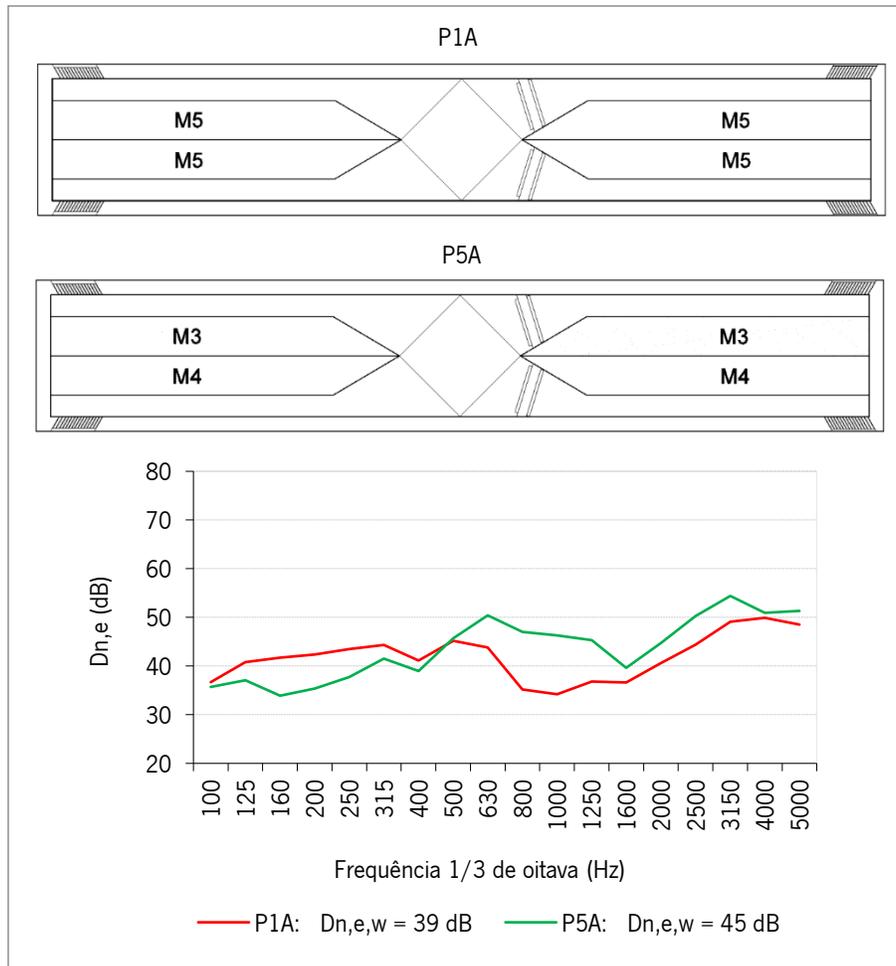


Figura 4.20. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P1A e P5A.

Na Figura 4.21 são comparados os desempenhos de isolamento sonoro dos protótipos P1A e P9A. Ao analisar o gráfico da Figura 4.21 verifica-se uma variação expressiva de 10 dB no valor do $D_{n,e,w}$ do protótipo P9A, em relação ao $D_{n,e,w}$ do protótipo P1A.

No que se refere ao $D_{n,e}$, constatam-se ganhos no isolamento sonoro de 315 Hz em diante e um pico característico em 1250 Hz, o qual denuncia a presença e eficiência dos ressonadores múltiplos de quarto de onda. Nas bandas de frequências de 100 Hz a 315 Hz, ocorrem variações menos pronunciadas no isolamento acústico do protótipo P9A.

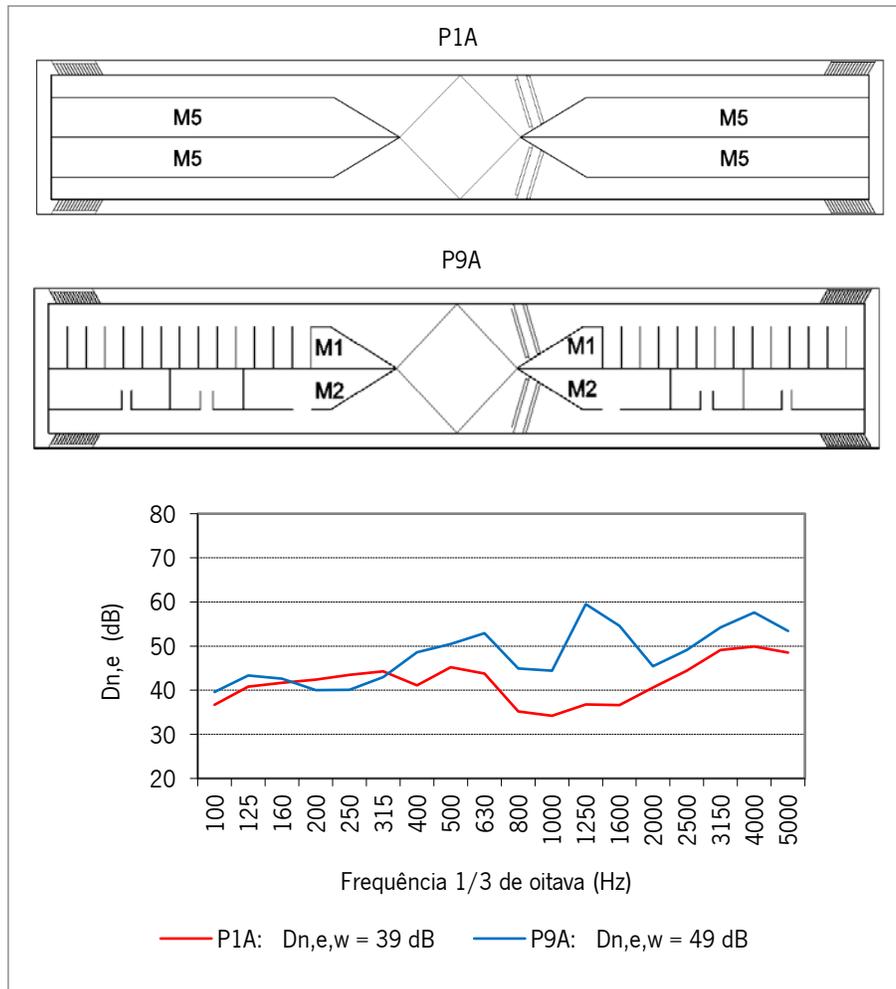


Figura 4.21. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P1A e P9A.

Na Figura 4.22 são mostradas as curvas de isolamento sonoro obtidas quando da substituição do módulo M_5 (no protótipo P1A) pelo módulo M_3 e pela substituição do módulo M_5 (no protótipo P1A) pelo módulo M_5^* , por forma a resultar nos protótipos P17A e P18A, respectivamente.

No caso dos protótipos P1A e P17A, houve um ganho mínimo de isolamento sonoro nas bandas de frequência de 400 Hz a 1600 Hz e uma perda de isolamento nas bandas de frequência de 125 Hz a 315 Hz.

No que se refere à comparação entre os resultados dos protótipos P17A e P18A, ambos os dispositivos tem um comportamento bastante parecido na banda de frequência de 500 Hz em diante. Nas bandas de frequência de 100 Hz a 500 Hz, entretanto, o protótipo P18A isola um pouco mais que o P17A, por causa

do efeito de redução das ondas estacionárias, por parte da lã de vidro dentro da cavidade do módulo M_5^* . Não obstante, tanto numa situação como noutra, o acréscimo no valor do $D_{n,e}$ foi de apenas 2 dB.

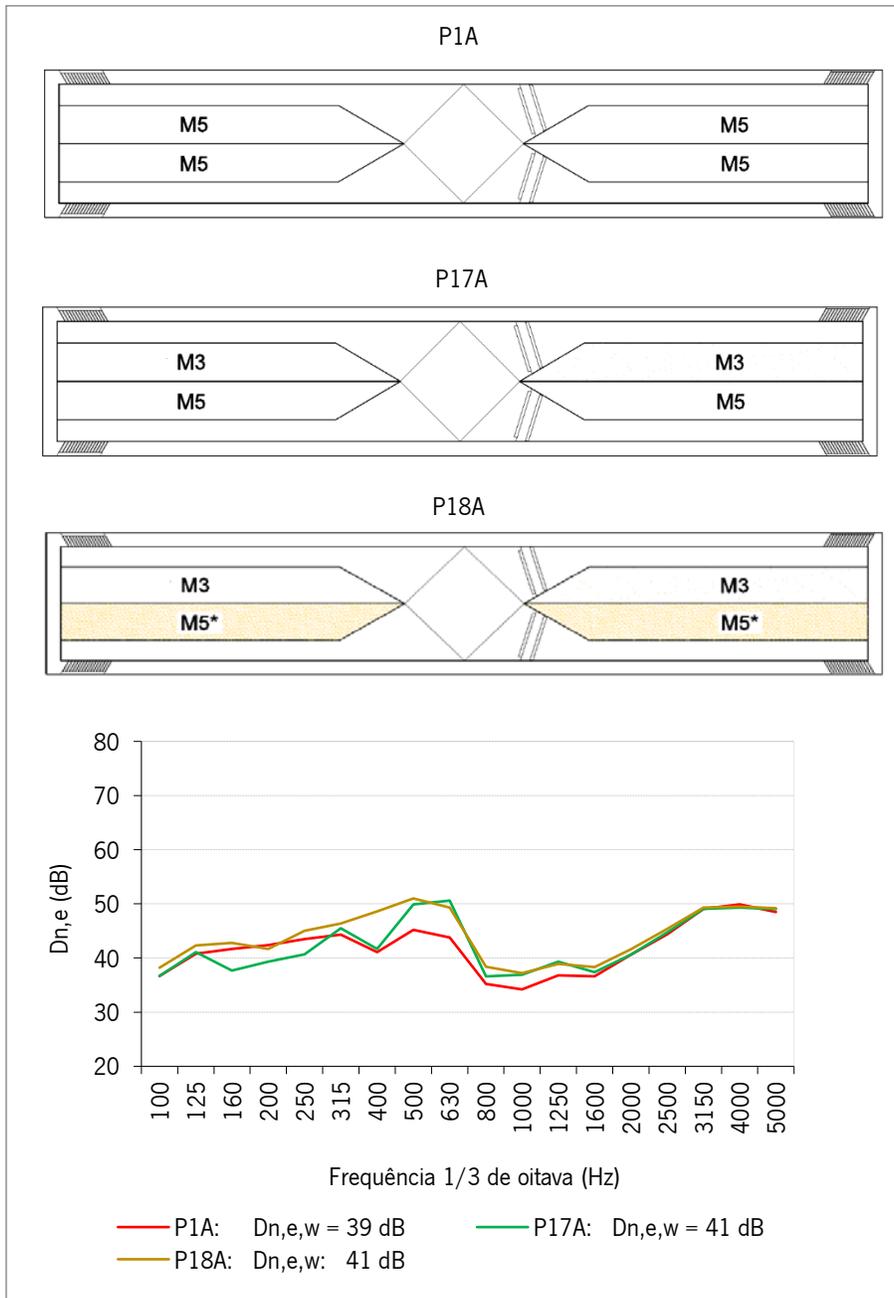


Figura 4.22. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P1A, P17A e P18A.

Na Figura 4.23 são apresentados e comparados os comportamentos sonoros dos protótipos P12A e P13A. Embora os protótipos P12A e P13A tenham o mesmo isolamento sonoro ($D_{n,e,w} = 43$ dB) constata-se que o

protótipo P13A é sutilmente superior nas bandas de frequência de 100 Hz a 630 Hz, por influência da lã de vidro.

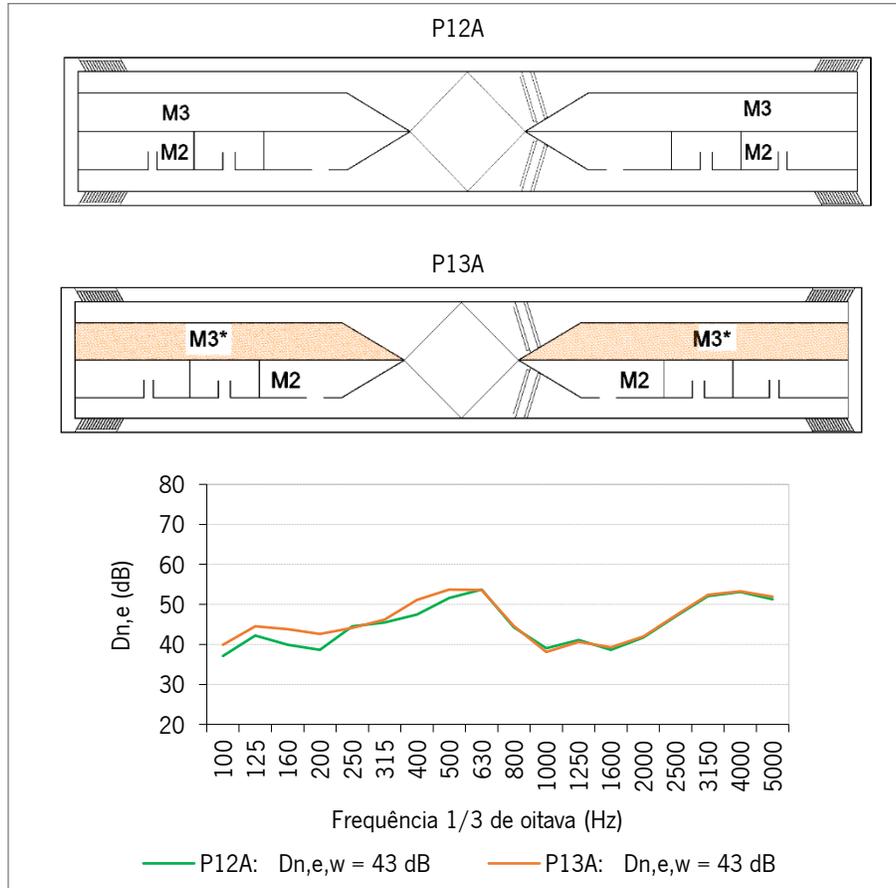


Figura 4.23. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P12A e P13A.

Na Figura 4.24, contrastam-se os desempenhos sonoros dos protótipos P14A e P15A. Ao analisar as curvas da Figura 4.24, fica evidente o pico de absorção sonora na banda de frequência de 1250 Hz provocado pelos ressonadores múltiplos de quarto de onda.

Nas demais bandas de frequências do espectro, todavia, as curvas mantêm diferenças mais discretas.

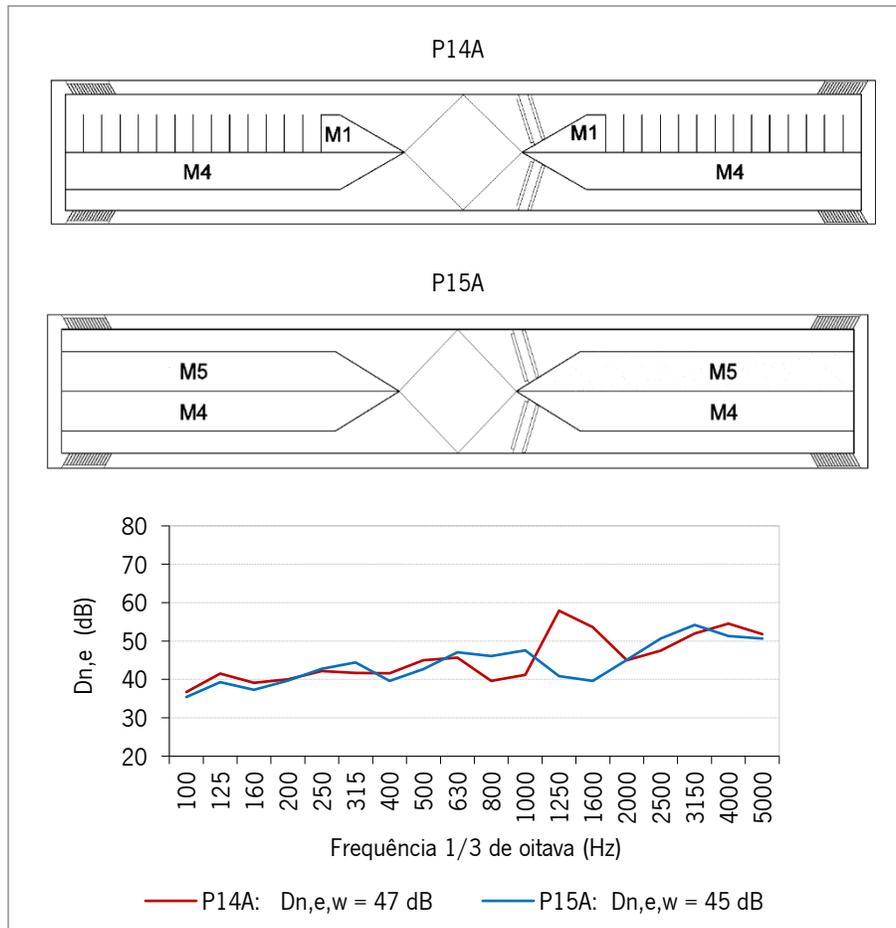


Figura 4.24. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P14A e P15A.

Na Figura 4.25 apresentam-se os descritores acústicos $D_{n,e}$ e $D_{n,e,w}$ referentes aos protótipos P8A e P16A. Vê-se na Figura 4.25 que os protótipos P8A e P16A tem o mesmo valor de $D_{n,e,w}$ e comportamentos acústicos semelhantes, nas bandas de frequências avaliadas. Nas bandas de frequência de 100 Hz a 400 Hz, o protótipo P16A tem um desempenho ligeiramente acima do protótipo P8A, ocorrendo o oposto nas bandas de frequência de 500 Hz a 3150 Hz.

Outro aspecto investigado na caracterização acústica dos protótipos, foi quanto à influência do nível de emissão de ruído das ventoinhas nos resultados de isolamento sonoro. Para isso, o protótipo P6A foi medido com as ventoinhas desligadas e depois comparado à situação com as ventoinhas ligadas, conforme mostra a Figura 4.26.

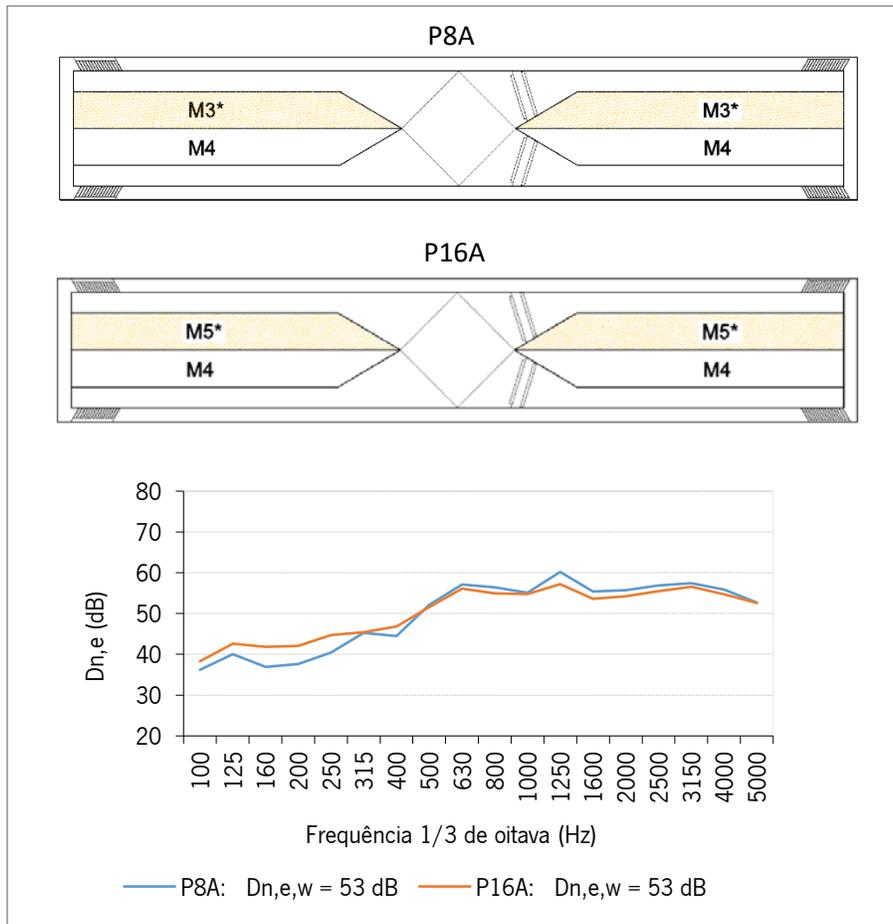


Figura 4.25. Curvas de isolamento e $D_{n,e,w}$ dos protótipos P8A e P16A.

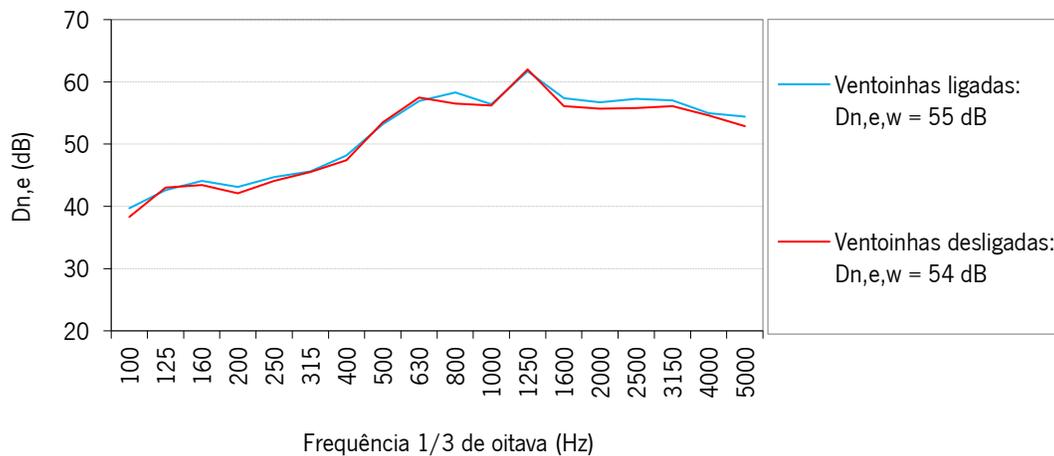


Figura 4.26. Curvas de isolamento sonoro do protótipo P6A com ventoinhas ligadas e desligadas.

Ao se observar a Figura 4.26 verifica-se que as curvas do protótipo P6A, nas duas situações consideradas (ventoinhas ligadas = 55 dB e ventoinhas desligadas = 54 dB), são praticamente coincidentes. A diferença de 1 dB, entre um resultado e outro, deve-se aos ajustes na curva de referência da norma ISO 717-1. Ou seja, o ruído provocado pelas ventoinhas não tem energia acústica suficiente para interferir nos resultados de isolamento sonoro dos protótipos.

4.2.3. Nível de emissão de ruído

A Figura 4.27 apresenta o nível de pressão sonora em dB(A) do ruído produzido pelas ventoinhas do protótipo P6A, medido na câmara de recepção.

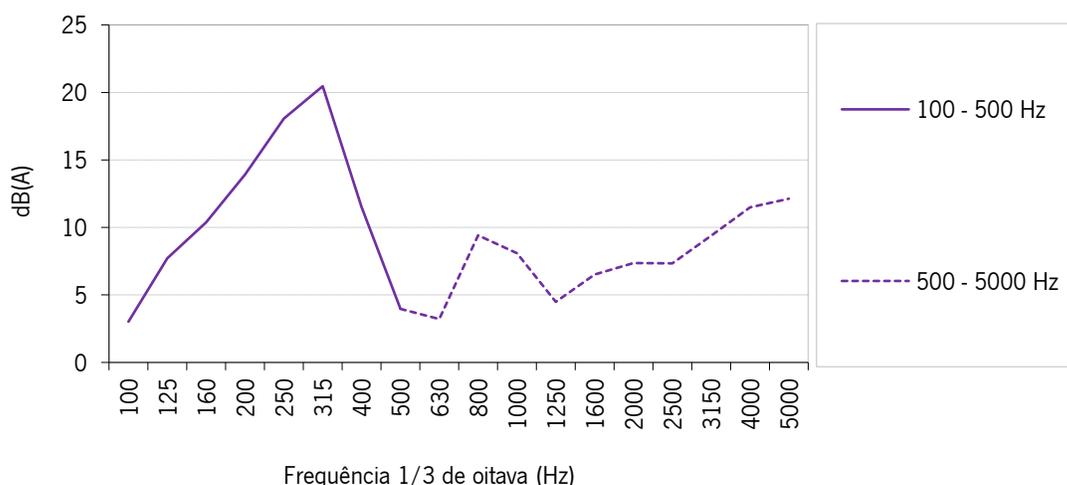


Figura 4.27. Nível de ruído em dB(A) emitido pelas ventoinhas do protótipo P6A.

A linha pontilhada na Figura 4.27, nas bandas de frequência acima de 500 Hz, está associada à incertezas de medição, tais como a sensibilidade do microfone. Por sua vez, a linha contínua na Figura 4.27 está relacionada à ressonâncias da câmara reverberante perante sons com bandas de frequência abaixo de 500 Hz.

Na Figura 4.27, constata-se mais energia sonora nas bandas de frequência de 100 Hz a 400 Hz, onde a eficiência do absorvedor sonoro é reduzida. Ao contrário, nas bandas de frequência de 500 Hz a 2500 Hz, nota-se o efeito provocado pela absorção sonora da lã de vidro (EN 13829, 2000). O nível de pressão sonora máximo do ruído emitido pelas ventoinhas ocorre na banda de frequência de 315 Hz e corresponde a 20,5 dB(A). Quanto ao nível de pressão sonora equivalente, seu valor é de 25 dB(A) e está em conformidade com

o que é recomendado para um ambiente interno, mobiliado e desocupado, durante o período noturno (Bies & Hansen, 2003). Assim, espera-se que a incomodidade decorrente do nível de ruído produzido pelos protótipos não seja significativa.

Na curva de ruído da Figura 4.27, chamam a atenção dois picos de energia sonora, próximos às bandas de frequências de 315 Hz e 800 Hz. O ruído tonal provocado por uma ventoinha num duto é previsto pela Equação 4.2 (Gadgil, Price, Shehabi, & Chan, 2006).

$$V_n = \frac{n \cdot K \cdot N}{60} \quad \text{Equação 4.2}$$

onde “ V_n ” é a n ésima frequência harmônica (Hz), “ n ” = 1,2,3..., “ k ” é o número de pás da ventoinha e “ N ” é a velocidade da ventoinha em rotações por minuto (rpm). De fato, a partir das características das ventoinhas utilizadas nos protótipos e considerando $n = 1$ para a fundamental e $n = 3$ para o segundo harmônico, resulta $v_1 = 270$ Hz e $v_3 = 810$ Hz. As frequências de ressonância calculadas são bastante próximas aos picos em 315 Hz e 800 Hz da Figura 4.27, sugerindo que o ruído das ventoinhas, nestas frequências, tem características tonais.

No Anexo VIII apresentam-se os resultados dos testes acústicos.

4.3. Resultados dos testes de ventilação

A Figura 4.28 mostra os resultados dos testes de permeabilidade ao ar da câmara de testes do LFTC, com e sem o protótipo P6A (ventoinhas ligadas).

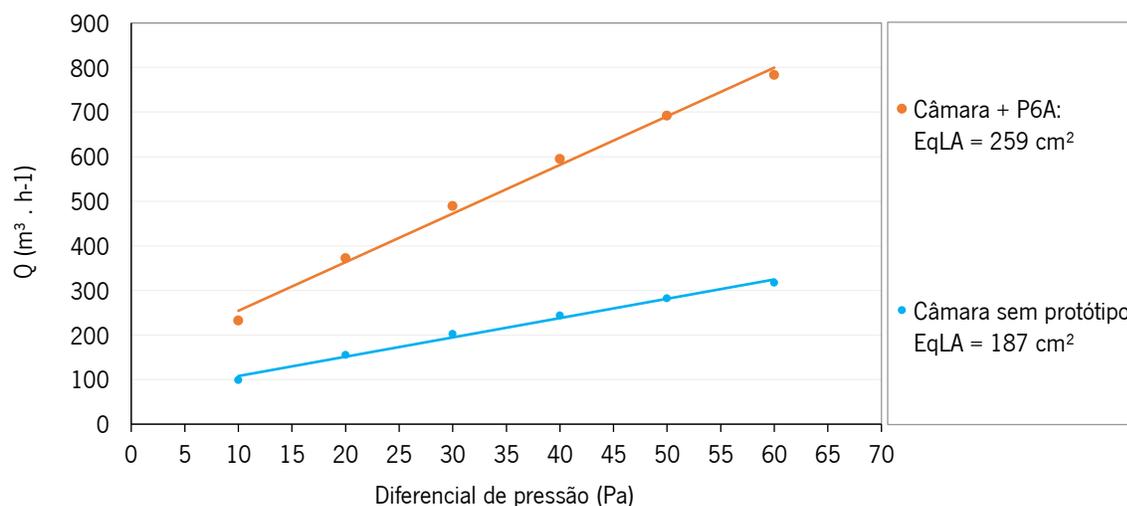


Figura 4.28. Curvas de permeabilidade ao ar: câmara de testes com e sem protótipo P6A.

As curvas de permeabilidade da Figura 4.28 estão associadas à expressão analítica da Equação 3.2 e denotam a evolução dos caudais de ventilação à medida que variam os diferenciais de pressão, induzidos pela porta ventiladora.

A legenda à direita da Figura 4.28, mostra a área equivalente de permeabilidade (EqLA) de cada teste de ventilação e representa, conforme definido pelo Conselho Nacional de Pesquisa do Canadá, a área em cm² que uma abertura de borda estreita necessitaria para escoar o mesmo volume de ar do edifício à pressão de 10 Pa (Gadgil et al., 2006). Verifica-se neste caso que, para uma pressão induzida de 10 Pa, a instalação do protótipo P6A na parede da câmara de testes aumentou-lhe a permeabilidade em 38,5%, conforme comprova a reta de cor laranja da Figura 4.28.

Constata-se também, na Figura 4.28, que as curvas de permeabilidade convergem para diferenciais de pressão mais reduzidos e divergem quando as pressões são mais elevadas. O tipo de junção entre os fechamentos frontal, posterior, superior e inferior do protótipos P6A ajuda a compreender esta questão.

Uma vez que os fechamentos frontal e posterior do Protótipo P6A foram previstos para serem encaixados nos fechamentos superior e inferior, para ganhar agilidade nos ensaios acústicos, deve-se considerar que a vedação, em tais encaixes, não é completa. Assim, como não há uma estanqueidade perfeita nas junções dos elementos do protótipo, uma parte do fluxo de ar acaba por passar entre as frestas, principalmente nas pressões mais elevadas.

A Tabela 4.7, elaborada com base na Equação 3.2 e nos dados obtidos com o *software* Tectite, apresenta os coeficientes “C” e “n” e os caudais de ventilação a 50 Pa, referentes à cada teste realizado.

Com os dados da Tabela 4.7 e por meio da Equação 4.3 (ASTM E1827 – 11, 2017) calcularam-se as taxas de renovação de ar (rph_{50}) do protótipo P6A com as ventoinhas ligadas.

$$rph_{50} = \frac{Q50_{C+P} - Q50_C}{n V50} \quad \text{Equação 4.3}$$

onde “ $Q50_{C+P}$ ” é o caudal de ventilação da câmara com o protótipo ($m^3 \cdot h^{-1}$), “ $Q50_C$ ” é o caudal de ventilação da câmara sem o protótipo ($m^3 \cdot h^{-1}$), “n” é o número de dutos do protótipo ($n = 2$) e $V50$ é o volume da câmara de testes ($V50 = 28,54 m^3$). Do que foi exposto, decorre que a taxa de renovação de ar do protótipo P6A (a 50 Pa) é de 3,73 rph.

Tabela 4.7. Parâmetros de ventilação: coeficientes C, n e caudal Q_{50} .

Elemento em teste	Q_{50} (m ³ /h)	EqLA (cm ²)	C	n	Coefficiente de correlação
Câmara de testes sem protótipo	479	187	21,9	0,653	0,99976
Câmara + P6A (vent. ligadas)	692	259	28,7	0,678	0,99991
Câmara + P6A (vent. desligadas)	688	263	30,0	0,665	0,99992

O coeficiente de fluxo “n” (ver Equação 3.2) está associado à resistência da passagem do fluxo de ar através de aberturas e tem como limite teórico valores compreendidos entre 0,5 e 1,0 (Gadgil et al., 2006). Em regimes completamente turbulentos “n” tende a aproximar-se de 0,5 e em regimes completamente laminares, “n” tende ao valor 1,0.

Nos testes de ventilação efetuados (ver Tabela 4.7) o coeficiente de fluxo assumiu valores intermediários entre 0,5 e 1,0. Isto significa que o fluxo de ar apresentou uma característica turbulenta, de intensidade variável, causada pelos absorvedores sonoros resistivos e pelas tortuosidades da geometria interna do protótipo sem, no entanto, inviabilizar o desempenho ventilatório do dispositivo.

A predefinição da taxa de renovação de ar, como um dos parâmetros de entrada no projeto da edificação, é uma maneira indireta de assegurar qualidade satisfatória do ar em zonas ocupadas (EN 16798-2, 2019). A nível internacional, os países tem legislações diferentes em relação às taxas mínimas de renovação de ar (ver Tabela 2.6) e, no caso de edifícios residenciais, estas taxas normalmente variam entre 0,4 rph e 0,7 rph. Assumindo que o limite da pressão estática das ventoinhas utilizadas no protótipo P6A varia entre 15 Pa a 22 Pa, e tendo em conta os valores dos respectivos coeficientes “C” e “n” apresentados na Tabela 4.7, é possível utilizar as Equações 3.2 e 4.3 para calcular a taxa de renovação de ar do dispositivo nestas pressões, conforme mostrado na Tabela 4.8 (onde também é mostrada a rph a 50 Pa).

Tabela 4.8. Protótipo P6A: rph a 15 Pa, 22 Pa e 50 Pa.

Pressão (Pa)	rph
15	1,54
22	2,04
50	3,73

Comparando os resultados da Tabela 4.8 com o intervalo de taxas de renovação de ar para edifícios residenciais (0,4 rph – 0,7 rph) verifica-se que o protótipo P6A cumpre tais requisitos de ventilação, assim como cumprem os requisitos da norma portuguesa NP 1037.

No intuito de verificar a influência das ventoinhas nos resultados de ventilação, fizeram-se medições da permeabilidade ao ar do protótipo P6A com as ventoinhas desligadas.

A Figura 4.29 mostra as curvas de permeabilidade do protótipo P6A, com as ventoinhas ligadas e desligadas.

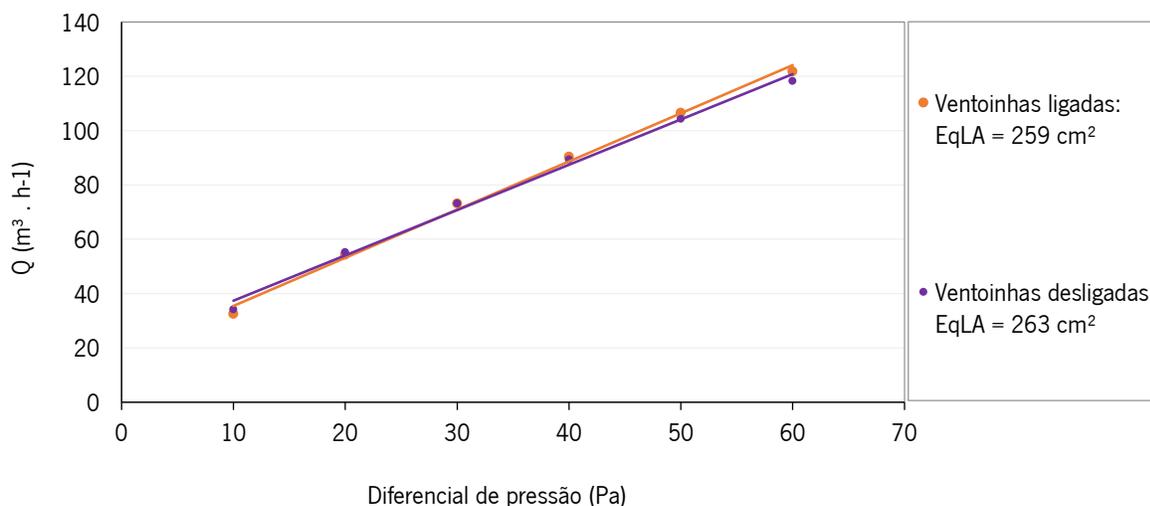


Figura 4.29. Protótipo P6A: permeabilidade ao ar com ventoinhas ligadas e desligadas.

Verifica-se na Figura 4.29 que as duas retas quase coincidem, ou seja, pelos motivos já expostos anteriormente com relação à estanqueidade entre os encaixes dos fechamentos frontal e posterior do protótipo P6A, o fato das ventoinhas estarem ligadas ou desligadas não interfere nos caudais de ar que passam pelo referido protótipo, por causa das infiltrações nas juntas dos componentes.

No Anexo IX constam os resultados da campanha experimental dos testes de ventilação no LFTC.

4.4. Permeabilidade *versus* eficiência acústica

Nesta seção será apresentado um exemplo prático e comparativo entre os desempenhos acústico e de ventilação de uma fachada leve de *steel frame*, cuja permeabilidade inicial foi alterada em decorrência de quatro situações distintas, a seguir mencionadas:

- Foi instalado na parede de *steel frame* o protótipo P6A;
- O protótipo P6A foi retirado da parede e, em seu lugar, fez-se uma abertura de ventilação natural com o mesmo caudal de ventilação do protótipo e índice $D_{n,e,w}$ calculado conforme a norma ISO 12354-3, na parte referente à aberturas de ventilação acusticamente não tratadas;

- Na parede de *steel frame* com o protótipo P6A, foi também instalada uma janela oscilo-batente, completamente fechada e estanque ao ar em todo o perímetro;
- Na parede de *steel frame* com a abertura de ventilação natural, foi adicionalmente instalada uma janela oscilo-batente, igual à janela da situação anterior.

Para tal, foram consideradas as seguintes variáveis de contorno: fachada de 10 m² em *steel frame* com isolamento sonoro de 47 dB e estanque em toda superfície, área seccional do duto de admissão de ar do protótipo P6A igual a 0,0035 m², área do vão na parede (para instalação do protótipo) igual a 0,14 m², volume do ambiente igual a 28,54 m³, diferencial de pressão de 10 Pa e janela oscilo-batente (totalmente fechada e estanque) com dimensões de 1,40 m x 1,20 m e com R_w = 26 dB.

Inicialmente calculou-se a taxa de renovação de ar e o caudal de ventilação do protótipo P6A, para a pressão de 10 Pa, utilizando-se para isto os dados da Tabela 4.7 e a Equação 3.1. Depois, obteve-se a velocidade média do ar no protótipo P6A (m/s), por meio da Equação 4.4.

$$v_m = \frac{Q_{10}}{A_d} \quad \text{Equação 4.4}$$

onde “Q10” é o caudal de ventilação do protótipo P6A no duto de admissão de ar (m³/s) e “A_d” é a área seccional do duto (m²).

De seguida, a partir da Equação 4.5, calculou-se qual deve ser a área livre na abertura de ventilação natural para ter o mesmo caudal de ventilação do protótipo P6A (para a mesma velocidade do ar e mesmo diferencial de pressão).

A Equação 4.5, proposta por Lamberts (2000), fundamenta-se no caudal de ar admitido no edifício através de uma abertura de ventilação natural.

$$A_a = \frac{VR}{0,025 V_m} \quad \text{Equação 4.5}$$

onde “A_a” é a área da abertura de ventilação (m²), “VR” é o caudal de ventilação (m³/s) e “V_m” é a velocidade do ar na abertura de ventilação (m/s).

A Tabela 4.9 sumariza os dados de ventilação para as situações descritas anteriormente.

Tabela 4.9. Variáveis de ventilação do exemplo da Seção 4.4.

Composição da fachada	Pressão (Pa)	Q ₁₀ (m ³ /h)	rph	V _m (m/s)	Área (m ²)
Parede	—	—	—	—	—
Parede + P6A	10	32,48	1,14	2,57	0,0035 (duto)
Parede + abertura	10	32,48	1,14	2,57	0,1400 (abertura)
Parede + P6A + janela	10	32,48	1,14	2,57	0,0035 (duto)
Parede + abertura + janela	10	32,48	1,14	2,57	0,1400 (abertura)

A Tabela 4.10 mostra como é o comportamento acústico da fachada nas situações consideradas no presente exemplo.

Tabela 4.10. Isolamento sonoro *versus* permeabilidade em fachadas leves compostas.

Composição da fachada	Isolamento sonoro			
	σ _{parede}	σ _{elemento}	σ _{janela}	R _w (dB)
Parede	0,00001995	—	—	47
Parede + P6A	0,00001967	0,00000316	—	46
Parede + P6A + janela	0,00001632	0,00000316	0,000422	34
Parede + abertura	0,00001967	0,01400000	—	19
Parede + abertura + janela	0,00001632	0,01400000	0,000422	18

A partir dos dados das Tabelas 4.9 e 4.10, são feitas as seguintes inferências:

- Sob o ponto de vista da permeabilidade ao ar, para que a abertura de ventilação natural possa ter o mesmo caudal de ventilação do protótipo P6A (32,48 m³/h), mantidas as mesmas condições de contorno (P = 10 Pa e V_m = 2,57 m/s), sua área livre de ventilação deve ser quarenta vezes maior (0,14 m²) do que a área livre de ventilação do protótipo (0,0035 m²);
- Na situação que envolve a utilização da janela oscilo-batente, junto com o protótipo ou então com a abertura de ventilação natural, admite-se não ter havido alteração de permeabilidade da envolvente por estar a janela totalmente fechada e ser estanque em todo o perímetro;
- A utilização do protótipo P6A na parede básica, sem a janela oscilo-batente, reduz o isolamento sonoro da parede em apenas 1 dB (de 47 dB para 46 dB), uma vez que o isolamento sonoro do protótipo P6A é elevado (55 dB). Porém, quando o protótipo P6A é instalado juntamente com a janela oscilo-batente, o R_w da fachada composta reduz-se de 46 dB para 34 dB;

- Quando o protótipo P6A é substituído por uma abertura de ventilação natural, sem tratamento acústico e com o mesmo caudal de ventilação, o valor do R_w reduz-se de 47 dB para 19 dB (sem a janela oscilo-batente) e de 47 dB para 18 dB, com a janela. Ou seja, para o mesmo caudal de ventilação, o protótipo P6A consegue ser acusticamente mais eficiente do que a abertura de ventilação natural. Isto ocorre por causa do silenciador inerente ao dispositivo e, também, devido à necessidade reduzida de permeabilidade na fachada, facilitada pela ventilação forçada do ar;
- Comparando-se os valores do R_w da Tabela 4.10 com os índices de isolamento sonoro previstos no RRAE (Decreto-Lei n.º 96/2008) (28 dB para zonas sensíveis e 33 dB para zonas mistas) verifica-se que o protótipo P6A cumpre os requisitos de isolamento sonoro em qualquer situação, ou seja, com ou sem a janela oscilo-batente;
- O mesmo não se verifica com a abertura de ventilação natural, pois os índices de isolamento sonoro da fachada composta, sem e com a janela oscilo-batente (19 dB e 18 dB), estão aquém do recomendado pelo RRAE (Decreto-Lei n.º 96/2008). Assim, por mais que se aumente o R_w da janela, o desempenho sonoro da fachada composta manter-se-á em incumprimento com a referida legislação, haja vista que o isolamento (quase nulo) da abertura de ventilação, é o que predomina.

Na Tabela 4.10, o isolamento sonoro da parede básica, com e sem o protótipo P6A, foi calculado de acordo com os procedimentos da norma ISO 12354-3, conforme a Equação 4.6 (ISO 12354-3, 2017).

$$R_w = -10 \log \left(\sum_{i=1}^n \sigma_{e,i} \right) \quad \text{Equação 4.6}$$

onde “ $\sigma_{e,i}$ ” é o coeficiente de transmissão sonora direta de um elemento “i” da fachada. As transmissões marginais, para aplicações in situ, não foram consideradas nestes cálculos acústicos.

O coeficiente de transmissão sonora do protótipo P6A (elemento técnico de pequenas dimensões), foi calculado usando a Equação 4.7, conforme parágrafo 4.2.2 da ISO 12354-3 (2017).

$$\sigma_{elem} = \frac{A_0}{S} 10^{\frac{-D_{n,e,i}}{10}} \quad \text{Equação 4.7}$$

onde $A_0 = 10 \text{ m}^2$, “ $D_{n,e,i}$ ” é a diferença de nível sonoro normalizada do protótipo P6A (dB) e “S” é a área total da fachada (soma da área de todos os elementos) vista pelo lado de dentro da habitação.

O coeficiente de transmissão sonora da parede foi calculado por meio da Equação 4.8 (parágrafo 4.2.3 da ISO 12354-3 (2017)).

$$\sigma_{\text{wall}} = \frac{S_{\text{wall}}}{S} 10^{\frac{-R_{\text{wall}}}{10}} \quad \text{Equação 4.8}$$

onde “ R_{wall} ” é o índice de redução sonora da parede (dB), “ S_{wall} ” é a área da parede (m^2) e “ S ” é a área total da fachada, vista pelo lado de dentro da habitação.

A diferença normalizada de nível sonoro da abertura de ventilação foi obtida através da Equação 4.9 (parágrafo D.3 da norma ISO 12354-3 (2017)).

$$D_{n,e} = -10 \log \left(\frac{S_{\text{open}}}{A_0} \right) \quad \text{Equação 4.9}$$

em que “ S_{open} ” é a área da abertura (m^2) e “ A_0 ” é a área de absorção sonora equivalente de referência para habitações (10 m^2).

4.5. Resultados dos testes de térmica

Conforme mencionado no capítulo anterior, as medições de avaliação do desempenho térmico tiveram por objetivo principal investigar a resistência térmica do protótipo P6A em duas situações, ou seja, com ventoinhas ligadas ou desligadas. O valor obtido nas medições de térmica representa a média das grandezas físicas ao longo de um intervalo de cinco minutos, por medição.

Após o término das medições de avaliação do desempenho térmico, obteve-se a resistência térmica do protótipo, através do método de cálculo que será a seguir descrito.

O primeiro procedimento, neste sentido, foi determinar as diferenças de temperatura entre as superfícies interior e exterior do protótipo. Assim, partindo-se do princípio de que o fluxo de calor é perpendicular ao protótipo, calculou-se a diferença de temperatura entre os fechamentos frontal e posterior, por meio da Equação 4.10 (ASTM C1155-95, 2013).

$$\Delta T_s = T_{is} - T_{os} \quad \text{Equação 4.10}$$

Sendo “ ΔT_s ” a diferença entre as temperaturas superficiais interior “ T_{is} ” e exterior “ T_{os} ”.

Depois, por meio do método da soma, obteve-se a resistência térmica do protótipo P6A, com as ventoinhas ligadas e desligadas. Tal método de cálculo, efetuado conforme a Equação 4.11, fundamenta-se nos dados de fluxo de calor e nas diferenças de temperatura superficial acumulados ao longo do tempo de medição.

$$R_e = \frac{\sum_{k=1}^M \Delta T_k}{\sum_{k=1}^M q_k} \quad \text{Equação 4.11}$$

onde “ R_e ” é a resistência térmica do protótipo, “ ΔT_k ” é a diferença de temperatura entre os fechamentos frontal e posterior do protótipo num determinado período de tempo, e “ q_k ” é o fluxo de calor para este mesmo período de tempo.

De seguida, por meio da equação mencionada no ponto 6.5 da norma ASTM C1155-95 (2013), efetuou-se o teste de convergência entre os valores de resistência térmica obtidos. O valor do fator de convergência (ASTM C1155-95, 2013), calculado através da Equação 4.12, deve ser menor do que 10% durante três períodos consecutivos.

$$CR_n = \frac{R_e(t) - R_e(t - n)}{R_e(t)} \leq 0,1 \quad \text{Equação 4.12}$$

em que “ CR_n ” é o fator de convergência, “ $R_e(t)$ ” é a resistência térmica no período “ t ” e “ $R_e(t - n)$ ” é a resistência térmica obtida no período anterior ao período “ t ”.

Finalmente, os resultados de resistência térmica foram submetidos à validação pelo teste da variância, através da Equação 4.13.

$$VR_e = \left[\frac{s(R_e)}{\text{mean}(R_e)} \right] \times 100\% \quad \text{Equação 4.13}$$

onde “ VR_e ” é a variância da amostra, “ $s(R_e)$ ” é o desvio padrão e “ $\text{mean}(R_e)$ ” é a média da amostra. Conforme a norma ASTM C1155-95 (2013), se a variância for menor do que 10% os valores medidos são aceitáveis e, nesse caso, a resistência térmica do protótipo é determinada através da média dos valores.

A Tabela 4.11 resume os resultados das medições de térmica com o protótipo P6A. Ao analisar a Tabela 4.11, constata-se que o fator de convergência, em todas as situações medidas, está abaixo de 0,1 e que os valores da variância são todos menores do que 10%. Portanto, os resultados das medições de avaliação do desempenho térmico são convergentes e tem confiabilidade.

Tabela 4.11. Resultados das medições de térmica com o protótipo P6A.

Situação avaliada	R (m ² .°C/W)	U (W/m ² .°C)	CR _n	s	V
P6A - Ventoinhas ligadas	0,47	2,13	0,04	0,03	4,47
P6A - Ventoinhas desligadas	0,43	2,32	0,02	0,01	2,93

Comparando-se as transmitâncias térmicas do protótipo P6A (ver Tabela 4.11) com as metas de desempenho térmico descritas na Tabela 3.1 ($U \leq 2,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$) constata-se que a solução desenvolvida cumpre o requisito de desempenho térmico previamente estabelecido.

O coeficiente de transmissão térmica médio de 71 tipos diferentes de grelhas de ventilação natural, comercialmente disponíveis (Renson, 2020c) é $U_m = 3,46 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$. Confrontando-se o desempenho térmico dos referidos produtos com a transmitância térmica média do protótipo P6A ($U = 2,23 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$), verifica-se que o dispositivo apresenta coeficiente de transmissão térmica condizente com o desempenho térmico das soluções de mercado, com as quais foi comparado. De referir que não são muitos os fabricantes que apresentam os valores do coeficiente de transmissão térmica nos catálogos dos seus produtos. Quanto à influência das ventoinhas na resistência térmica do protótipo P6A, pode-se dizer que a diferença nos resultados não é relevante pois a transferência de calor por condução nas chapas de aço galvanizado prevalece sobre a convecção.

No Anexo X são mostrados os resultados dos ensaios de avaliação do desempenho térmico do protótipo P6A, com as ventoinhas ligadas e desligadas.

4.6. Aspectos do consumo energético dos protótipos

Nesta secção pretende-se fazer uma caracterização sucinta quanto ao consumo energético e à emissão de CO₂ associados ao funcionamento das ventoinhas dos protótipos. Inicialmente, tendo como base as características técnicas dos dispositivos, e a Equação 4.14, calculou-se a energia elétrica consumida pelas duas ventoinhas dos protótipos, em kWh por ano.

$$W = 0,73 V i t_h \quad \text{Equação 4.14}$$

sendo “V” a voltagem das ventoinhas (Volts), “i” a corrente elétrica das ventoinhas (Ampères) e “t_h” o número de horas diárias em que as ventoinhas permanecem ligadas. Do que foi exposto, decorre que a energia elétrica consumida pelos protótipos, para um período de funcionamento diário de 10 horas, é de 17,52 kWh

por ano. Tendo em conta que o preço médio do kWh nas habitações dos países da União Europeia é da ordem de 0,20 € (Comissão Europeia, 2020), resulta que o valor da energia elétrica consumida pelos dispositivos é de 3,50 € por ano.

Considerando um fator de emissão de CO₂ igual a 101,30 gramas/kWh (EDP, 2020), a quantidade total de CO₂ libertado para a atmosfera, para o consumo anual de energia de 17,52 kWh, é de 1,7 kg por ano.

CAPÍTULO 5. CONCLUSÃO

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões da investigação, assim como as sugestões para trabalhos futuros.

5.1. Conclusões

O objetivo principal da tese foi desenvolver um ventilador mecânico integrado às zonas opaca ou translúcida da fachada, fabricado a partir de materiais convencionais e de custo reduzido, capaz de propiciar isolamento termoacústico e ventilação adequada às habitações. Para tal, fez-se inicialmente um estudo teórico da problemática existente, a partir do qual emergiram dezenove protótipos diferentes nos quais previu-se, como material principal constituinte, o uso de chapas de aço galvanizado. Após validados, os protótipos foram avaliados em laboratório para caracterização de seu desempenho termoacústico e de ventilação.

Os resultados dos testes acústicos com os protótipos revelaram o seguinte:

- Dentre todos os protótipos avaliados, o protótipo P6A foi o que apresentou o mais elevado número único de isolamento sonoro com $D_{n,e,w} = 55$ dB. Quanto ao comportamento da curva de isolamento, o referido dispositivo mostrou um efeito de absorção sonora em banda larga, provocado pela lâ de vidro com painel perfurado, com um valor mínimo de isolamento sonoro na banda de frequência de 100 Hz ($D_{n,e} = 39,7$ dB) e um valor máximo na banda de frequência de 1250 Hz ($D_{n,e} = 61,7$ dB);
- O mecanismo de absorção sonora resistivo da lâ de vidro com painel perfurado provou ser mais efetivo na mitigação ao ruído do que as chapas vibrantes e os ressonadores de quarto de onda e de Helmholtz. Tal eficácia ocorreu em todas as frequências de terço de oitava e está relacionado à maior dissipação da energia acústica por parte do absorvedor resistivo;
- O comportamento acústico dos módulos de absorção sonora à base de lâ de vidro, tal como por exemplo nos protótipos P2A e P6A, comprovam que a lâ de vidro só consegue absorver eficientemente os sons de média e alta frequência se o material que a protege (chapa de metal) tiver permeabilidade suficiente em relação às ondas sonoras;
- Os ressonadores múltiplos de quarto de onda, presentes no módulo de absorção M_1 , foram mais impactantes para o valor do índice $D_{n,e,w}$ dos protótipos do que os ressonadores de Helmholtz, existentes no módulo de absorção M_2 ;

- O pico na curva de isolamento sonoro do protótipo P9A, próximo à frequência de ressonância prevista para os ressonadores de quarto de onda em 1307 Hz, realça o potencial deste tipo de estratégia para reduzir o ruído tonal em dutos de ventilação;
- O nível de pressão sonora do ruído emitido pelas ventoinhas dos protótipos foi menor que 25 dB(A) em todas as bandas de frequência medidas e não interferiu nos resultados de isolamento sonoro. Por este motivo, é esperado que não comprometa o conforto acústico quando da utilização dos protótipos na fachada dos recintos;
- Os diferentes resultados obtidos pelos dezenove tipos de protótipos em relação ao índice $D_{n,e,w}$ (entre 39 dB a 55 dB), permite escolher a configuração de dispositivo mais adequada para utilização em determinada fachada, consoante a magnitude e as características tonais do ruído ambiental externo que incide na edificação;
- Para o mesmo caudal de ventilação, o protótipo P6A consegue ser acusticamente mais eficiente do que uma abertura de ventilação natural, em virtude de necessitar de permeabilidade mais reduzida na fachada;
- O comportamento acústico dos protótipos propostos nesta investigação é compatível com o estado da arte dos materiais usualmente utilizados nas fachadas compostas dos edifícios portugueses, pois cumpre o RRAE conforme foi demonstrado na Seção 4.4.

Em relação aos aspectos da ventilação, conclui-se o seguinte:

- Os dispositivos desenvolvidos cumprem o requisito de ventilação da norma portuguesa NP 1037 para uso em ambientes com volume entre 30 m³ a 45 m³;
- As restrições ao fluxo de ar nos protótipos, provocadas pelos absorvedores sonoros e pela geometria tortuosa dos dutos, não são suficientes para impedir a adequada taxa de ventilação dos dispositivos;
- No protótipo P6A, a estanqueidade da envolvente com as ventoinhas ligadas é praticamente a mesma em relação à situação em que as ventoinhas estão desligadas. Tal fato ocorre em virtude de não haver uma vedação perfeita entre as junções dos fechamentos frontal e posterior do dispositivo com os fechamentos superior e inferior;
- Sob o ponto de vista da permeabilidade ao ar, para que uma abertura de ventilação natural tenha o mesmo caudal de ventilação do protótipo P6A, mantidas as mesmas condições de contorno, sua área livre de ventilação deve ser cerca de quarenta vezes maior do que a área livre de ventilação do dispositivo desenvolvido, tal como foi descrito na Seção 4.4.

Os resultados obtidos nos testes de térmica possibilitaram as seguintes inferências:

- A transmitância térmica média do protótipo P6A ($U = 2,23 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) teve resultados melhores que a meta de desempenho térmico previamente definida nesta investigação ($U \leq 2,8 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$), assim como em relação à transmitância térmica média de algumas soluções de mercado avaliadas na presente tese ($U_m = 3,46 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$);
- Considera-se que o uso de materiais com transmitância térmica menos elevada nos protótipos (por exemplo chapas de PVC ao invés de chapas de metal), viria a potencializar ainda mais a solução no que se refere ao isolamento térmico;
- As ventoinhas não tiveram influência significativa no valor da transmitância térmica do protótipo, uma vez que a transferência de calor por condução, nas chapas metálicas, predomina sobre a convecção;
- Do ponto de vista do desempenho térmico e quando comparado às soluções de mercado, o protótipo avaliado é adequado para uso na fachada dos edifícios. Embora as demais configurações de protótipos não tenham sido avaliadas na campanha experimental de térmica, por motivos de custos e de prazo, é esperado que os demais protótipos tenham desempenho térmico próximo ao que foi verificado para o protótipo P6A, tendo em conta as semelhanças construtivas entre os dispositivos.

No que concerne ao consumo energético anual dos protótipos (17,52 kWh por ano), pode-se afirmar que o mesmo é irrisório perante outras soluções de ventilação, tal como os sistemas de ventilação centralizada. Ao reduzido consumo de energia, está associado a inexpressiva quantidade de CO_2 anualmente libertado para a atmosfera, da ordem de apenas 1,7 kg por ano. Por estes motivos, os protótipos desenvolvidos são uma alternativa com viés ecológico e economicamente atrativa que, aliado aos bons resultados obtidos na campanha experimental, representam um estímulo aos meios produtivos quanto ao surgimento de novos produtos e soluções vocacionados ao isolamento sonoro e à ventilação descentralizada, através da envolvente do edifício.

5.2. Sugestões para trabalhos futuros

As sugestões para trabalhos futuros incluem as seguintes considerações finais:

- Avaliar o comportamento dos protótipos, quanto à ventilação, diante da incidência de vento com pressões mais elevadas, tal como no caso de vendavais;

- Utilizar técnicas complementares para avaliação das propriedades acústicas e térmicas dos protótipos, nomeadamente o método de elementos finitos para simular o comportamento acústico interativo entre os componentes, e a termografia para melhor compreender os fluxos de transmissão de calor no dispositivo;
- Aprimorar os protótipos por meio da incorporação de outros elementos funcionais, tais como filtro de ar, recuperador de calor ativo, módulo de pré-aquecimento do ar para o caso de países com temperaturas mais severas, tela de proteção contra entrada de insetos, sensores para detecção de presença e sensores para monitorização da concentração de CO₂ e humidade;
- Realizar estudos para redimensionamento dos protótipos, adequando-os à utilização em ambientes com volumetria mais elevada e que, por este motivo, exigem ventoinhas mais potentes e, presumivelmente, mais ruidosas;
- A partir das diretrizes estabelecidas neste trabalho, desenvolver novos protótipos com base em materiais diferentes e alternativos, tais como PVC, plástico reciclado e lã de PET.

O autor espera que a presente tese possa ter contribuído para a qualidade e sustentabilidade das construções.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Aereco. (2020a). Acoustic Whole-House Exhaust Fan - 6 Rooms. Acedido a 03 outubro 2020. Disponível em <https://www.aereco.com/products/exhaust-fans/vam/>
- Aereco. (2020b). The efficient wall mounted alternative. Acedido a 22 setembro 2020. Disponível em <https://www.aereco.com/products/air-inlets/ehf/>
- Aereco. (2020c). MVHR Based on Room-By-Room Regulation. Acedido a 10 novembro 2020. Disponível em <https://www.aereco.com/products/heat-recovery-units/dx-system/>
- Aereco. (2020d). Roof Fand for Outdoor Installation. Acedido a 10 outubro 2020. Disponível em <https://www.aereco.com/products/exhaust-fans/vtz>
- Aereco. (2020e). Site da Aereco. Acedido a 21 novembro 2020. Disponível em <https://www.aereco.com/?s=VPB%2B>
- Anjos-ventilation. (2020). Anjos-ventilation. Acedido a 19 setembro 2020. Disponível em <https://www.anjos-ventilation.com/recherche.aspx?recherche=M-G%2015>
- ANSI/ASHRAE. (2013). *Standard 62.1-2013, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. Atlanta: American Society of Heating Refrigerating and AC Engineers,.
- Aralco. (2020). Site da Aralco. Acedido a 29 setembro 2020. Disponível em <https://www.ventilatioeroosters.nl/downloads/>
- ArchiExpo. (2020). ArchiExpo. In.
- ASHRAE. (1992). *Ashrae Handbook: Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems and Equipment*. Atlanta: American Society of Heating Refrigerating and AC Engineers,.
- ASTM. (2016). *ASTM E413-16: Classification for Rating Sound Insulation*. West Conshohocken: American Society for Testing and Materials.
- ASTM C1155-95. (2013). *ASTM C1155 - 95(2013) Standard Practice for Determining Thermal Resistance of Building Envelope Components from the In-Situ Data*. West Conshohocken, PA: ASTM International.
- ASTM E1827 – 11. (2017). *ASTM E1827 – 11:2017, Standard Test Methods for Determining Airtightness of Buildings Using an Orifice Blower Door*.
- Attia, S., Eleftheriou, P., Xeni, F., Morlot, R., Ménézo, C., Kostopoulos, V., . . . Hidalgo-Betanzos, J. M. (2017). Overview and future challenges of nearly zero energy buildings (nZEB) design in Southern Europe. *Energy and Buildings*, 155, 439-458. doi:<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.09.043>
- Awbi, H. B. (2017). Ventilation for Good Indoor Air Quality and Energy Efficiency. *Energy Procedia*, 112, 277-286. doi:<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.1098>
- Baldinelli, G., Asdrubali, F., Baldassarri, C., Bianchi, F., D'Alessandro, F., Schiavoni, S., & Basilicata, C. (2014). Energy and environmental performance optimization of a wooden window: A holistic approach. *Energy and Buildings*, 79, 114-131. doi:<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.05.010>

- Basner, M., Babisch, W., Davis, A., Brink, M., Clark, C., Janssen, S., & Stansfeld, S. (2014). Auditory and non-auditory effects of noise on health. *The Lancet*, *383*(9925), 1325-1332. doi:[https://doi.org/10.1016/S0140-6736\(13\)61613-X](https://doi.org/10.1016/S0140-6736(13)61613-X)
- Bayoumi, M. (2017). Impacts of window opening grade on improving the energy efficiency of a façade in hot climates. *Building and Environment*, *119*, 31-43. doi:<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2017.04.008>
- Bibby, C., & Hodgson, M. (2013). Acoustical and Airflow Performance of Interior Natural Ventilation Openings and Silencers - Optimisation and Application. *International Journal of Ventilation*, *12*(3), 211-222. doi:10.1080/14733315.2013.11684017
- Bies, D. A., & Hansen, C. H. (2003). *Engineering noise control: theory and practice*. (3.^a ed.): CRC Press.
- Biler, A., Unlu Tavit, A., Su, Y., & Khan, N. (2018). A Review of Performance Specifications and Studies of Trickle Vents. *Buildings*, *8*(11), 152. doi:<https://doi.org/10.3390/buildings8110152>
- Bistafa, S. R. (2006). *Acústica aplicada ao controlo do ruído*. (Blucher Ed.).
- Blaubox. (2020). Site da Blaubox. Acedido a 05 outubro 2020. Disponível em <https://blauboxventilatoren.de/en/series/blaubox-e-pro>
- Bonato, P., D'Antoni, M., & Fedrizzi, R. (2020). Modelling and simulation-based analysis of a façade-integrated decentralized ventilation unit. *Journal of Building Engineering*, *29*, 101183. doi:<https://doi.org/10.1016/j.jobe.2020.101183>
- Brown, C., & Gorgolewski, M. (2015). Understanding the role of inhabitants in innovative mechanical ventilation strategies. *Building Research & Information*, *43*(2), 210-221. doi:<https://doi.org/10.1080/09613218.2015.963350>
- Bruel & Kjaer. Microphone Type 4190. Acedido a 8 de Agosto de 2021. Disponível em <https://www.bksv.com/pt/transducers/acoustic/microphones/microphone-cartridges/4190>.
- BSI. (1998). *BS EN 1793-3 Road Traffic Noise Reducing Devices - Test Method for Determining the Acoustic Performance Part 3: Normalized Traffic Noise Spectrum*.
- Caillou, S., & Dijckmans, A. (2018). *Improvement of the acoustical performance of mechanical ventilation systems in dwellings: a case study*. Paper presented at the 39th AIVC Conference "Smart Ventilation for Buildings", Antibes Juan-Les-Pins, France. https://www.researchgate.net/profile/Arne-Dijckmans/publication/338839934_Improvement_of_the_acoustical_performance_of_mechanical_ventilation_systems_in_dwellings_a_case_study/links/5e398c7d299bf1cdb90e30c1/Improvement-of-the-acoustical-performance-of-mechanical-ventilation-systems-in-dwellings-a-case-study.pdf
- Caniato, M. (2020). Sound insulation of complex façades: A complete study combining different numerical approaches. *Applied Acoustics*, *169*, 107484. doi:<https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107484>
- Cao, G., Awbi, H., Yao, R., Fan, Y., Sirén, K., Kosonen, R., & Zhang, J. (2014). A review of the performance of different ventilation and airflow distribution systems in buildings. *Building and Environment*, *73*, 171-186. doi:<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2013.12.009>
- Carlsson, M., Touchie, M., & Richman, R. (2017). A Compartmentalization & Ventilation System Retrofit Strategy for High-Rise Residential Buildings in Cold Climates. *Energy Procedia*, *132*, 867-872. doi:<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.682>

- Chen, W.-J., Claridge, D. E., & Atif, M. R. (2017). Using internal fan balancing system to avoid excessive pressurization on high rise buildings in hot and humid climates. *Energy and Buildings*, *152*, 86-95. doi:<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.07.031>
- Chen, Y., Tong, Z., Wu, W., Samuelson, H., Malkawi, A., & Norford, L. (2019). Achieving natural ventilation potential in practice: Control schemes and levels of automation. *Applied Energy*, *235*, 1141-1152. doi:<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.11.016>
- Chenari, B., Dias Carrilho, J., & Gameiro da Silva, M. (2016). Towards sustainable, energy-efficient and healthy ventilation strategies in buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *59*, 1426-1447. doi:<https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.01.074>
- Chilton, A., Novo, P., McBride, N., Lewis-Nunes, A., Johnston, I., & Rene, J. (2012). *Natural ventilation and acoustic comfort*. Paper presented at the Acoustics 2012, Nantes, France. <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00810623/document>
- Chu, W. S., Chan, K. C., & Lai, R. P. (2012). *The study on sound reduction in window type ventilated silencers*. Paper presented at the 10th International Conference on Healthy Buildings 2012.
- CIBSE. (2015). *CIBSE Guide A: Environmental Design*.
- Comissão Europeia. (2020). Preço do kWh. Acedido a 23 novembro 2020. Disponível em <https://ec.europa.eu/>
- CSTB. (2020). Centre Scientifique et Technique du Bâtiment. Acedido a 24 novembro 2020. Disponível em <http://www.cstb.fr/fr/>
- Cui, F., Yu, X., Zhang, Q., & Yao, K. (2017). *Further development of ventilation window*. Paper presented at the 24th International Congress on Sound and Vibration, London. https://www.researchgate.net/profile/Fangsen-Cui/publication/318959441_FURTHER_DEVELOPMENT_OF_VENTILATION_WINDOW/links/5987e849aca27266ada22b26/FURTHER-DEVELOPMENT-OF-VENTILATION-WINDOW.pdf
- D'Agostino, D., & Mazzarella, L. (2019). What is a Nearly zero energy building? Overview, implementation and comparison of definitions. *Journal of Building Engineering*, *21*, 200-212. doi:<https://doi.org/10.1016/j.jobe.2018.10.019>
- De Salis, M. H. F., Oldham, D. J., & Sharples, S. (2002). Noise control strategies for naturally ventilated buildings. *Building and Environment*, *37*(5), 471-484. doi:[https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(01\)00047-6](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(01)00047-6)
- Deaconu, M., Toma, A. C., Dragasanu, L. I., & Mihai, D. (2017). *Comparative study of sound absorption coefficient determination using FEM method and experimental tests on Kundt's tube*. Paper presented at the AIP Conference Proceedings. <https://doi.org/10.1063/1.4982001>
- Decreto-Lei n.º 96/2008 de 9 de Junho do Ministério do Ambiente, do Ordenamento do Território e do Desenvolvimento Regional, Diário da República: 1.ª série, N.º 110 (2008). Disponível em http://www.oern.pt/documentos/legislacao/d_dl_dr/DL96_2008.pdf
- Directiva 2010/31/UE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 19 de Maio de 2010, relativa ao desempenho energético dos edifícios, Jornal Oficial da União Europeia L 153 (2010). Acedido a 19 novembro 2020. Disponível em <http://data.europa.eu/eli/dir/2010/31/oj>

- Dorigatti, M. (2020). Síndrome do Edifício Doente. *Jornal Pioneiro Caxias Do Sul*. Retrieved from <https://pt.scribd.com/document/333911049/Sindrome-Do-Edificio-Doente>
- Du, L., Lau, S.-K., & Lee, S. E. (2019). Experimental study on sound transmission loss of plenum windows. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 146(6), EL489-EL495. doi:<https://doi.org/10.1121/1.5139206>
- Du, L., Lau, S.-K., Lee, S. E., & Danzer, M. K. (2020). Experimental study on noise reduction and ventilation performances of sound-proofed ventilation window. *Building and Environment*, 181, 107105. doi:<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2020.107105>
- EDP. (2020). Fator de emissão de CO2. Acedido a 24 novembro 2020. Disponível em <https://www.edp.pt/negocios/apoio-cliente/simulador-CO2/>
- EN 13829. (2000). *EN 13829: 2000, Thermal performance of buildings – determination of air permeability of buildings – Fan pressurization method*.
- EN 16798-2. (2019). *EN 16798-2:2019, Guideline for using indoor environmental input parameters for the design and assessment of energy performance of buildings*.
- EnergyVanguard. (2020). 4 Ways to Do Balanced Ventilation. Acedido a 29 setembro 2020. Disponível em <https://www.energyvanguard.com/blog/4-ways-do-balanced-ventilation>
- Ergonautas. (2020). Fanger. Acedido a 14 outubro 2020. Disponível em <https://www.ergonautas.upv.es/metodos/fanger/fanger-ayuda.php>
- Etheridge, D. (2015). A perspective on fifty years of natural ventilation research. *Building and Environment*, 91, 51-60. doi:<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.02.033>
- Fabricius, L. (2014). Keeping quiet about ventilation. *Heating & Ventilating Review*, 53(7), 28. Retrieved from <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=bth&AN=95984285&site=eds-live>
- Fanger, P. O. (1973). *Thermal Comfort. Analysis and applications in environmental engineering*. New York: McGraw-Hill Book Company.
- Ferreira, D. M. d. R. (2016). *Comportamento Acústico de Fachadas: Isolamento Acústico versus Permeabilidade ao Ar*. (Mestrado em Engenharia Civil – Perfil de Construção). Universidade Nova de Lisboa, Retirado de https://run.unl.pt/bitstream/10362/20366/1/Ferreira_2016.pdf
- Fraunhofer. (2020). Site do Instituto Fraunhofer. Acedido a 28 julho 2020. Disponível em <https://www.fraunhofer.de/>
- Friess, W. A., & Rakhshan, K. (2017). A review of passive envelope measures for improved building energy efficiency in the UAE. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 72, 485-496. doi:<https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.01.026>
- Fritschi, L., Brown, A. L., Kim, R., Schwela, D., & Kephelopoulos, S. (2011). *Burden of disease from environmental noise: quantification of healthy life years lost in Europe*. Copenhagen: World Health Organization. Regional Office for Europe.
- Fusaro, G., Yu, X., Kang, J., & Cui, F. (2020). Development of metacage for noise control and natural ventilation in a window system. *Applied Acoustics*, 170, 107510. doi:<https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107510>

- Gadgil, A., Price, P., Shehabi, A., & Chan, R. (2006). *Indoor-outdoor air leakage of apartments and commercial buildings*. Paper presented at the Public Interest Energy Research Program, Berkeley, California. <https://doi.org/10.2172/1010623>.
- Gerges, S. N. Y. (1992). *Ruído: Fundamentos e Controle*. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina.
- Guyot, G., Sherman, M. H., & Walker, I. S. (2018). Smart ventilation energy and indoor air quality performance in residential buildings: A review. *Energy and Buildings*, *165*, 416-430. doi:<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.12.051>
- Harvie-Clark, J., Conlan, N., Wei, W., & Siddall, M. (2019). How loud is too loud? noise from domestic mechanical ventilation systems. *International Journal of Ventilation*, *18*(4), 303-312. doi:10.1080/14733315.2019.1615217
- Harvie, J., & Siddall, M. (2014). *Problems in residential design for ventilation and noise part 2: mechanical ventilation*. Acedido a 15 março 2021. Disponível em Acoustics Bulletin: http://www.leap4it.co.uk/uploads/2/5/0/9/25096989/2014_acoustics_bulletin_jan_feb_2014_noise_and_vent_pt_2_flattened.pdf
- Heiselberg, P. (2002). Annex 35: Hybrid Ventilation in New and Retrofitted Office Buildings. In P. Heiselberg (Ed.), *Principles of hybrid ventilation*. Aalborg, Denmark: IEA Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme.
- HM Government. (2013). The Building Regulations 2010 For England and Wales, Part F. In *The Building Regulations 2010*.
- IEA. (2018). *Key World Energy Statistics 2018*. Disponível em International Energy Agency: <http://webstore.iea.org/key-world-energy-statistics-2018>
- Indiamart. (2020). Industrial Axial Fan, 12kw. Acedido a 10 outubro 2020. Disponível em <https://www.indiamart.com/proddetail/industrial-axial-fan-17147915048.html>
- ISO 717-1. (2013). *ISO 717-1:2013, Acoustics – Rating of sound insulation in buildings and of building elements – Part 1: Airborne sound insulation*.
- ISO 7730. (2005). *ISO 7730: 2005, Ergonomics of the thermal environment - Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria*.
- ISO 10140-1. (2016). *ISO/FDIS 10140-1 Acoustics – Laboratory measurement of sound insulation of building elements - Part 1: Application rules for specific products*: ISO/TC 43/SC 2 Building acoustics.
- ISO 10140-2. (2010). *ISO/FDIS 10140-2 Acoustics – Laboratory measurement of sound insulation of building elements – Part 2: Measurement of airborne sound insulation*.
- ISO 10140-4. (2010). *ISO 10140-4:2010 Acoustics – Laboratory measurement of sound insulation of building elements – Part 4: Measurement procedures and requirements*.
- ISO 12354-3. (2017). Building acoustics - Estimation of acoustic performance of buildings from the performance of elements - Part 3: Airborne sound insulation against outdoor sound. In. International Organization for Standardization.

- Isover. (2020). Conduatas autoportantes CLIMAVER A2 deco. Acedido a 29 setembro 2020. Disponível em <https://www.isover.pt/produtos/climaver-a2-deco>
- Junceiro, P. (2019). Carros elétricos terão de emitir ruído a partir deste mês. Acedido a 23 novembro 2020. Disponível em <https://www.motor24.pt/motores/carros-eletricos-terao-de-emitir-ruído-a-partir-de-julho-de2019/378209/>
- Kim, M. K., Barber, C., & Srebric, J. (2017). Traffic noise level predictions for buildings with windows opened for natural ventilation in urban environments. *Science and Technology for the Built Environment*, 23(5), 726-735. doi:10.1080/23744731.2016.1262708
- Kim, S.-H., & Lee, S.-H. (2014). Air transparent soundproof window. *AIP Advances*, 4(11), 117123. doi:<https://doi.org/10.1063/1.4902155>
- Kim, S.-M., Lee, J.-H., Moon, H. J., & Kim, S. (2012). Improvement of Indoor Living Environment by Occupants' Preferences for Heat Recovery Ventilators in High-Rise Residential Buildings. *Indoor and Built Environment*, 21(4), 486-502. doi:<https://doi.org/10.1177/1420326X11429714>
- Koffi, J., El Mankibi, M., Gourdon, E., & Issoglio, R. (2015). Assessment of single-sided ventilation with acoustic shutters on windows. *Building Simulation*, 8(6), 689-700. doi:<https://doi.org/10.1007/s12273-015-0246-3>
- Lam, B., Elliott, S., Cheer, J., & Gan, W.-S. (2018). Physical limits on the performance of active noise control through open windows. *Applied Acoustics*, 137, 9-17. doi:<https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.02.024>
- Lam, B., Shi, D., Gan, W.-S., Elliott, S. J., & Nishimura, M. (2020). Active control of broadband sound through the open aperture of a full-sized domestic window. *Scientific Reports*, 10(1), 10021. doi:10.1038/s41598-020-66563-z
- Lamberts, R. (2000). *Desempenho térmico de edificações. Desempenho térmico de paredes e aberturas*. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. Retirado de <http://www.laeee.ufsc.br/conforto/normas/index.htm>
- Ling, M. K. (2001). *Acoustics and Ventilation*. Paper presented at the International Energy Agency: Energy conservation in Buildings and community systems programme. https://www.aivc.org/sites/default/files/members_area/medias/pdf/Technotes/TN52%20ACOUSTICS%20AND%20VENTILATION.pdf
- Liu, S., Liu, J., Yang, Q., Pei, J., Lai, D., Cao, X., . . . Zhou, C. (2014). Coupled simulation of natural ventilation and daylighting for a residential community design. *Energy and Buildings*, 68, 686-695. doi:<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.08.059>
- Locher, B., Piquerez, A., Habermacher, M., Ragetti, M., Rösli, M., Brink, M., . . . Wunderli, J. M. (2018). Differences between Outdoor and Indoor Sound Levels for Open, Tilted, and Closed Windows. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 15(1), 149. doi:<https://doi.org/10.3390/ijerph15010149>
- Lunos. (2020a). Silvento ec - the all-rounder. Acedido a 06 novembro 2020. Disponível em <https://www.lunos.de/products-from-lunos/silvento-ec>
- Lunos. (2020b). Supply air elements. Acedido a 18 setembro 2020. Disponível em <https://www.lunos.de/supply-air>

- Ma, J., Li, C., Kwan, M.-P., & Chai, Y. (2018). A Multilevel Analysis of Perceived Noise Pollution, Geographic Contexts and Mental Health in Beijing. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 15(7), 1479. doi:<https://doi.org/10.3390/ijerph15071479>
- Machgroup. (2020). The Honeycomb Attenuator. Acedido a 02 outubro 2020. Disponível em <https://www.machgroup.co.uk/the-honeycomb-attenuator/>
- Malkawi, A., Yan, B., Chen, Y., & Tong, Z. (2016). Predicting thermal and energy performance of mixed-mode ventilation using an integrated simulation approach. *Building Simulation*, 9(3), 335-346. doi:<https://doi.org/10.1007/s12273-016-0271-x>
- Marini, M., Frattolillo, A., Baccoli, R., & Carlo Mastino, C. (2016). Incidence of the Ventilation Holes and the Mechanical Ventilation Systems of Façade on the Noise Insulation. *Energy Procedia*, 101, 265-271. doi:<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.034>
- Marshall, L. (2006). *Architectural Acoustics*. London: Elsevier Academic Press.
- Martin, N., Weber, L., & Dubovski, Z. (2016). *Attentive Windows-Noise-controlled Window Ventilation*. Paper presented at the INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, Hamburg, Germany.
- Mediastika, C. E., Kristanto, L., Anggono, J., Suhedi, F., & Purwaningsih, H. (2018). Open windows for natural airflow and environmental noise reduction. *Architectural Science Review*, 61(5), 338-348. doi:<https://doi.org/10.1080/00038628.2018.1502151>
- Mendez, A. M., Stornini, A. J., Salazar, E. B., Giuliano, H. G., Velis, A. G., & Amarilla, B. C. (1994). *Acústica Arquitectônica*. Buenos Aires: Universidade del Museo Social Argentino.
- Mikrovent. (2020). MIKrovent Home30. Acedido a 19 outubro 2020. Disponível em <https://mikrovent.io/en/>
- Mundialantiruidos. (2021). Pele de vidro. Acedido a 8 agosto 2021. Disponível em <https://www.mundialantiruidos.com.br/pele-vidro.php>
- Murao, T., Nishimura, M., & Gan, W.-S. (2019). A hybrid approach to active and passive noise control for open windows. *Applied Acoustics*, 155, 338-345. doi:<https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.05.028>
- Novoselac, A., & Srebric, J. (2002). A critical review on the performance and design of combined cooled ceiling and displacement ventilation systems. *Energy and Buildings*, 34(5), 497-509. doi:[https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(01\)00134-7](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(01)00134-7)
- NP 1037-2. (2008). *Ventilation and combustion products evacuation from place with gas-burning appliances. Part 2: Dwellings, Single flux centralised mechanical ventilation*. Caparica, Portugal: Instituto Português da Qualidade.
- NP EN 20140-3 (1998). *Acústica. Medição in situ do isolamento sonoro em edifícios e de elementos de construção. Parte 3*. Lisboa : INSTITUTO PORTUGUÊS DA QUALIDADE.
- Oldham, D., De Salis, M., & Sharples, S. (2004). Reducing the ingress of urban noise through natural ventilation openings. *Indoor Air*, 14(8), 118-126. doi:<https://doi.org/10.1111/j.1600-0668.2004.00294.x>
- Owa. (2020). Site da Owa. Acedido a 12 setembro 2020. Disponível em, <https://owa.com.br/produtos/sonex-illtec-perfilado/>

- Papini, G. S., Pinto, R. L. U. F., Medeiros, E. B., & Coelho, F. B. G. (2017). Hybrid approach to noise control of industrial exhaust systems. *Applied Acoustics*, *125*, 102-112. doi:<https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.03.017>
- Partel. (2020). Lunos ego. Acedido a 05 outubro 2020. Disponível em <https://www.partel.ie/product/38/8/lunos-esupgosup>
- Passivent. (2020). Site da Passivent. Acedido a 23 setembro 2020. Disponível em <http://www.passivent.com/passivent-fresh-wall-ventilators/p/17>
- Patrício, J., p. 35 e p.80, 6ª Edição.: . (2010). *Acústica nos Edifícios* (6.ª ed.). Lisboa: Verlag Dash.
- Piã, A., Godinho, L., & Tadeu, A. (2008). *Comportamento acústico de paredes de alvenaria, na presença de pequenas aberturas e diferentes inclusões*. Paper presented at the Conferência TecniAcustica, Coimbra. http://ftp.sea-acustica.es/fileadmin/publicaciones/Coimbra08_id111.pdf
- Pirrer, S., De Valck, E., & Cluydts, R. (2010). Nocturnal road traffic noise: A review on its assessment and consequences on sleep and health. *Environment International*, *36*(5), 492-498. doi:<https://doi.org/10.1016/j.envint.2010.03.007>
- Portaria n.º 98/2019 de 2 de Abril do Ministério do Ambiente e Transição Energética, Diário da República n.º 65/2019, Série I de 2019-04-02 (2019). Acedido a 20 novembro 2020. Disponível em <https://data.dre.pt/eli/port/98/2019/04/02/p/dre/pt/html>
- Prajongsan, P., & Sharples, S. (2012). Enhancing natural ventilation, thermal comfort and energy savings in high-rise residential buildings in Bangkok through the use of ventilation shafts. *Building and Environment*, *50*, 104-113. doi:<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2011.10.020>
- Rasmussen, B., & Machimbarrena, M. (2014). *COST Action TU0901: Building acoustics throughout Europe. Volume 1: Towards a common framework in building acoustics throughout Europe*. Denmark: Aalborg Universitet.
- REHVA. (2012). *Existing buildings, building codes, ventilation standards and ventilation in Europe*. Disponível em HealthVent: Health-Based Ventilation Guidelines for Europe: https://www.rehva.eu/fileadmin/EU_projects/HealthVent/HealthVent_WP5_-_Final_Report.pdf
- Renson. (2020a). Invisivent COMFORT HR Basic. Acedido a 4 outubro 2020. Disponível em <https://www.renson.eu/gd-gb/producten-zoeken/ventilatie/raamverluchtingen/roosters-op-het-raam/invisivent-comfort-hr-basic>
- Renson. (2020b). Invisivent evo. Acedido a 19 setembro 2020. Disponível em <https://www.renson.eu/gd-gb/producten-zoeken/ventilatie/raamverluchtingen/roosters-op-het-raam/invisivent-evo>
- Renson. (2020c). Renson. Acedido a 18 setembro 2020. Disponível em <https://www.renson.eu/nl-be/productenzoeken/ventilatie/raamverluchtingen/schuifverluchting/th100v>
- Renson. (2020d). Transivent. Acedido a 18 setembro 2020. Disponível em <https://www.renson.eu/gd-gb/producten-zoeken/ventilatie/raamverluchtingen/rolluikverluchting/transivent>
- Renson. (2020e). Window ventilation. Acedido a 25 setembro 2020. Disponível em <https://www.renson.eu/gd-gb/products/ventilation/window-ventilation>

- Ricketts, L., & Straube, J. (2014). *A field study of airflow in mid to high-rise multi-unit residential buildings*. Paper presented at the 14th Canadian Conference on Building Science and Technology <http://obec.on.ca/sites/default/uploads/files/members/CCBST-Oct-2014/A3-2-a.pdf>
- Roach, P., Bruno, F., & Belusko, M. (2013). Modelling the cooling energy of night ventilation and economiser strategies on façade selection of commercial buildings. *Energy and Buildings*, 66, 562-570. doi:<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.06.034>
- Roaf, S., & Nicol, F. (2017). Running buildings on natural energy: design thinking for a different future. *Architectural Science Review*, 60(3), 145-149. doi:<https://doi.org/10.1080/00038628.2017.1303924>
- Sakiyama, N. R. M., Carlo, J. C., Frick, J., & Garrecht, H. (2020). Perspectives of naturally ventilated buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 130, 109933. doi:<https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109933>
- Santos, J. L. P. (2012). *Isolamento sonoro de partições arquitetônicas*. (UFSM Ed.). Santa Maria.
- Satwiko, P., Prasetya, A., & Suhedi, F. (2019). Noise-reducing vents for windows in warm, humid, tropical countries. *Architectural Engineering and Design Management*, 15(2), 141-158. doi:<https://doi.org/10.1080/17452007.2018.1488675>
- Seppänen, O. (2008). Ventilation Strategies for Good Indoor Air Quality and Energy Efficiency. *International Journal of Ventilation*, 6(4), 297-306. Retrieved from https://www.researchgate.net/publication/298872539_Ventilation_Strategies_for_Good_Indoor_Air_Quality_and_Energy_Efficiency
- Sha, H., & Qi, D. (2020). A Review of High-Rise Ventilation for Energy Efficiency and Safety. *Sustainable Cities and Society*, 54, 101971. doi:<https://doi.org/10.1016/j.scs.2019.101971>
- Siegenia. (2020). SENSOAIR smart. Acedido a 10 novembro 2020. Disponível em <https://www.siegenia.com/en/products/comfort-systems/monitoring-radio/sensoair-smart>
- Silenceair. (2020). 140mm Acoustic Vent. Acedido a 14 de setembro 2020. Disponível em <https://silenceair.com/product/140mm-acoustic-vent/>
- Silva, F., Batista, F., Silva, L., Martins, J., Rocha, P., Pina, R., & Santos, S. (2013). *Humidade em edifícios: tipos de intervenções necessárias*. Faculdade de Engenharia Universidade do Porto, Retirado de <https://docplayer.com.br/47421384-Humidade-em-edifícios.html>
- Solerpau. (2020). Kitchen extractors: CK Series Metallic range. Acedido a 11 outubro 2020. Disponível em <https://www.solerpalau.com/en-en/kitchen-extract-fans-ck-metalico-652-serie/>
- Søndergaard, L. S., Egedal, R., Bolberg, M., & Hansen, M. B. (2017). *Sound insulation of open Supply Air Windows, comparing laboratory and field measurements*. Paper presented at the INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, Hong Kong, China.
- Stabile, L., Massimo, A., Canale, L., Russi, A., Andrade, A., & Dell'Isola, M. (2019). The Effect of Ventilation Strategies on Indoor Air Quality and Energy Consumptions in Classrooms. *Buildings*, 9(5), 110. doi:<https://doi.org/10.3390/buildings9050110>
- Stansfeld, S., & Clark, C. (2015). Health Effects of Noise Exposure in Children. *Current Environmental Health Reports*, 2(2), 171-178. doi:10.1007/s40572-015-0044-1

- Stansfeld, S. A. (2015). Noise Effects on Health in the Context of Air Pollution Exposure. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 12(10), 12735-12760. doi:<https://doi.org/10.3390/ijerph121012735>
- Tang, S.-K. (2017). A Review on Natural Ventilation-enabling Façade Noise Control Devices for Congested High-Rise Cities. *Applied Sciences*, 7(2), 175. doi:<https://doi.org/10.3390/app7020175>
- Technofirst. (2020). Site da Technofirst. Acedido a 21 novembro 2020. Disponível em <http://www.technofirst.com/en/asca-airflow-system-noise-control/>
- Thesan. (2020a). Aircare AF (Air Filtration). Acedido a 03 outubro 2020. Disponível em <https://www.thesan.com/en/ventilation-products/aircare-af/>
- Thesan. (2020b). *Aircare ES: Fresh Air on Demand*. Acedido a 07 outubro 2020. Disponível em https://www.thesan.com/download/Aircare_ES_depliant_EN.pdf
- Tong, Z., Chen, Y., Malkawi, A., Liu, Z., & Freeman, R. B. (2016). Energy saving potential of natural ventilation in China: The impact of ambient air pollution. *Applied Energy*, 179, 660-668. doi:<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.07.019>
- Torresin, S., Albatici, R., Aletta, F., Babich, F., Oberman, T., & Kang, J. (2019). Acoustic Design Criteria in Naturally Ventilated Residential Buildings: New Research Perspectives by Applying the Indoor Soundscape Approach. *Applied Sciences*, 9(24), 5401. doi:<https://doi.org/10.3390/app9245401>
- Urbán, D., Roozen, N. B., Zatl'ko, P., Rychtáriková, M., Tomašovič, P., & Glorieux, C. (2016). Assessment of sound insulation of naturally ventilated double skin facades. *Building and Environment*, 110, 148-160. doi:<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.10.004>
- Vent-axia. (2020). LO-Carbon Silhouette 100 / SELV. Acedido a 23 outubro 2020. Disponível em <https://www.vent-axia.com/range/lo-carbon-silhouette-100-selv>
- Vér, I. L., & Beranek, L. L. (2007). *Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications* (J. W. Sons Ed. 2.ª ed.). Hoboken, New Jersey: Wiley.
- Von Grabe, J., Svoboda, P., & Bäumlner, A. (2014). Window ventilation efficiency in the case of buoyancy ventilation. *Energy and Buildings*, 72, 203-211. doi:<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.10.006>
- Wang, L., Pereira, N., & Hung, Y.-T. (2005). *Advanced Air and Noise Pollution Control Handbook of Environmental Engineering* (Vol. 2). doi:<https://doi.org/10.1007/978-1-59259-779-6>
- Wang, L., Wong Nyuk, H., & Li, S. (2007). Façade design optimization for naturally ventilated residential buildings in Singapore. *Energy and Buildings*, 39(8), 954-961. doi:<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.10.011>
- Wang, Z. H., Hui, C. K., & Ng, C. F. (2014). The acoustic performance of ventilated window with quarter-wave resonators and membrane absorber. *Applied Acoustics*, 78, 1-6. doi:<https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2013.09.015>
- Weerasuriya, A. U., Zhang, X., Gan, V. J. L., & Tan, Y. (2019). A holistic framework to utilize natural ventilation to optimize energy performance of residential high-rise buildings. *Building and Environment*, 153, 218-232. doi:<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2019.02.027>

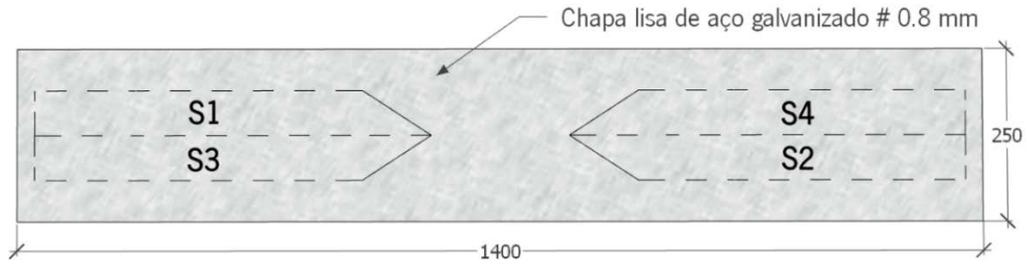
- Wong, N. H., & Heryanto, S. (2004). The study of active stack effect to enhance natural ventilation using wind tunnel and computational fluid dynamics (CFD) simulations. *Energy and Buildings*, 36(7), 668-678. doi:<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2004.01.013>
- Yang, H.-S., Cho, H.-M., & Kim, M.-J. (2018). On-site measurements for noise reduction through open windows of classrooms with different building dispositions. *Applied Acoustics*, 139, 165-173. doi:<https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.04.030>
- Yao, R., Li, B., Steemers, K., & Short, A. (2009). Assessing the natural ventilation cooling potential of office buildings in different climate zones in China. *Renewable Energy*, 34(12), 2697-2705. doi:<https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.05.015>
- Ye, K., & Luo, H. (2020). *Noise Reduction and Ventilation System: A Design of a New Intelligent Window*. Paper presented at the Creative Construction e-Conference 063, Budapest. <https://doi.org/10.3311/CCC2020-063>
- Yu, X. (2019). Design and in-situ measurement of the acoustic performance of a metasurface ventilation window. *Applied Acoustics*, 152, 127-132. doi:<https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.04.003>
- Yu, X., Lau, S.-K., Cheng, L., & Cui, F. (2017). A numerical investigation on the sound insulation of ventilation windows. *Applied Acoustics*, 117, 113-121. doi:<https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2016.11.006>

ANEXOS

Anexo I. Detalhamento dos componentes dos protótipos

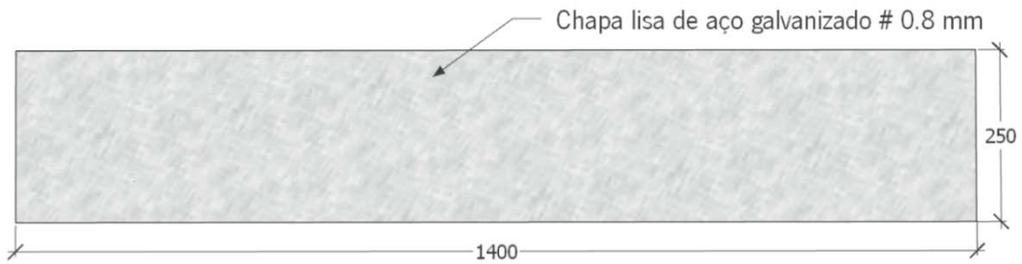
I.1. Fechamentos

I.1.1. Fechamento inferior



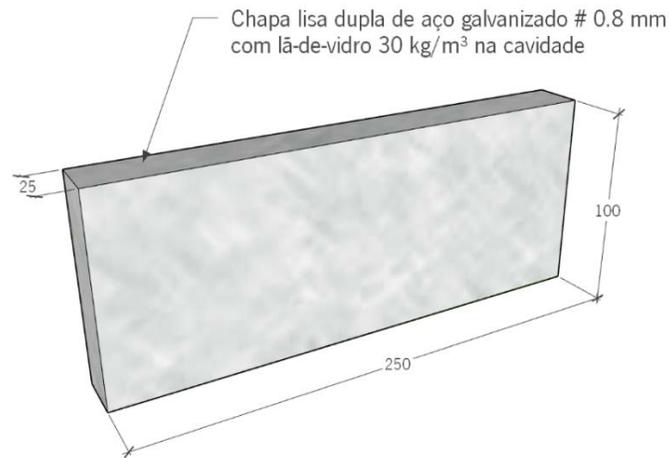
Fechamento inferior (dimensões em mm).

I.1.2. Fechamento superior



Fechamento superior (dimensões em mm).

I.1.3. Fechamento lateral esquerdo (ou direito)



Fechamento lateral esquerdo (dimensões em mm).

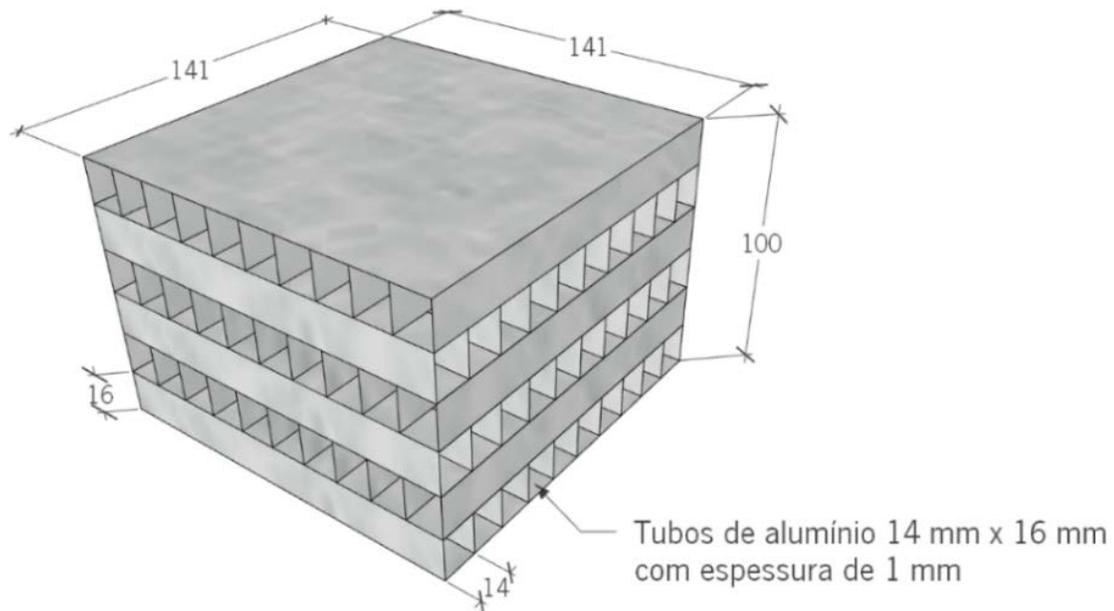
I.1.4. Fechamento frontal (ou posterior)



Fechamento frontal (dimensões em mm).

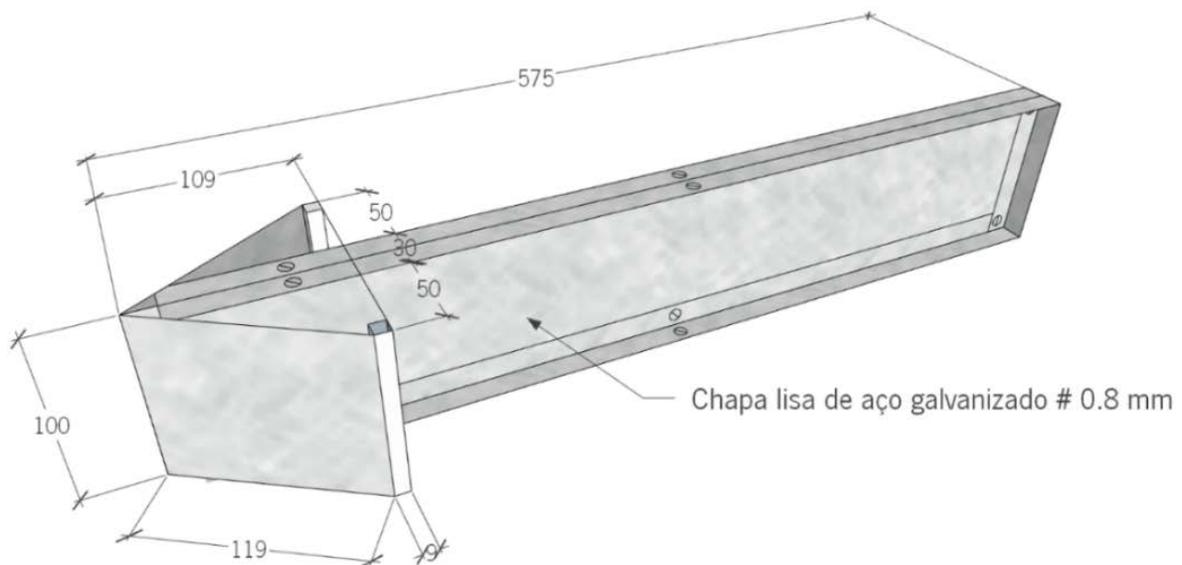
I.2. Separadores e direcionadores de fluxos

I.2.1. *Crossflow*



Crossflow (dimensões em mm).

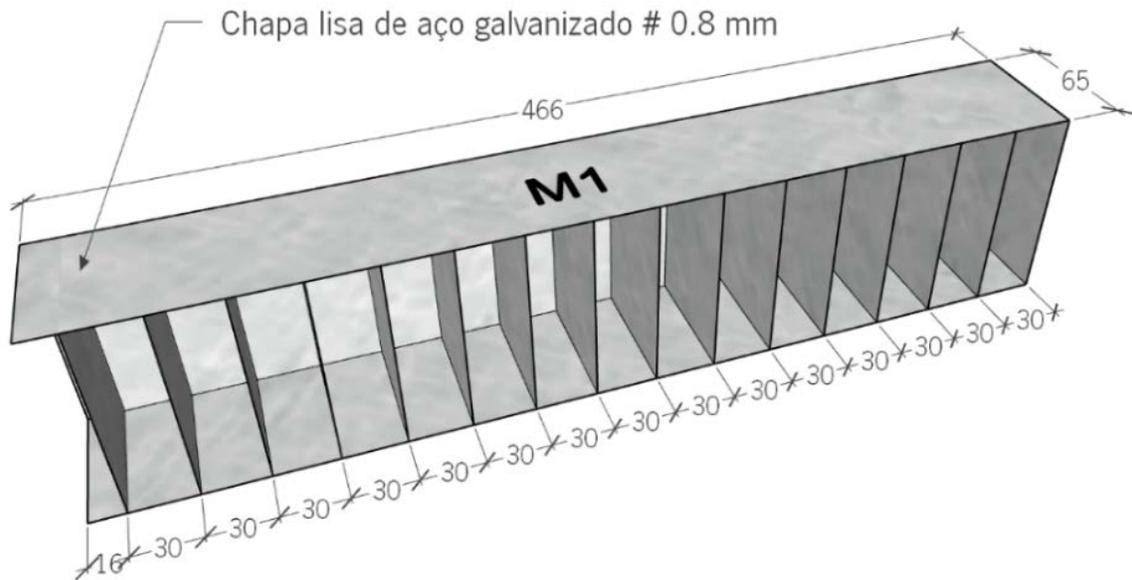
I.2.2. Septo e aletas defletoras



Septo e aletas defletoras (dimensões em mm).

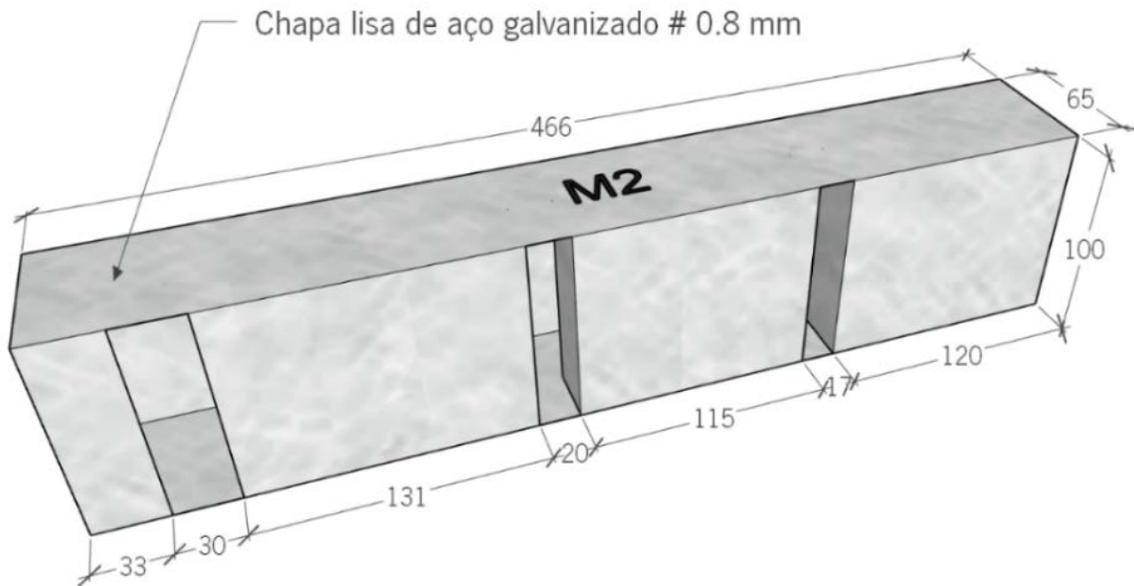
I.3. Módulos de absorção sonora

I.3.1. Módulo de absorção M_1



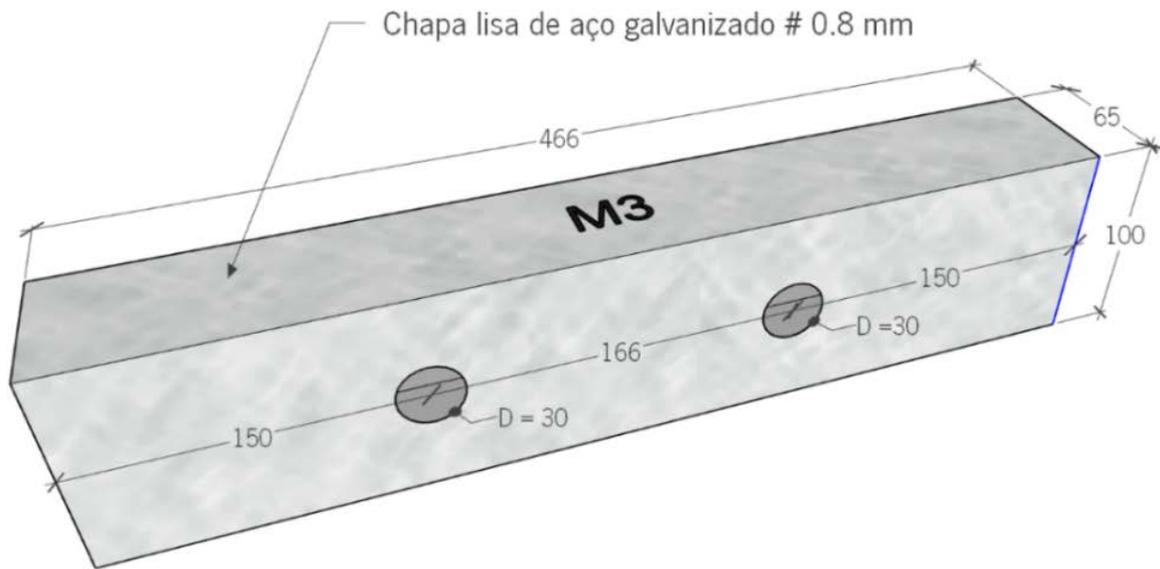
Módulo de absorção M_1 (dimensões em mm).

I.3.2. Módulo de absorção M_2



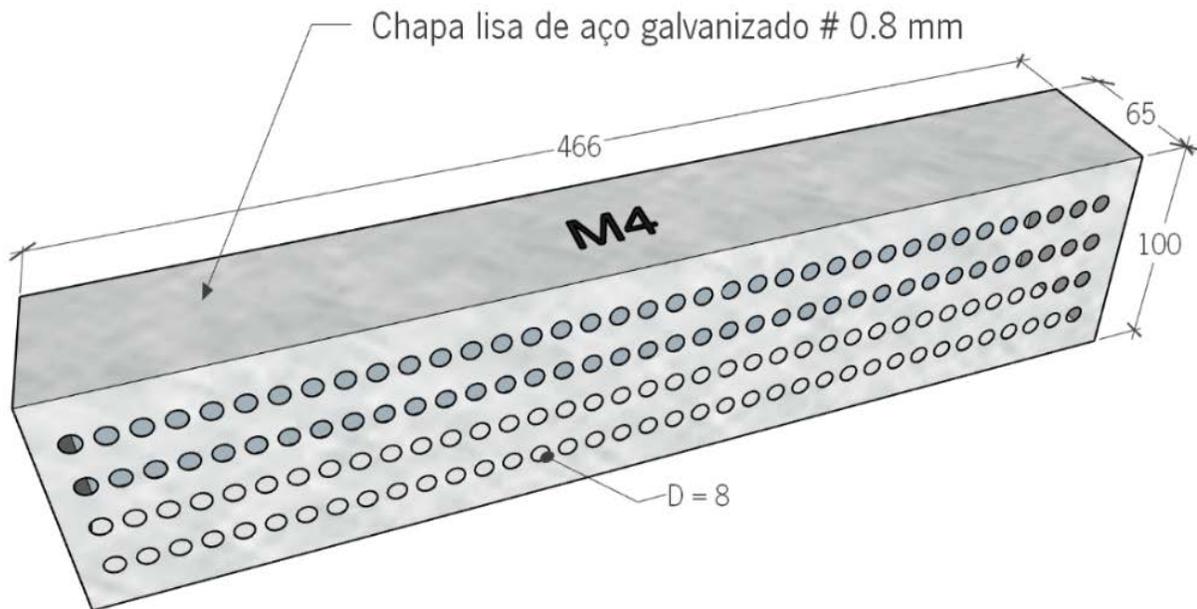
Módulo de absorção M_2 (dimensões em mm).

I.3.3. Módulo de absorção M_3



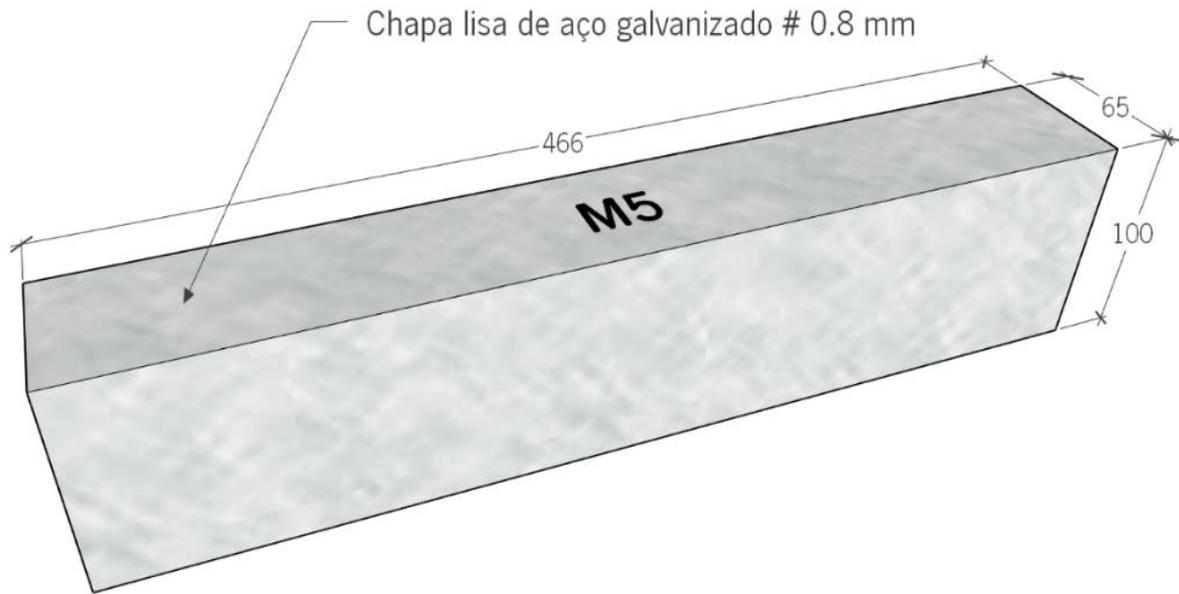
Módulo de absorção M_3 (dimensões em mm).

I.3.4. Módulo de absorção M_4



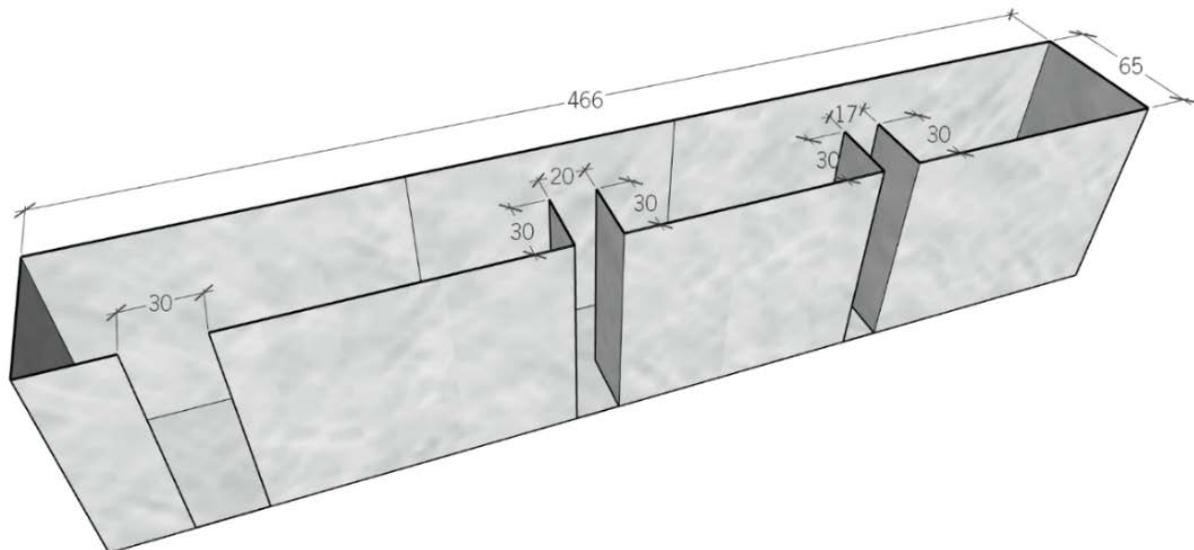
Módulo de absorção M_4 (dimensões em mm).

I.3.5. Módulo de absorção M₅



Módulo de absorção M₅ (dimensões em mm).

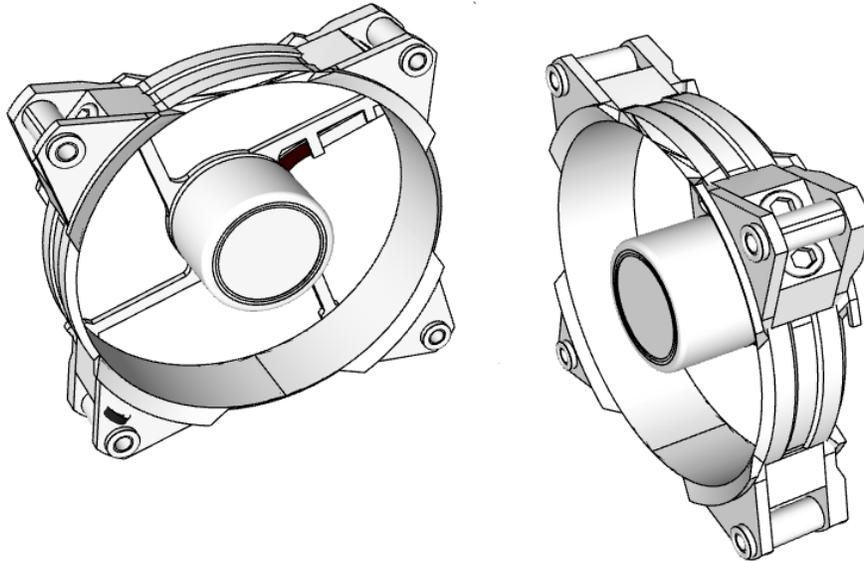
I.3.6. Vista seccional do módulo de absorção M₅



Vista seccional do Módulo de absorção M₅ (dimensões em mm).

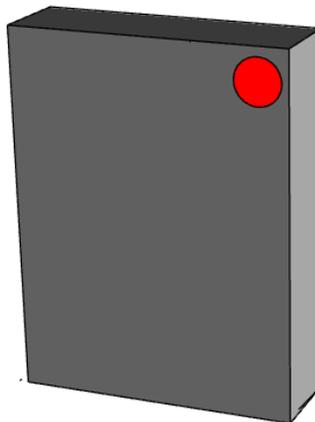
I.4. Componentes eletromecânicos

I.4.1. Ventoinhas axiais de 92 mm x 92 mm x 25 mm



Ventoinhas axiais de 92 mm x 92 mm x 25 mm.

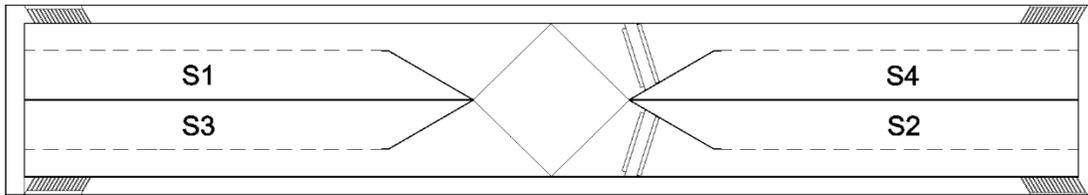
I.4.2. Fonte de conversão de energia 12 DC



Fonte de conversão de energia 12 DC.

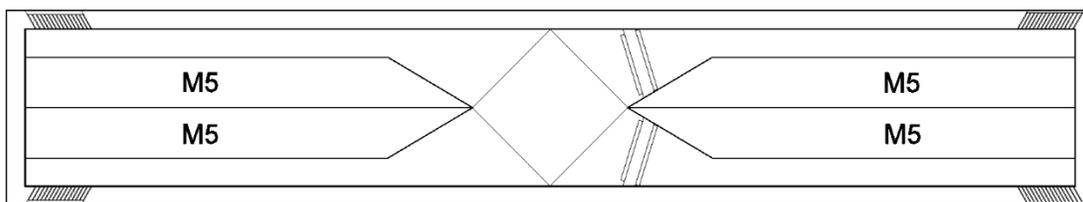
Anexo II. Vista de topo dos protótipos

II.1. Estrutura básica



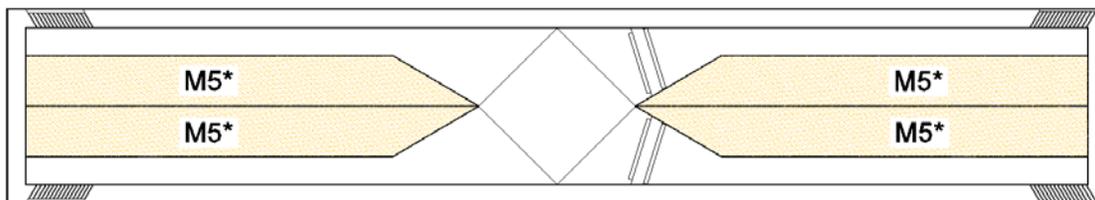
Estrutura básica.

II.2. Protótipo P1A



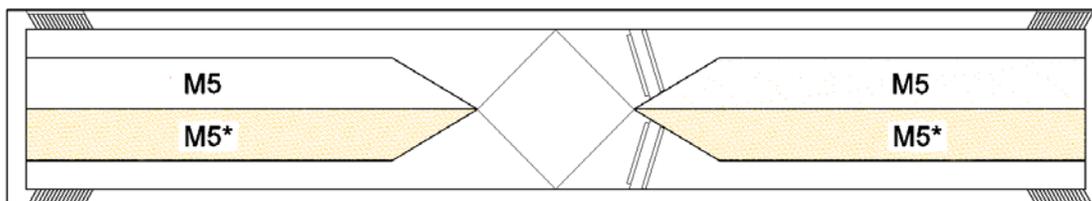
Protótipo P1A.

II.3. Protótipo P2A



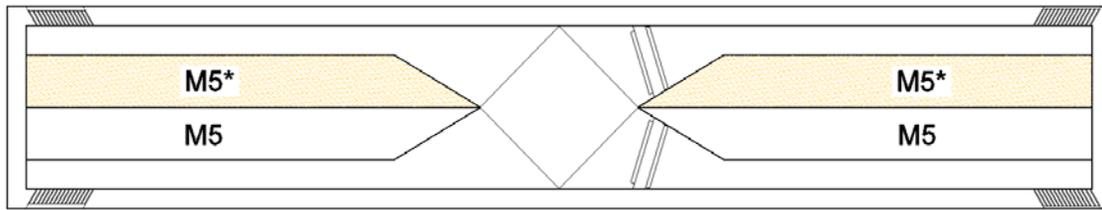
Protótipo P2A.

II.4. Protótipo P3A



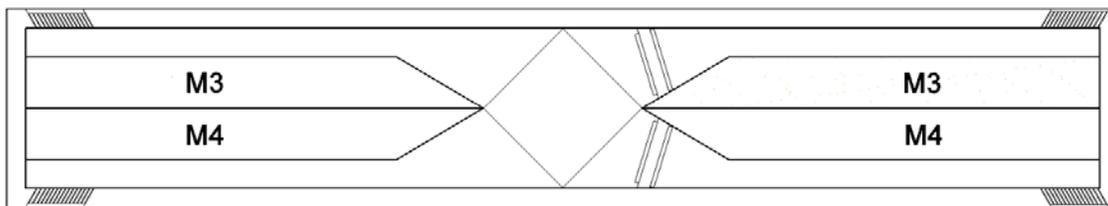
Protótipo P3A.

II.5. Protótipo P4A



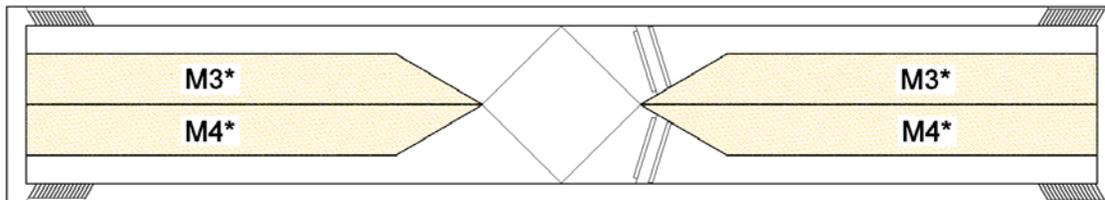
Protótipo P4A.

II.6. Protótipo P5A



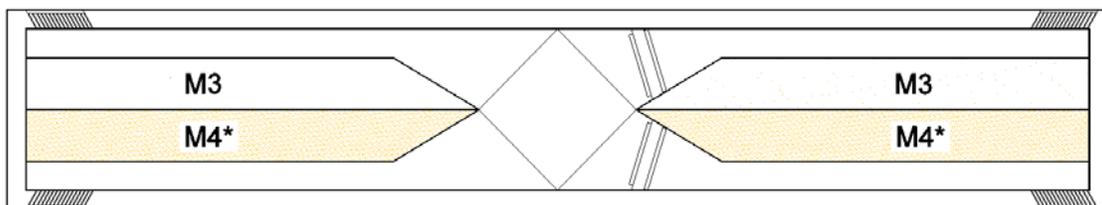
Protótipo P5A.

II.7. Protótipo P6A



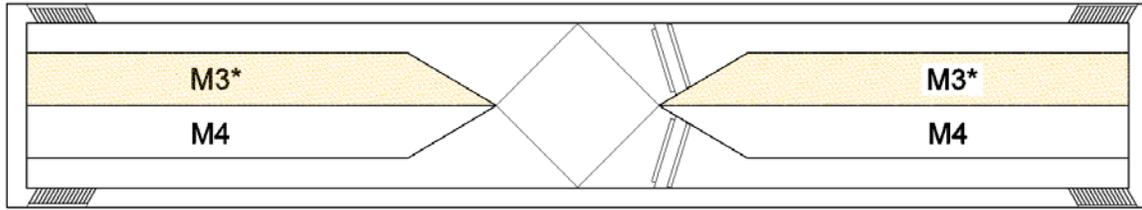
Protótipo P6A.

II.8. Protótipo P7A



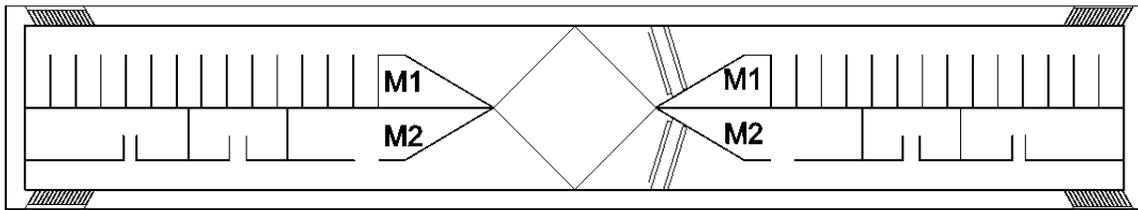
Protótipo P7A.

II.9. Protótipo P8A



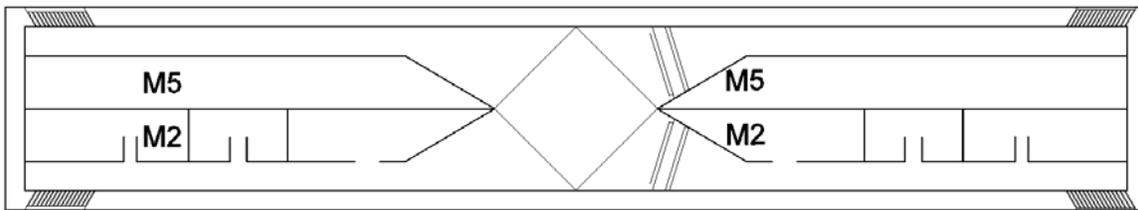
Protótipo P8A.

II.10. Protótipo P9A



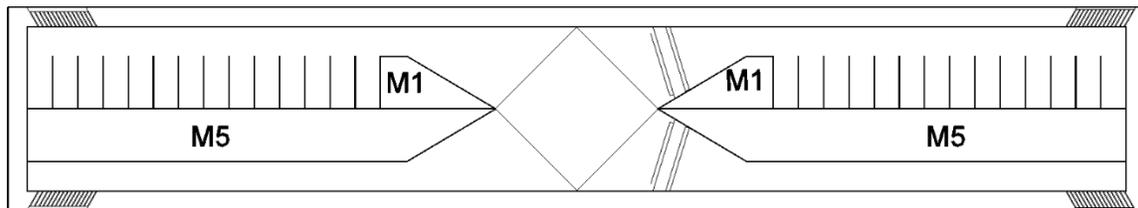
Protótipo P9A.

II.11. Protótipo P10A



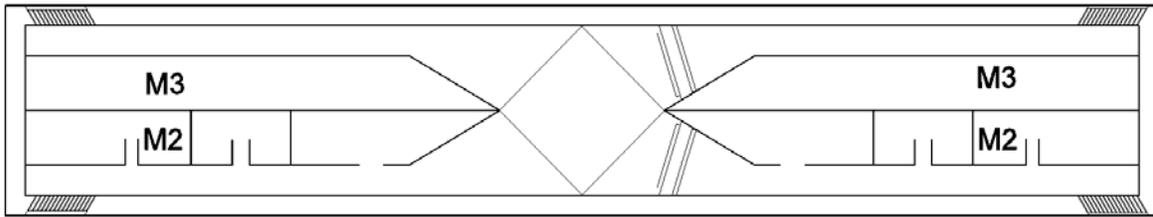
Protótipo P10A.

II.12. Protótipo P11A



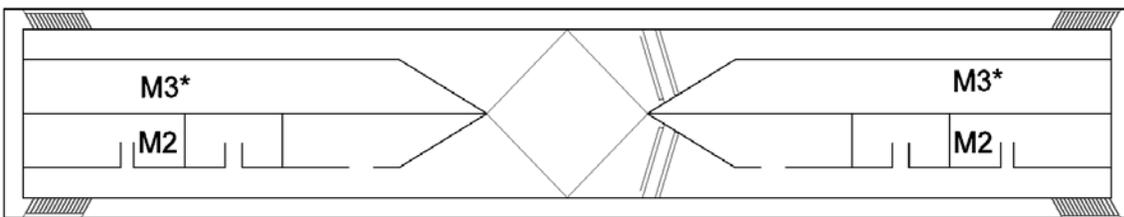
Protótipo P11A.

II.13. Protótipo P12A



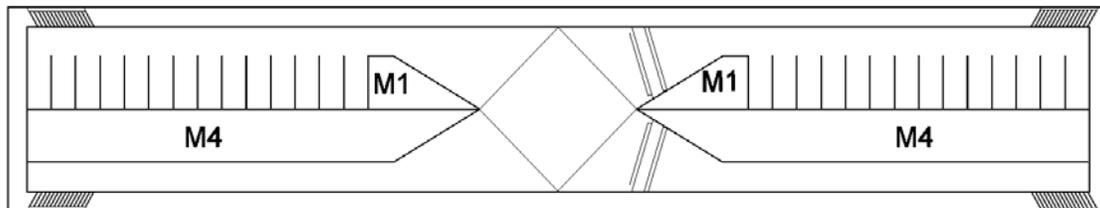
Protótipo P12A.

II.14. Protótipo P13A



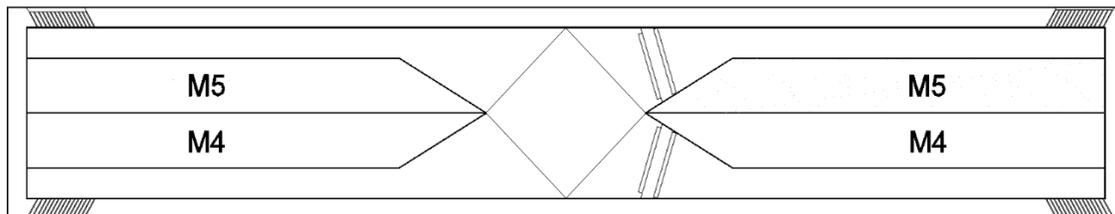
Protótipo P13A.

II.15. Protótipo P14A



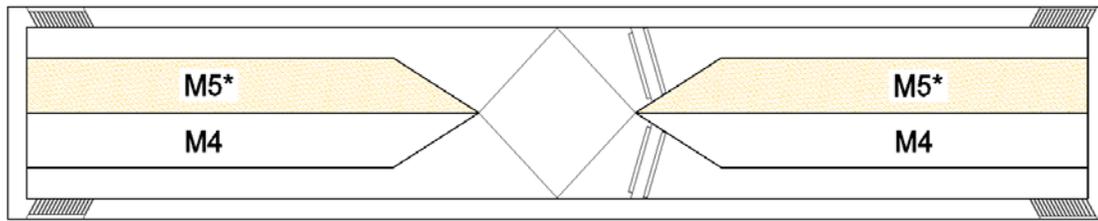
Protótipo P14A.

II.16. Protótipo P15A



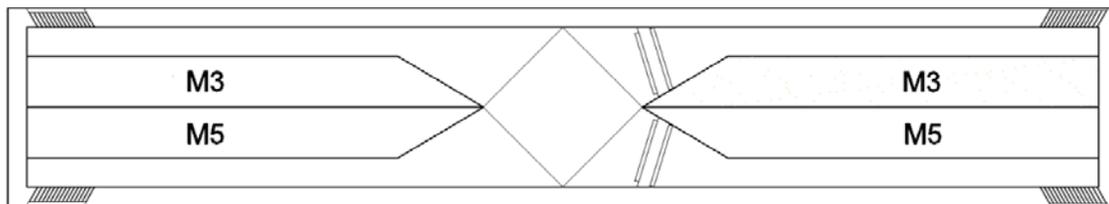
Protótipo P15A.

II.17. Protótipo P16A



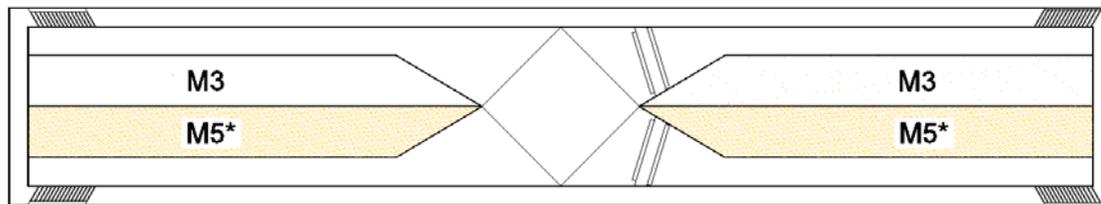
Protótipo P16A.

II.18. Protótipo P17A



Protótipo P17A.

II.19. Protótipo P18A



Protótipo P18A.

Anexo III. Equipamentos usados nas medições acústicas em laboratório

Neste Anexo é apresentada uma descrição das características técnicas dos equipamentos utilizados nas medições acústicas em laboratório.

III.1. Sistema multianalisador

Características: multianalisador 3560-C-T46 de cinco canais, marca B & K, Tipo I, com faixa de medição de 0 Hz a 25600 Hz, conectores tipo BNC e LEMO, 10 – 32 Volts.



Multianalisador B & K Modelo 3560-C-T46.

III.2. Microfone

Características: microfone de campo livre B & K 4190 (Figura IV.2), Tipo I, capacitância 16 pF, diâmetro 12", faixa Dinâmica 14,6 – 146 dB, frequências medidas 6,3 a 20000 Hz, coeficiente de pressão -0,01 dB/kPa, sensibilidade 50 mV/Pa, norma de fabricação IEC 61094-4 WS2F, temperatura de operação -30 a 300 °C.



Microfone B & K Modelo 4190.

III.3. *Boom* rotativo para microfone

Características: *boom* rotativo (Figura IV.3) para microfone B & K modelo 3923, para medições de acústica de edifícios, em conformidade com a norma ISO 3741, com haste ajustável entre 50 cm a 200 cm, com três tempos de rotação, plano de rotação ajustável à cada 10 graus, potência sonora emitida de 26 dB a 1 pW (na curva A).



Boom rotativo B & K Modelo 3923.

III.4. Calibrador de nível sonoro

Características: calibrador de nível sonoro B & K modelo 4231 (Figura IV.4), Tipo I, com adaptadores removíveis para microfones de 1/2", 1/4" ou 1/8", frequência de calibração a 1000 Hz, pressão de calibração de $94 \pm 0,2$ dB a 20 μ Pa.



Calibrador de nível sonoro B & K Modelo 4231.

III.5. Fonte sonora omnidirecional dodecaédrica

Características: Fonte sonora omnidirecional dodecaédrica B & K, Modelo 4292 (Figura IV.5), Tipo I, com nível de emissão de 122 dB referente a 1 pW, fabricada conforme as normas DIN 52210, ISO 140 e ISO 3382.



Fonte sonora omnidirecional dodecaédrica B & K Modelo 4292.

III.6. Sensor de humidade e temperatura

Características: sensor de humidade e temperatura marca Rotronic Modelo HL-NT2 (Figura IV.6), com faixa de medição de temperatura de -10°C a 60°C e faixa de medição de humidade relativa desde 0% a 100%.



Medidor de humidade e temperatura Rotronic Modelo HL-NT2.

III.7. Barômetro

Características: barômetro Marca Testo Modelo 511 (Figura IV.7), com oito unidades de pressão distintas e grau de precisão de ± 3 hPa.



Barômetro Marca Testo Modelo 511.

Anexo IV. Equipamentos usados nas medições de ventilação em laboratório

Neste anexo é apresentada uma descrição das características técnicas dos equipamentos utilizados nas medições de ventilação em laboratório.

IV.1. Porta ventiladora

Características: porta ventiladora *Minneapolis Blower Door* Modelo 3, caudal máximo (10,700 m³/h para fluxo de ar livre, 9,090 m³/h a 50 Pa, 8,495 m³/h a 75 Pa), caudal mínimo (510 m³/h com anel B, 144 m³/h com anel C, 51 m³/h com anel D, 18 m³/h com anel E), precisão de +/- 3% com DG-700 or DG-1000 e +/- 4% com anéis D e E, calibração conforme as normas ASTM E779, E1554, CGSB-149.10-M86, EN 13829, ATTMA Technical Standard 1, NFPA 2001, RESNET e USACE.



Porta ventiladora *Minneapolis Blower Door* Modelo 3.

IV.2. Anéis da porta ventiladora

Características: caudais sem anéis (4137 - 10364 m³/h), caudais com anel A (1555 – 4757 m³/h), caudais com anel B (510 - 1869 m³/h), caudais com anel C (144 – 561 m³/h), caudais com anel D (51 – 195 m³/h), caudais com anel E (19 – 76 m³/h).



Anéis da porta ventiladora.

IV.3. Sistema automatizado de teste – ATP

Características: módulo acoplado à porta ventiladora para controlo do teste de ventilação.



Módulo ATP.

IV.4. Controlador de velocidade do ventilador

Características: controlador regulável da velocidade do ventilador, Marca Minneapolis Blower Door, Modelo 4.



Controlador de velocidade do ventilador.

IV.5. Moldura da porta ajustável

Características: moldura ajustável para instalação da porta ventiladora, feita com perfis de alumínio encaixadas umas às outras.



Moldura da porta ajustável.

IV.6. Capa de *nylon*

Características: fabricada em *nylon* com elásticos para melhor ajuste à porta ventiladora.



Capa de *nylon*.

IV.7. Tubos de plásticos coloridos

Características: tubos de plásticos para conexão dos fluxos de ar nos equipamentos.



Tubos plásticos coloridos.

IV.8. *Software* Tectite Express 3.0

Características: *software* para armazenamento e tratamento dos dados de medição.

Manual Test Data Entry

Pre-Test Baseline (Pa)	Building Pressure (Pa)	Fan Config (Up-Down Arrow keys)	Fan Pressure (Pa)	Fan Flow(m ³ /h)
<input type="text"/>	#1 <input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
	#2 <input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
	#3 <input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
	#4 <input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
	#5 <input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
	#6 <input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
	#7 <input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
	#8 <input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Post-Test Baseline (Pa)	#9 <input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	#10 <input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>

Flow Data Source
 Fan Pressure
 Flow

Fan

Mode

Software Tectite: quadro de entrada de dados.

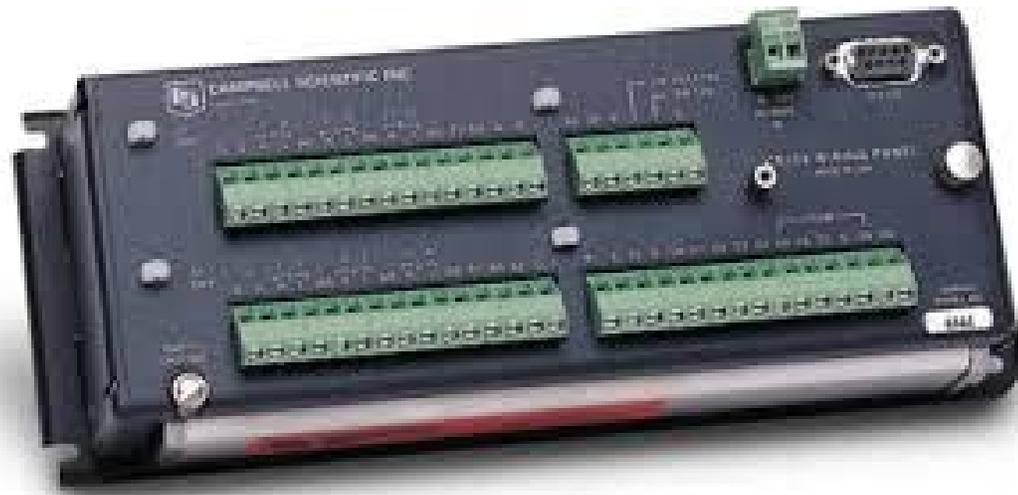
Anexo V. Equipamentos usados nas medições de térmica em laboratório

No Anexo V é apresentada a descrição das especificações técnicas dos equipamentos utilizados nas medições de avaliação do desempenho térmico no Laboratório de Física e Tecnologia das Construções, na Escola de Engenharia da UMinho. Na avaliação do comportamento térmico do protótipo P6A utilizou-se um sistema de aquisição e registo de dados constituído por um *data-logger*, fluxímetros e termopares de tipo “T”, a seguir descritos.

V.1. Data logger

O módulo de controlo e medição teve por finalidade registar os dados obtidos pelos sensores, fazer a comunicação com o computador, tratar os dados, controlar os dispositivos exteriores e armazenar os dados e o programa numa memória interna não volátil.

Características: módulo de controlo Campbell Scientific Modelo CR10X, constituído por um módulo de controlo e de medida com um painel de ligação destacável, com capacidade de armazenagem de até 62000 dados a uma velocidade de 750 registos/s, com precisão de $\pm 0,1\%$ de FSR (-25° a 50°C), $\pm 0,05\%$ de FSR (0° a 40°C) e $\pm 0,1\%$ FSR = $\pm 5,0$ mV para ± 2500 mV.



Módulo de controlo e de medida Campbell Scientific Modelo CR10X.

V.2. Fluxímetros

Os fluxímetros foram utilizados para medir o fluxo de calor através do protótipo.

Características: fluxímetro Hukseflux Modelo HFP01, corpo da placa do sensor composto de material cerâmico e plástico, sensibilidade (nominal) de $50 \mu\text{V}/\text{W}\cdot\text{m}^2$, temperatura de funcionamento -30 a $+70^\circ\text{C}$, resistência térmica do sensor $< 6,25 \cdot 10^{-3} \text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$, gama de medição $+2000$ a $-2000 \text{W}\cdot\text{m}^2$, precisão entre $+5/-5 \%$ em paredes e com dimensões de $80 \text{mm} \times 5 \text{mm}$ (cabo com 5m de comprimento).



Sensor de fluxo de calor marca Hukseflux Modelo HFP01.

V.3. Termopares de tipo "T"

Os termopares de tipo "T" serviram para medir a temperatura superficial do protótipo P6A.

Características: são constituídos por um fio de cobre (+) e um fio de cobre-níquel (-) com capacidade para medir temperaturas entre -200°C e 350°C .



Termopar de tipo "T".

A seguinte tabela apresenta os limites de erro para termopares do tipo "T", de acordo com a norma ASTM E-230 (com junção de referência a 0°C).

Especificações técnicas dos termopares tipo “T”.

Sensor	Faixa de Utilização (°C)	Limite de Erro (Escolher o maior)	
		Padrão	Especial
T	0 – 370	± 1 °C ou 0,75%	± 0,5 °C ou 0,4%
	-200 a 30	± 1 °C ou 1,5%	-

Anexo VI. Simulações de CFD da velocidade e pressão do ar

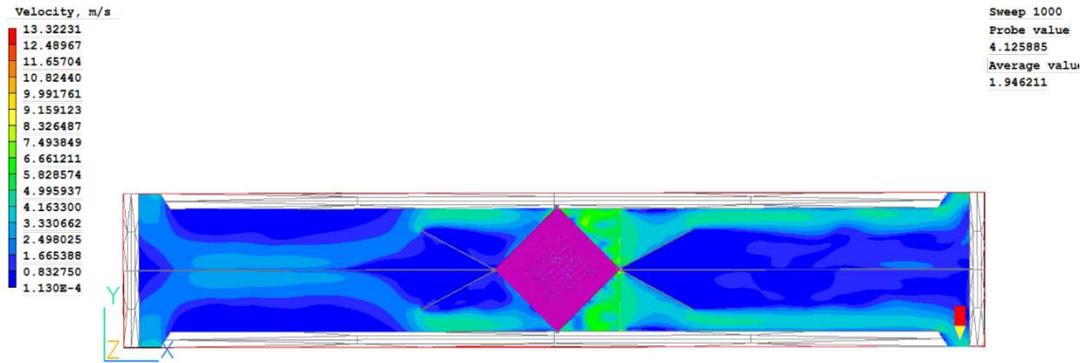
Neste anexo são apresentados os resultados das simulações feitas com o *software* Phoenics, relativas às predições da velocidade e pressão do ar na abertura A_2 dos protótipos preliminarmente desenvolvidos.

VI.1. Velocidade e pressão do ar na abertura A_2 dos protótipos

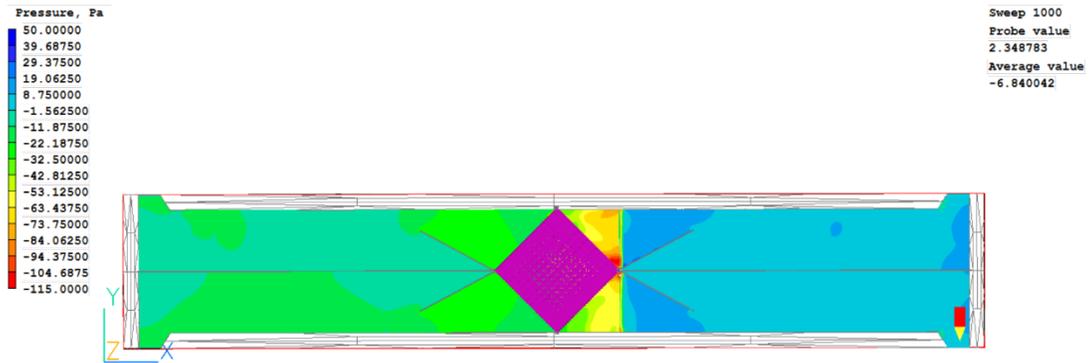
Síntese dos resultados.

Protótipo	Resultados das simulações de CFD			
	v (m/s)	p (Pa)	Q (m ³ /h)	rph
Estrutura básica	4,12	2,34	51,91	1,82
P1A	4,03	2,90	50,78	1,78
P2A	4,50	2,62	56,70	1,99
P3A	4,50	2,62	56,70	1,99
P4A	4,46	3,40	56,20	1,97
P5A	4,12	2,84	51,91	1,82
P6A	4,57	2,71	57,58	2,02
P7A	4,56	2,70	57,45	2,01
P8A	4,52	2,66	56,95	2,00
P9A	4,70	3,58	59,22	2,07
P10A	3,95	2,53	49,77	1,74
P11A	4,41	2,98	55,57	1,95
P12A	4,22	2,76	53,17	1,86
P13A	4,86	3,80	61,24	2,15
P14A	4,47	3,25	56,32	1,97
P15A	4,24	2,81	53,42	1,87
P16A	4,50	2,60	56,70	1,99
P17A	4,10	3,09	51,66	1,81
P18A	4,56	2,70	57,46	2,01

VI.1.1. Estrutura básica

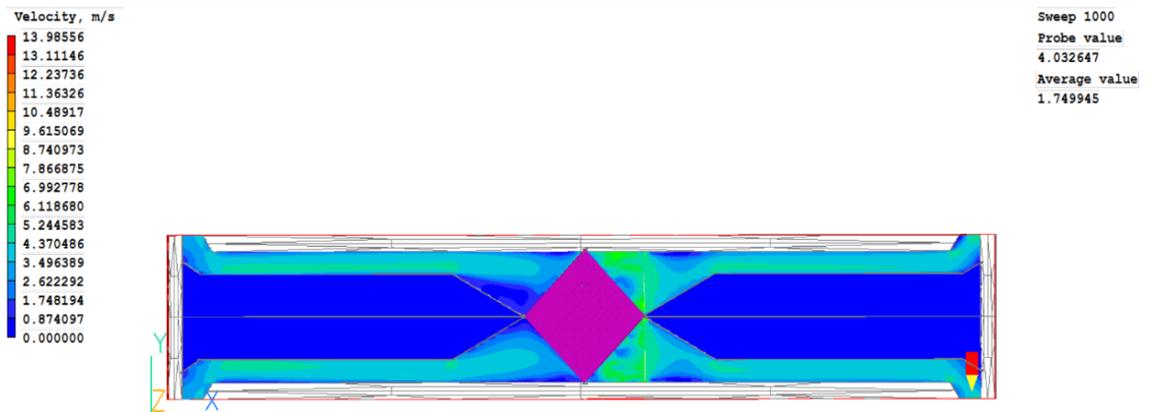


Velocidade do ar na abertura A_2 da estrutura básica.



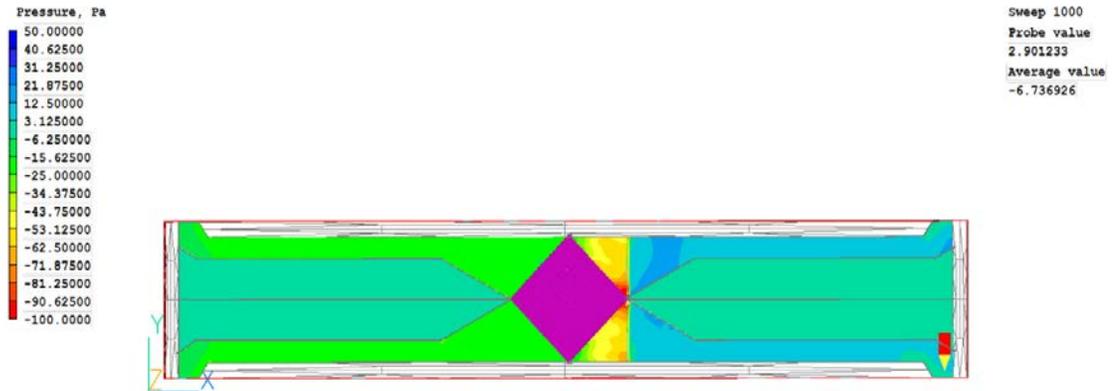
Pressão do ar na abertura A_2 da estrutura básica.

VI.1.2. Protótipo P1A



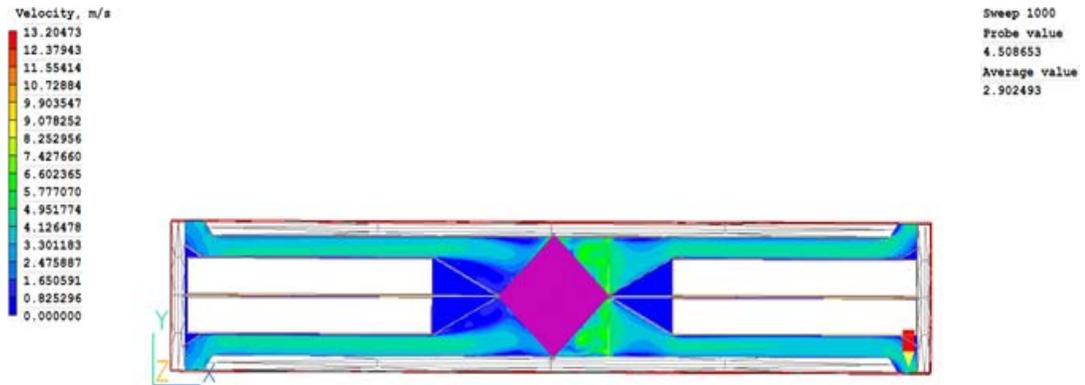
Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P1A.

VENTILADOR MECÂNICO DE ELEVADO DESEMPENHO ACÚSTICO PARA FACHADAS

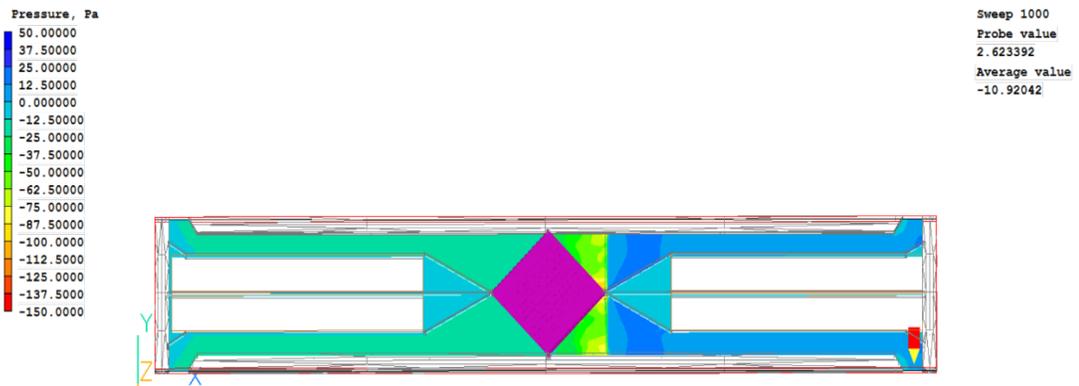


Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P1A.

VI.1.3. Protótipo P2A

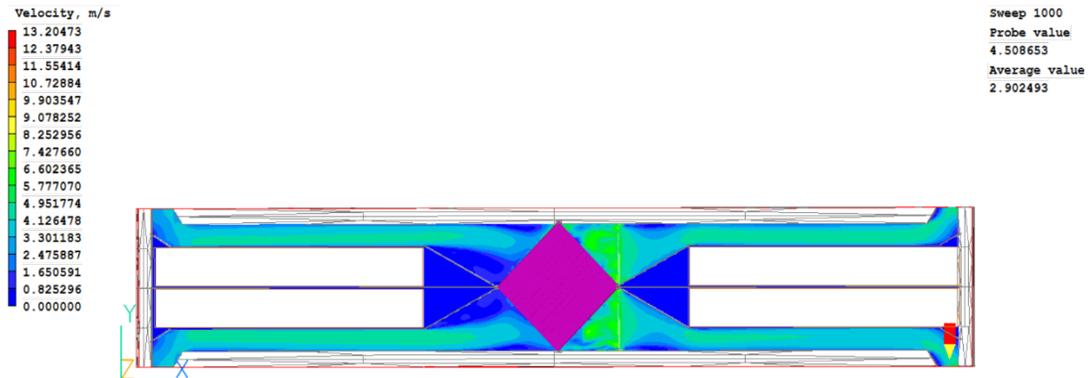


Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P2A.

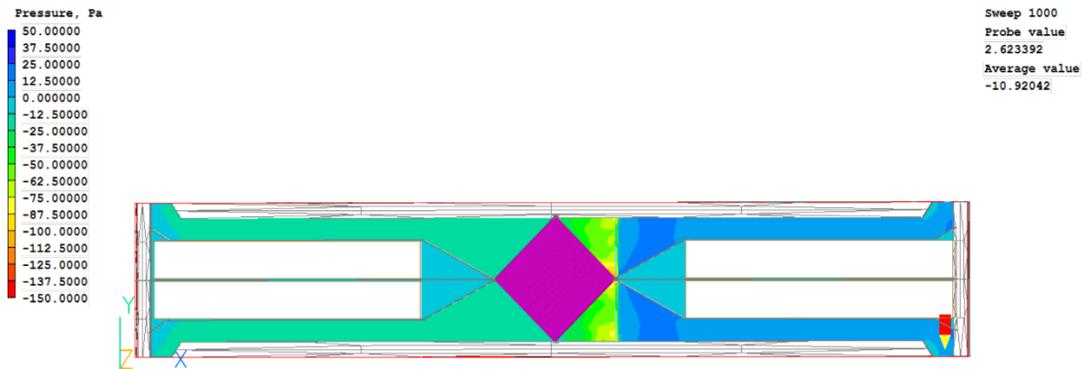


Pressão do ar na abertura A_2 da Protótipo P2A.

VI.1.4. Protótipo P3A

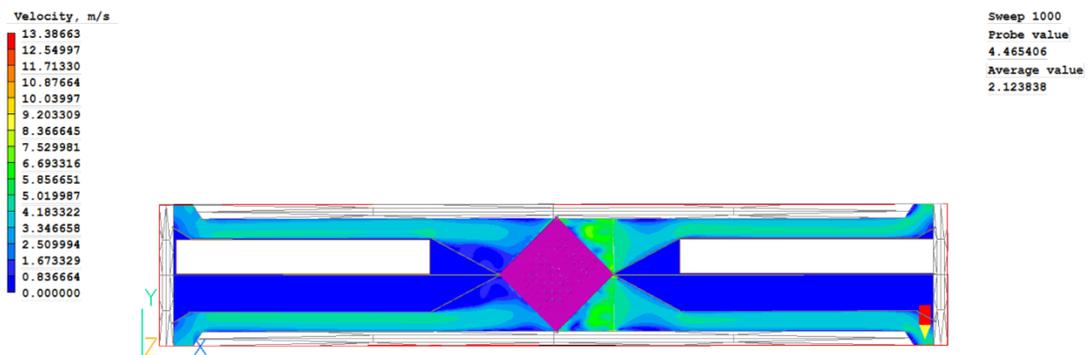


Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P3A.

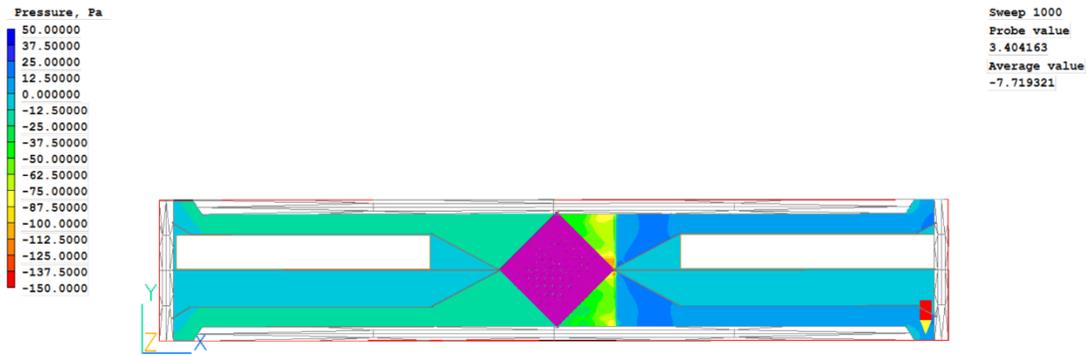


Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P3A.

VI.1.5. Protótipo P4A

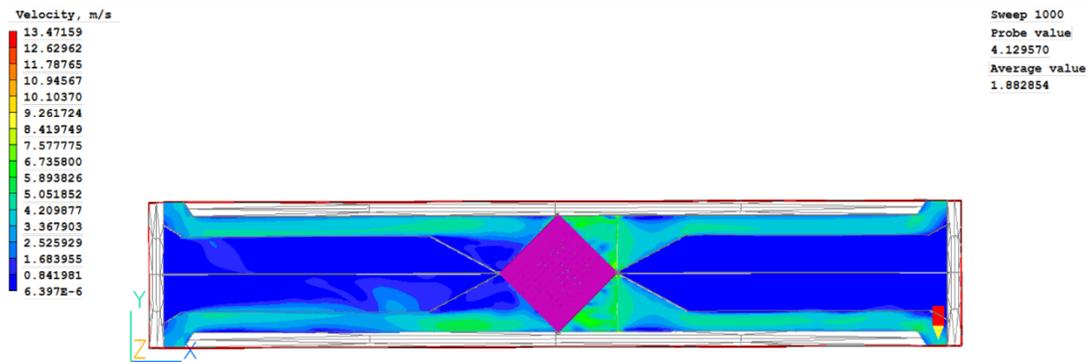


Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P4A.

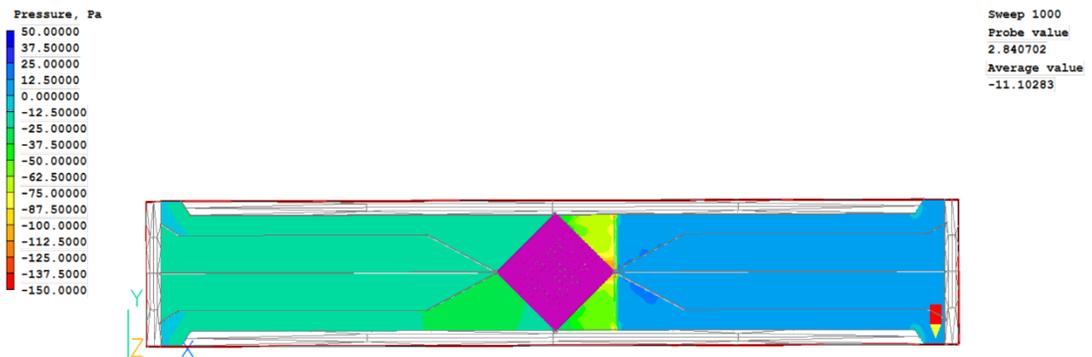


Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P4A.

VI.1.6. Protótipo P5A

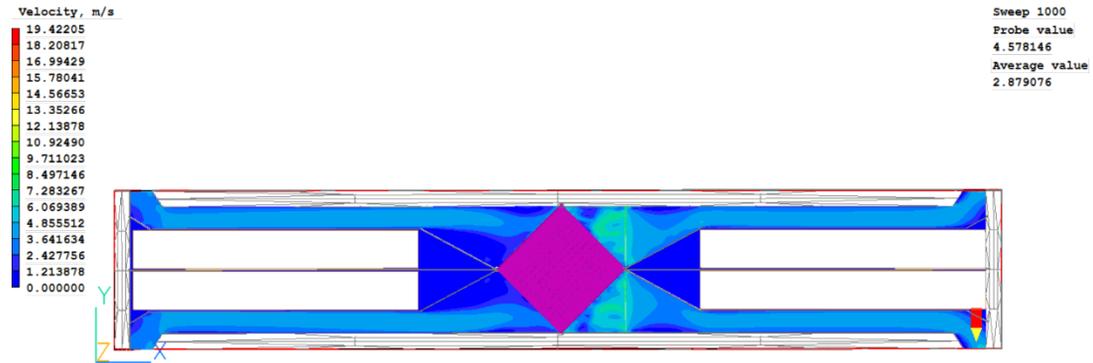


Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P5A.

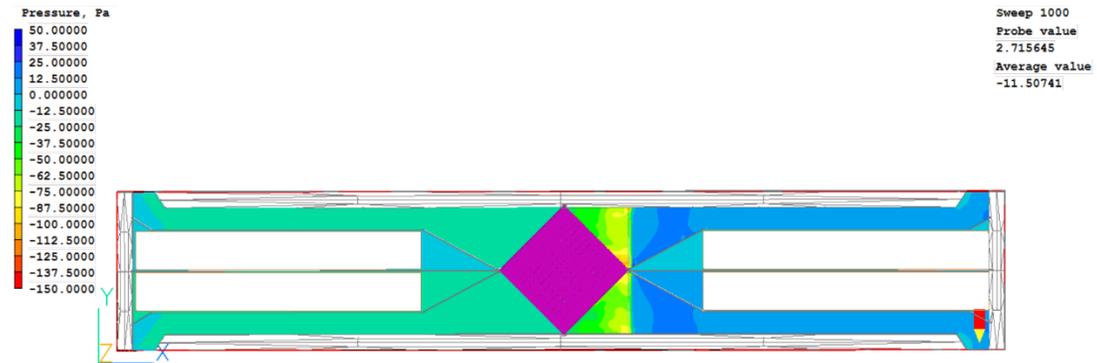


Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P5A.

VI.1.7. Protótipo P6A

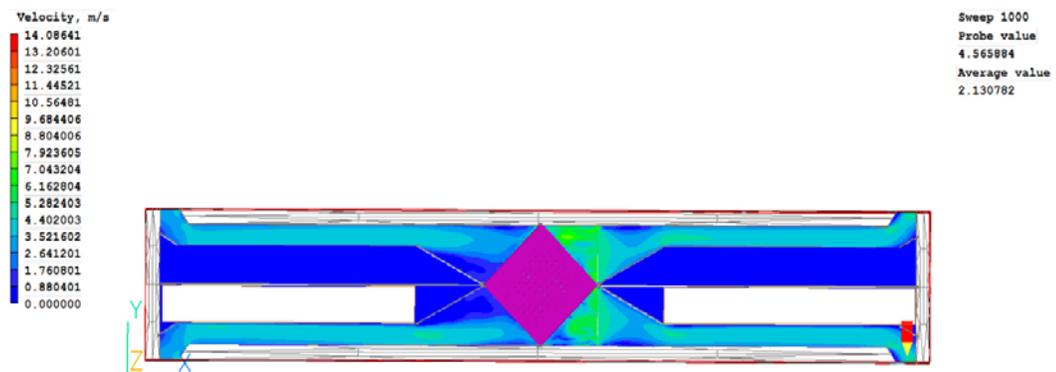


Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P6A.

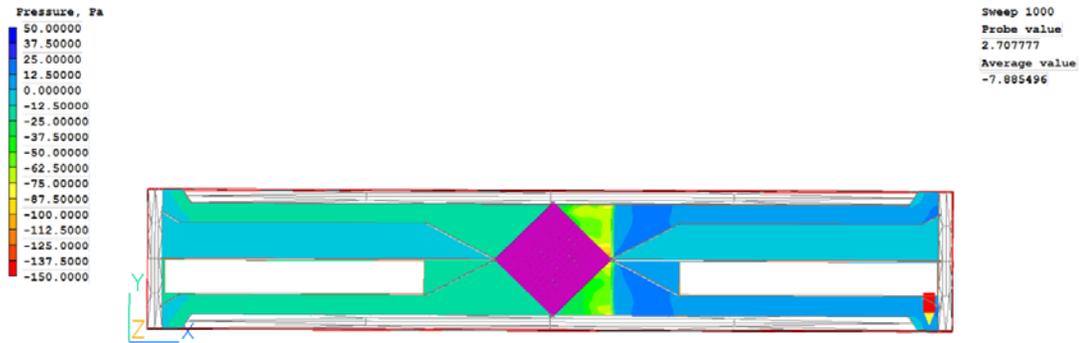


Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P6A.

VI.1.8. Protótipo P7A

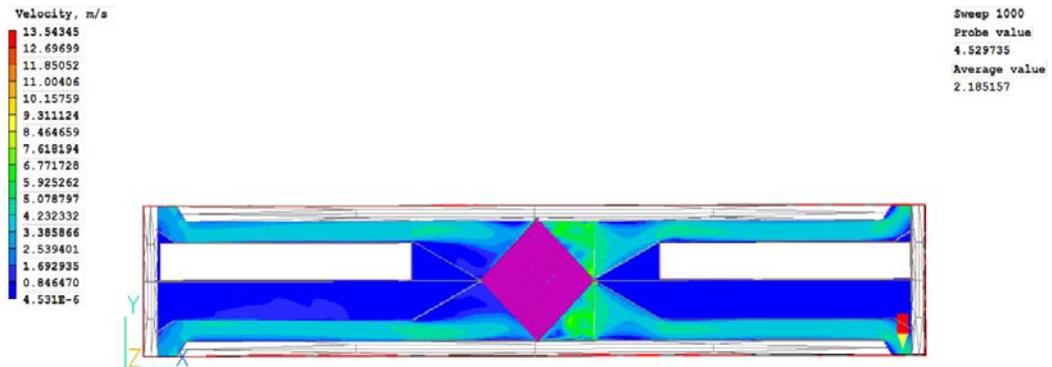


Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P7A.

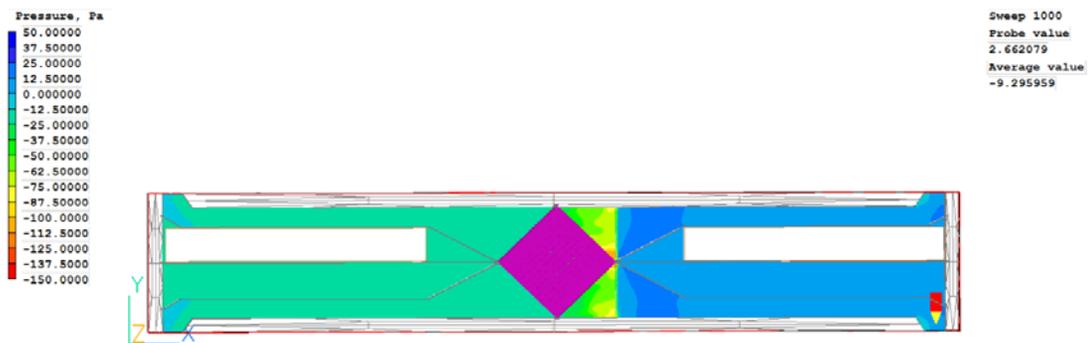


Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P7A.

VI.1.9. Protótipo P8A

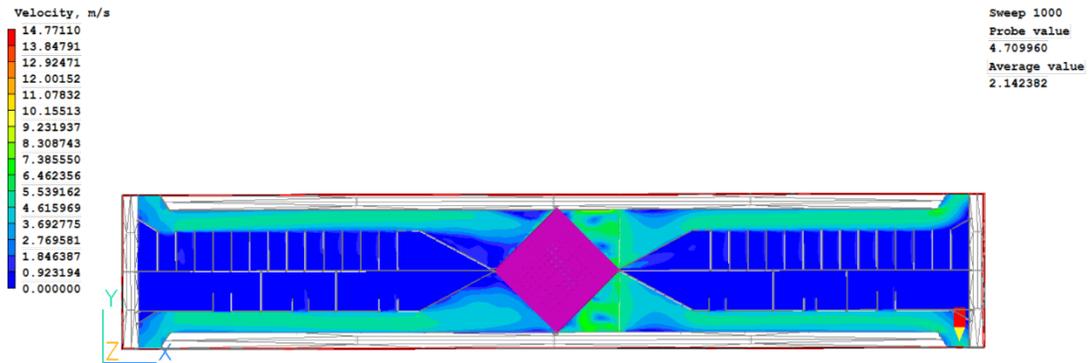


Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P8A.

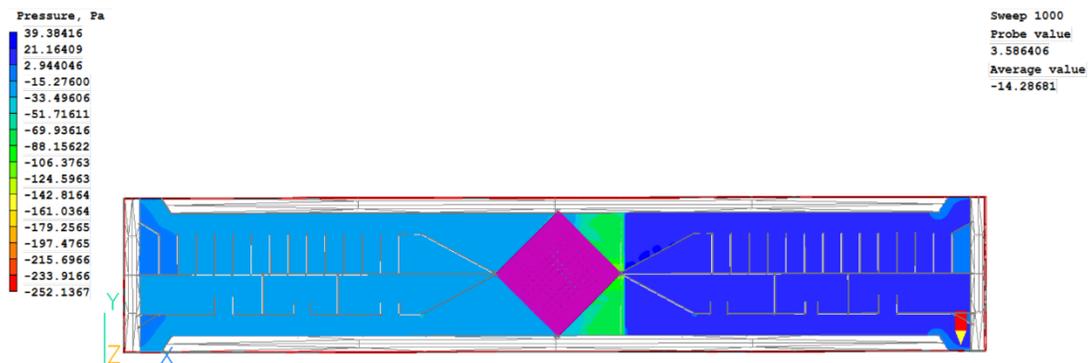


Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P8A.

VI.1.10. Protótipo P9A

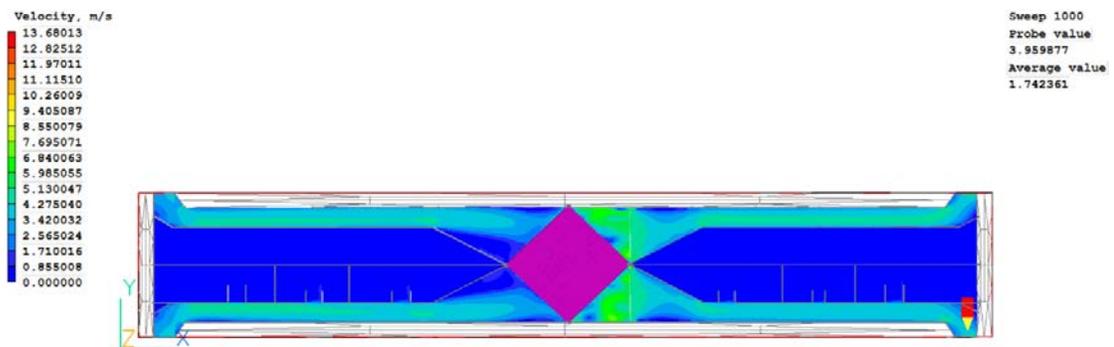


Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P9A.

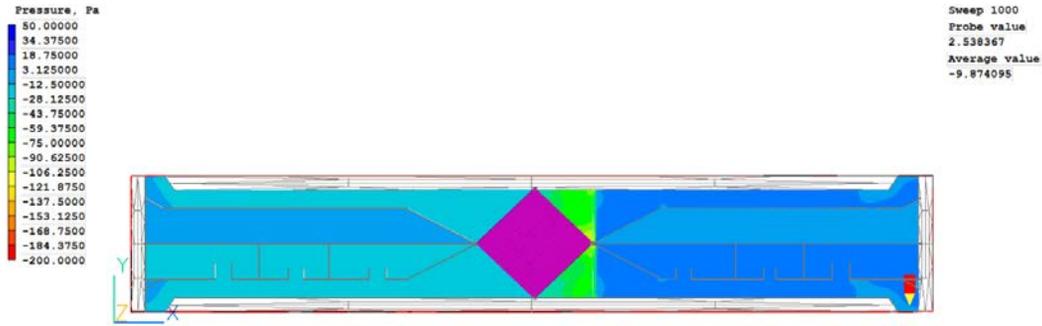


Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P9A.

VI.1.11. Protótipo P10A

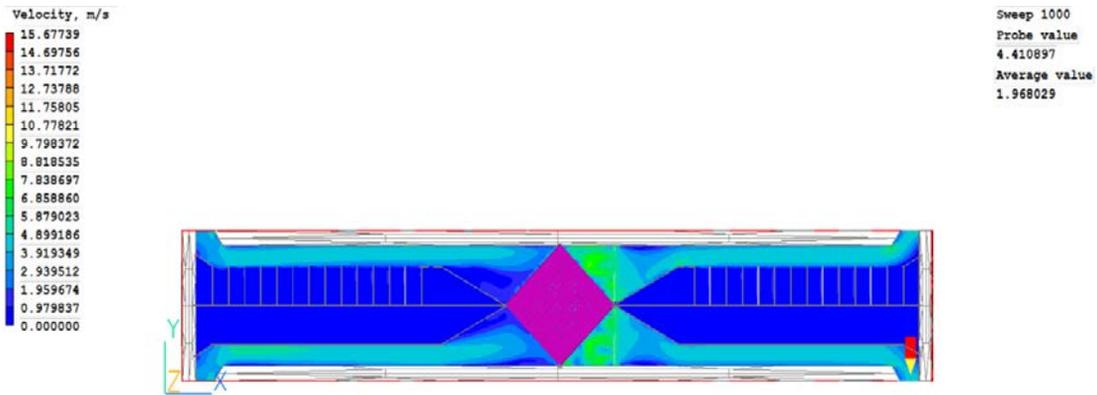


Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P10A.

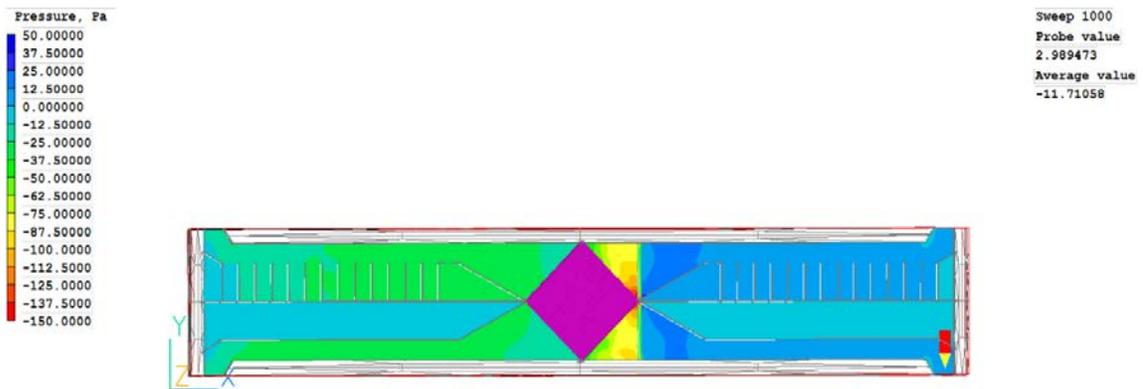


Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P10A.

VI.1.12. Protótipo P11A

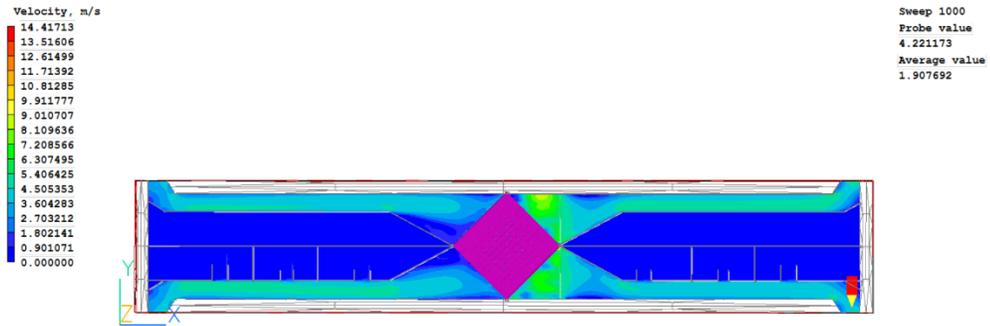


Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P11A.

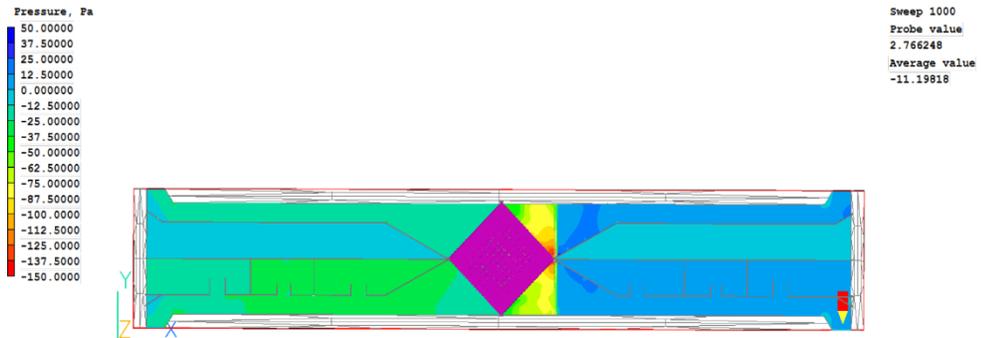


Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P11A.

VI.1.13. Protótipo P12A

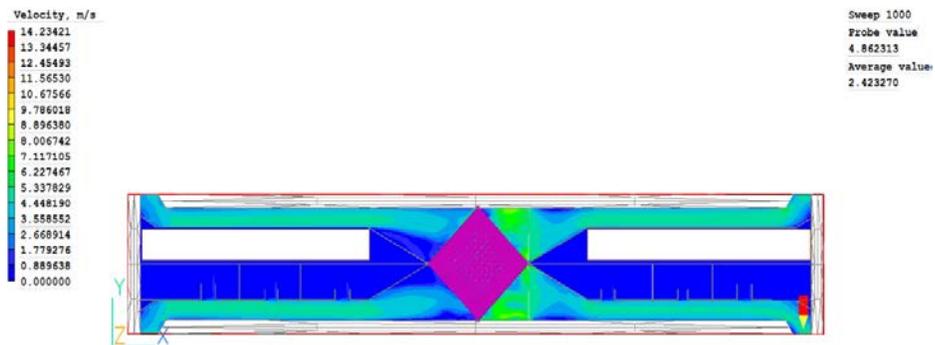


Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P12A.



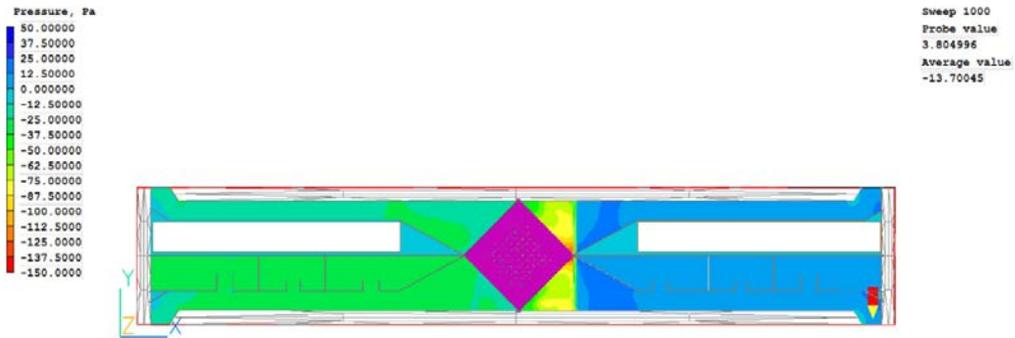
Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P12A.

VI.1.14. Protótipo P13A



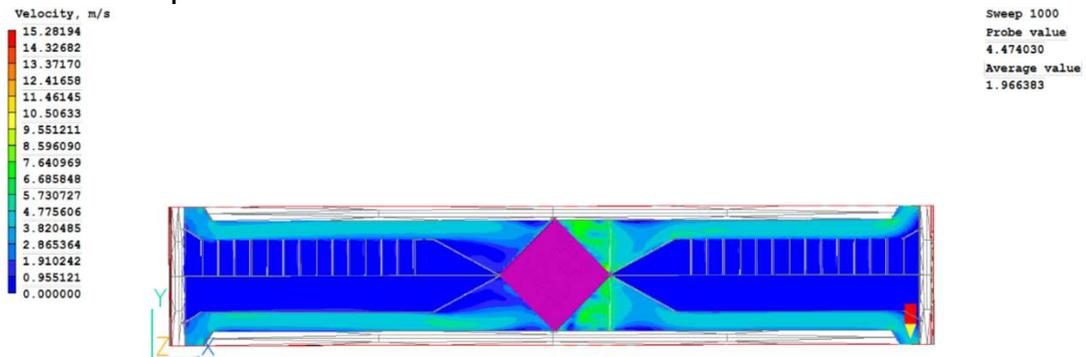
Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P13A.

VENTILADOR MECÂNICO DE ELEVADO DESEMPENHO ACÚSTICO PARA FACHADAS

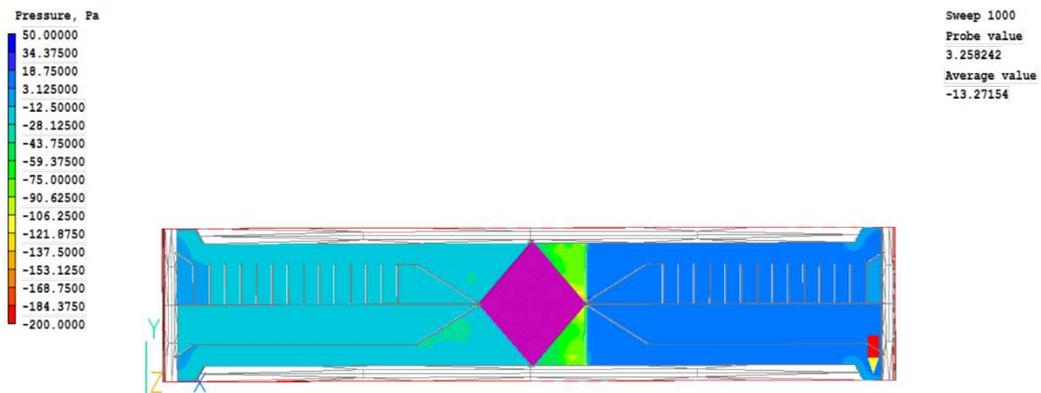


Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P13A.

VI.1.15. Protótipo P14A

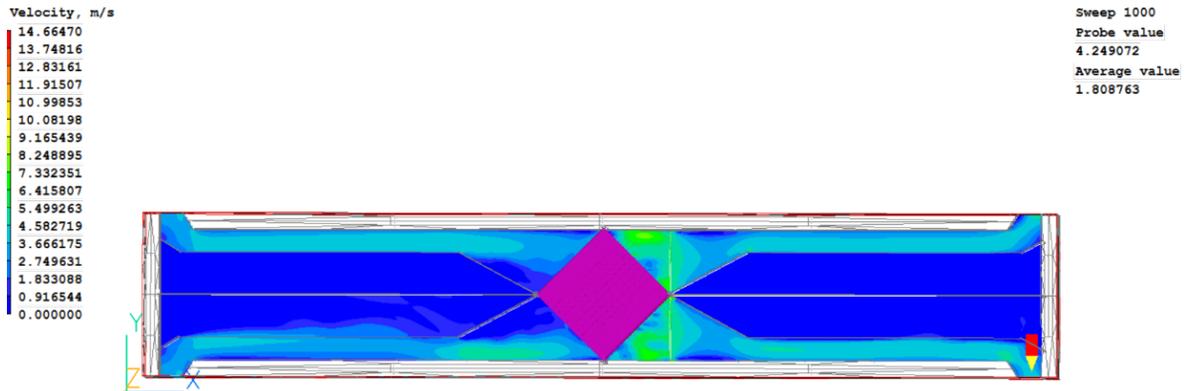


Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P14A.

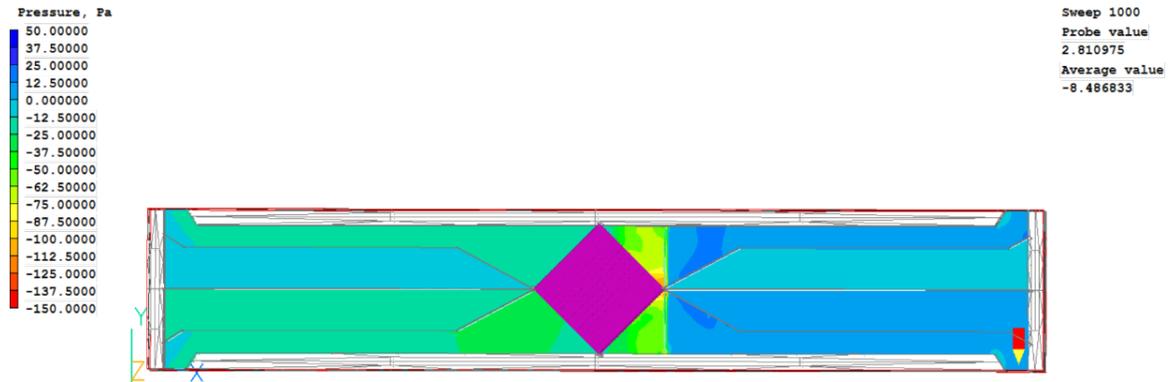


Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P14A.

VI.1.16. Protótipo P15A

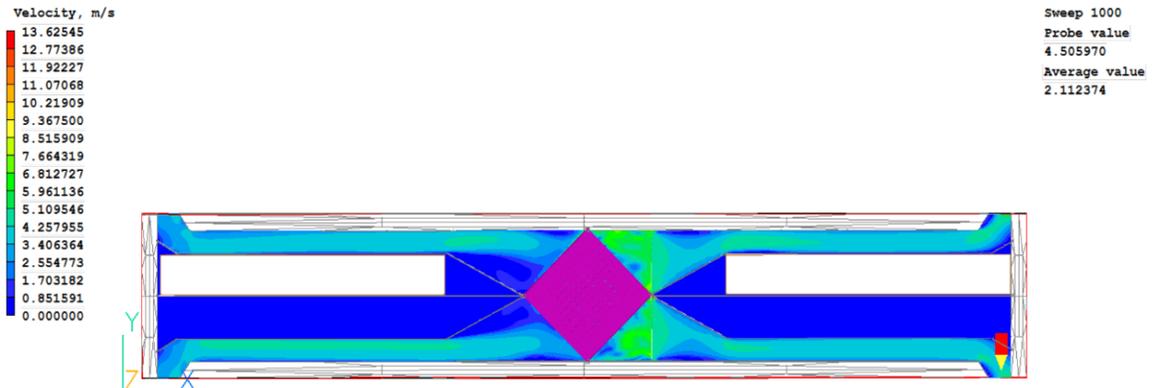


Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P15A.

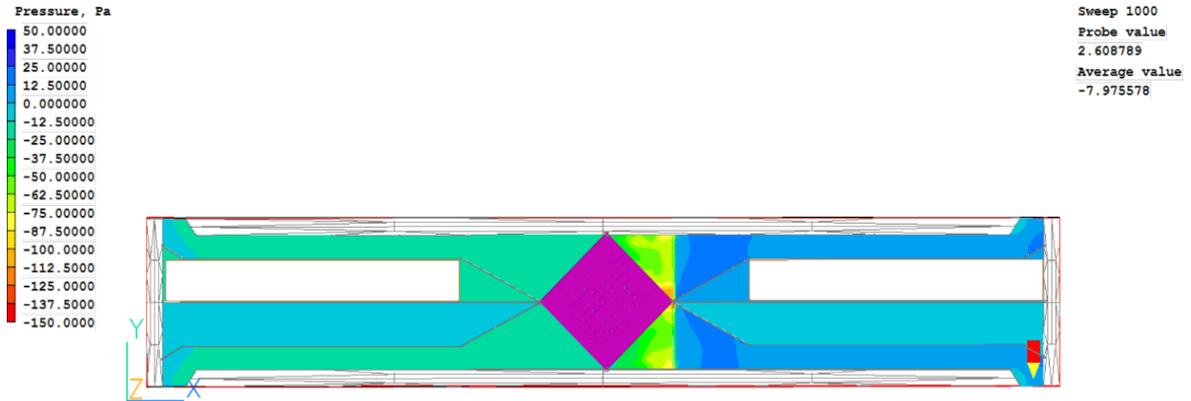


Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P15A.

VI.1.17. Protótipo P16A

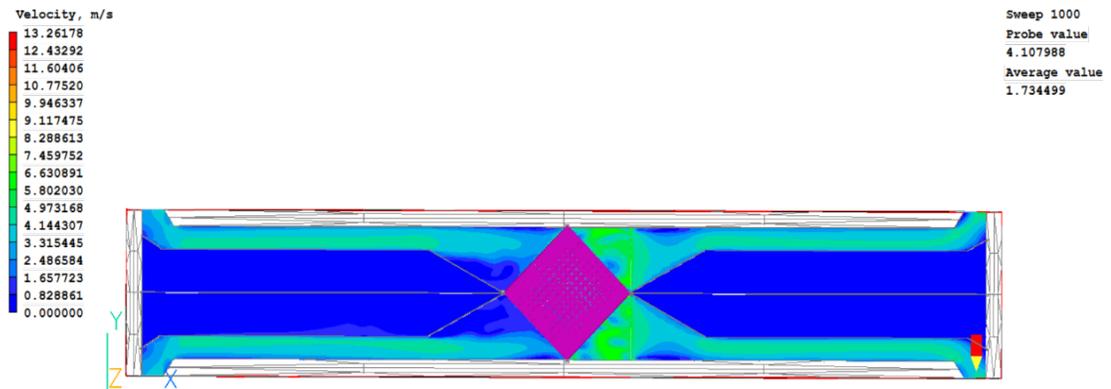


Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P16A.

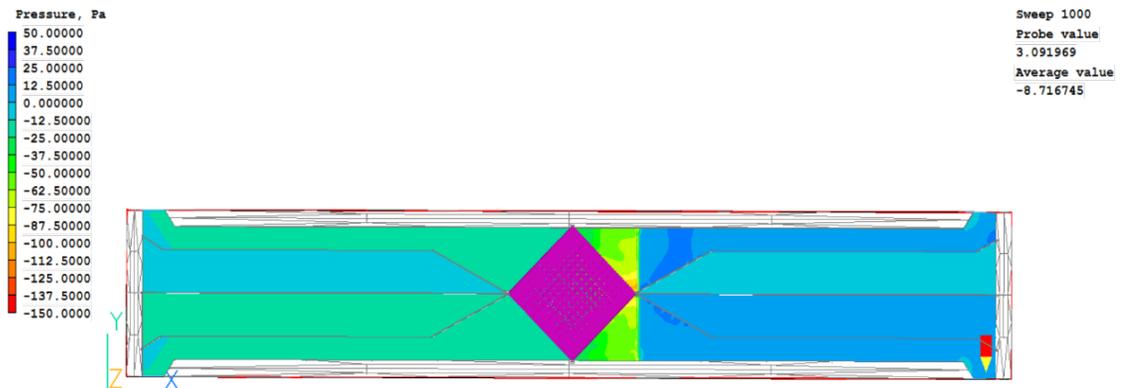


Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P16A.

VI.1.18. Protótipo P17A

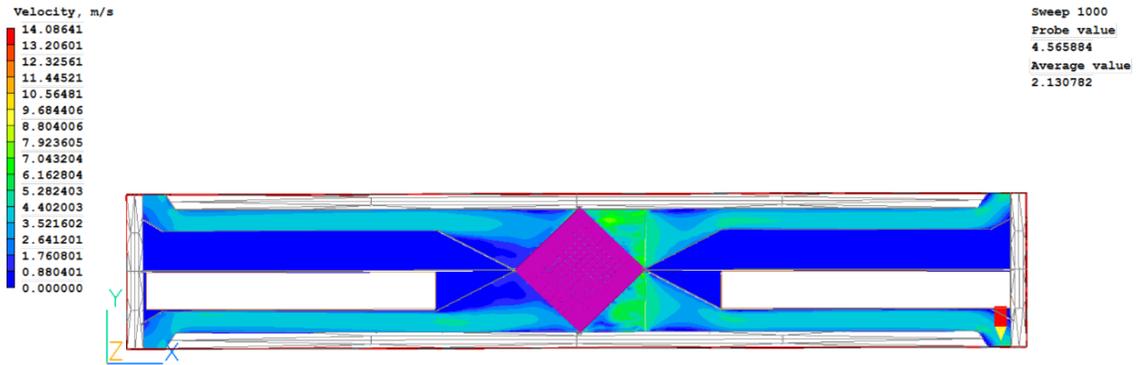


Velocidade do ar na abertura A_2 do Protótipo P17A.

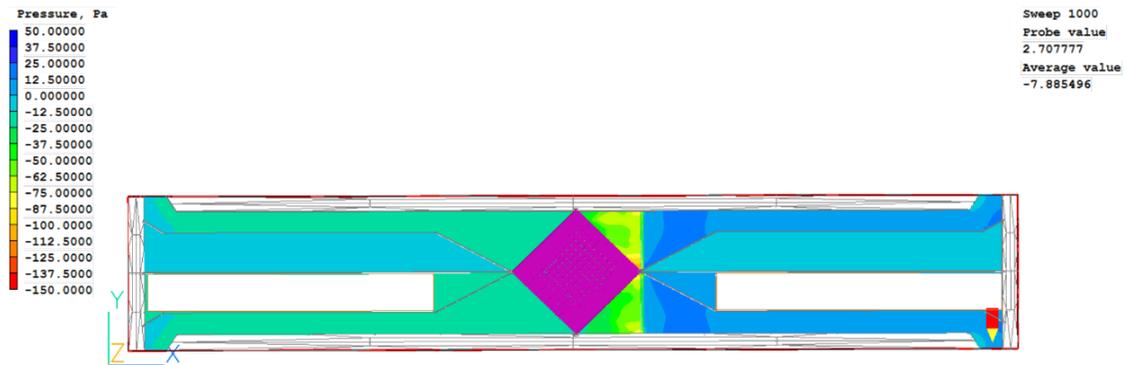


Pressão do ar na abertura A_2 do Protótipo P17A.

VI.1.19. Protótipo P18A

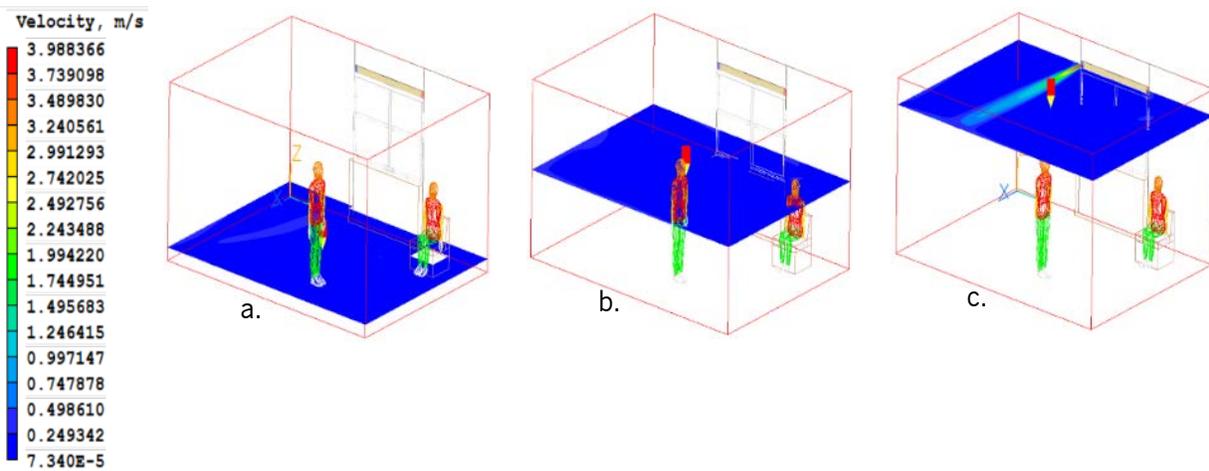


Velocidade do ar na abertura A₂ do Protótipo P18A.



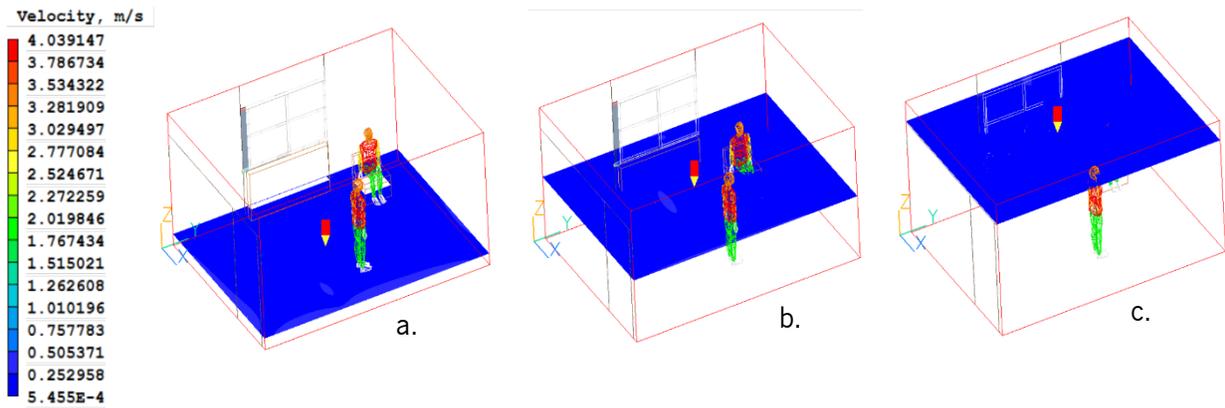
Pressão do ar na abertura A₂ do Protótipo P18A.

VI.2. Distribuição da velocidade do ar em modelo geométrico 3D



Velocidade do ar com protótipo na horizontal: a. z = 0,2 m; b. z = 1,20 m; c. z = 2,12 m.

VENTILADOR MECÂNICO DE ELEVADO DESEMPENHO ACÚSTICO PARA FACHADAS



Velocidade do ar com protótipo na vertical: a. $z = 0,2$ m; b. $z = 1,20$ m; c. $z = 2,12$ m.

Simulação de CFD da velocidade do ar em modelo geométrico 3D.

Disposição do protótipo na fachada	Velocidade (m/s)						
	V_a	V_b	V_c	V_{ma}	V_{mb}	V_{mc}	V
Horizontal	0,101	0,105	0,103	0,122	0,093	0,167	0,127
Vertical	0,108	0,069	0,019	0,123	0,097	0,048	0,089

Anexo VII. Simulações de CFD dos índices PMV e PPD

Neste anexo são apresentados os resultados das simulações feitas com o *software* Phoenics Flair, relativas às predições dos índices de conforto térmico PMV e PPD.

Em tais simulações foram considerados protótipos nas posições horizontal e vertical, com malha de pontos distante do piso em três contas: 0,20 m, 1,20 m e 2,12 m.

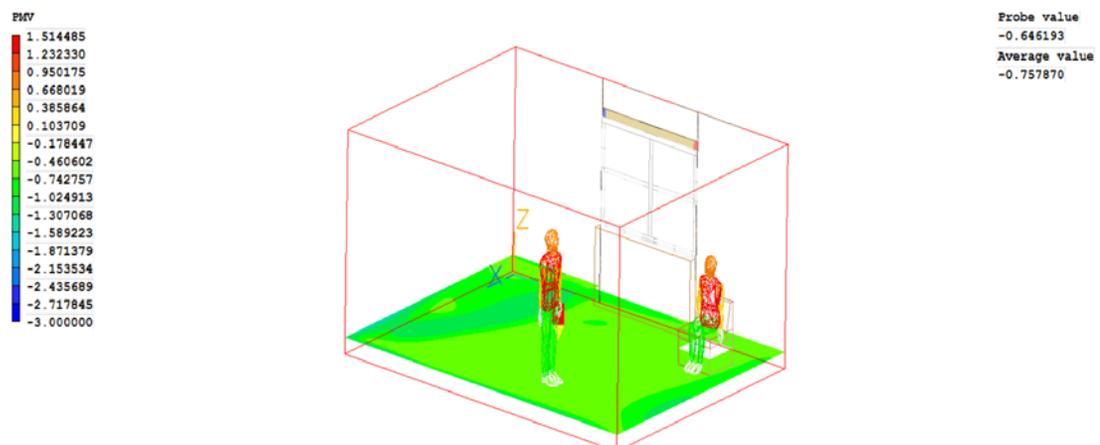
VII.1. Síntese dos resultados

Simulação de CFD da velocidade do ar em modelo geométrico 3D.

Disposição do protótipo na fachada	Índices de conforto térmico					
	PMV _a	PMV _b	PMV _c	PPD _a	PPD _b	PPD _c
Vertical	-0,63	-0,54	-0,44	13,36	11,17	9,09
Horizontal	-0,64	-0,61	-0,50	13,76	13,03	10,30

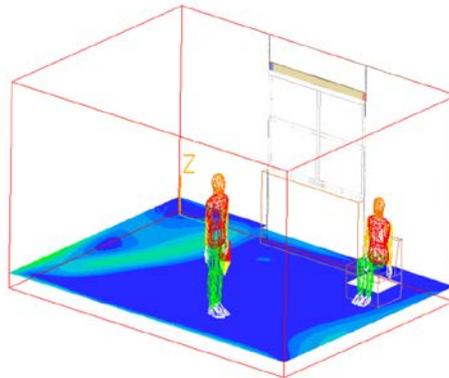
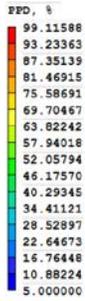
VII.2. Protótipo na posição horizontal

VII.2.1. Índice PMV para cota z = 0,2 m



Índice PMV para cota z = 0,2 m.

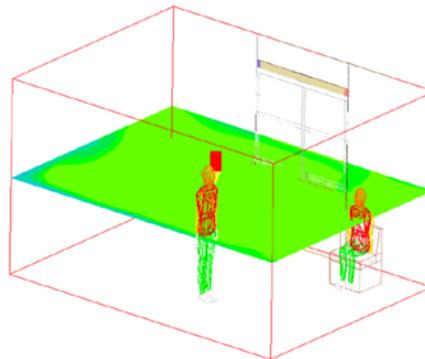
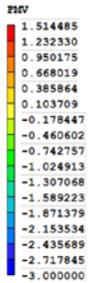
VII.2.2. Índice PPD para cota z = 0,2 m



Probe value
13.76784
Average value
17.86785

Índice PPD para cota z = 0,2 m.

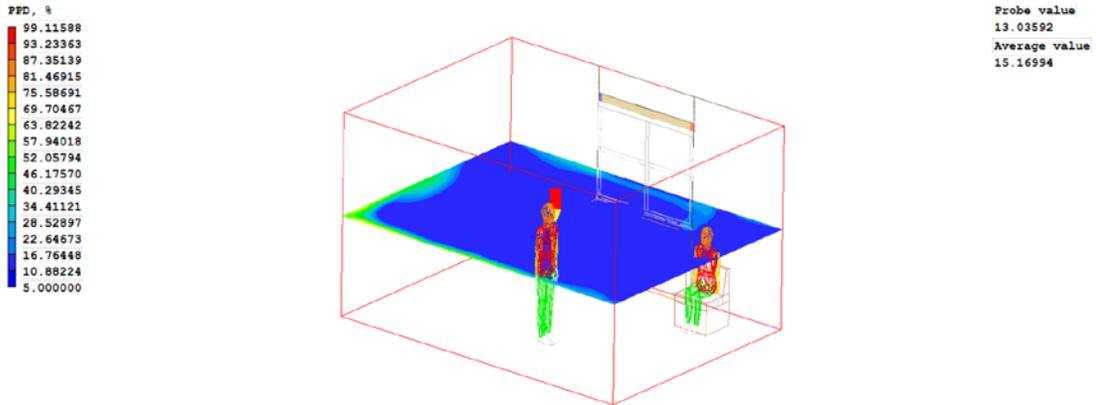
VII.2.3. Índice PMV para cota z = 1,2 m



Probe value
-0.618895
Average value
-0.671450

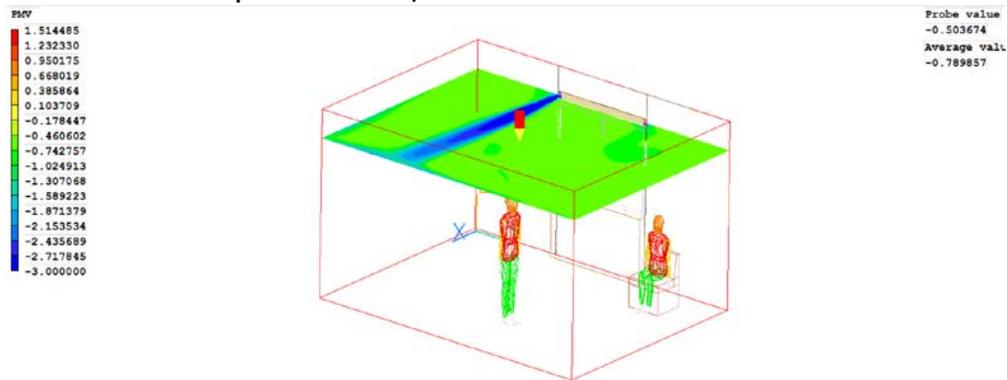
Índice PMV para cota z = 1,2 m.

VII.2.4. Índice PPD para cota z = 1,2 m



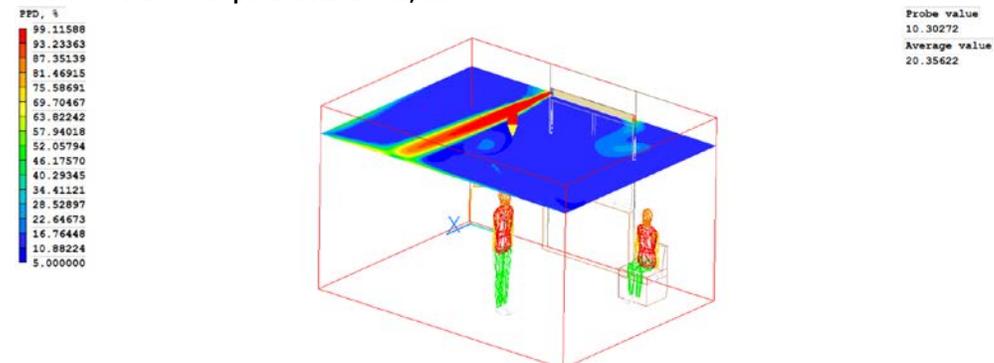
Índice PPD para cota z = 1,2 m.

VII.2.5. Índice PMV para cota z = 2,12 m



Índice PMV para cota z = 2,12 m.

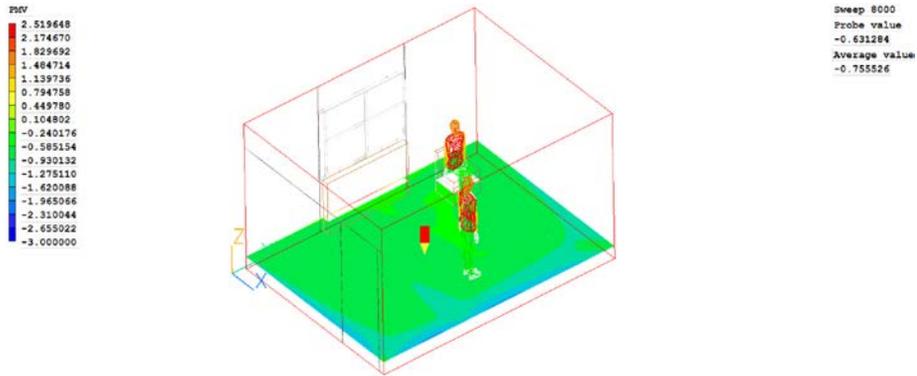
VII.2.6. Índice PPD para cota z = 2,12 m



Índice PPD para cota z = 2,12 m.

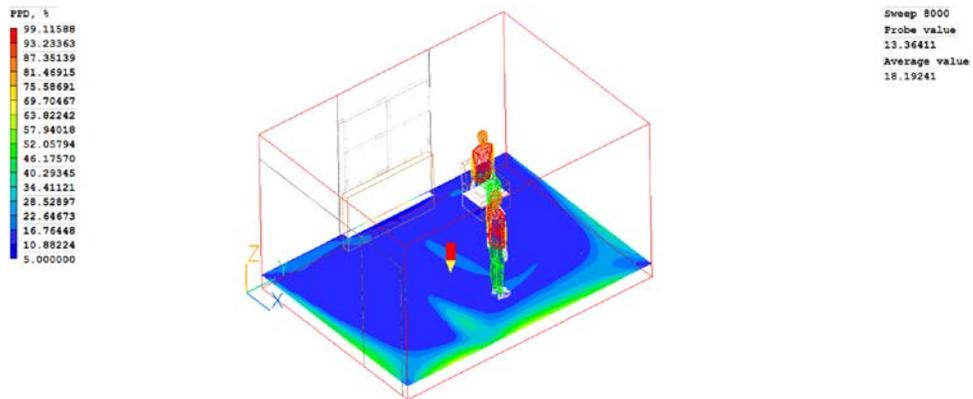
VII.3. Protótipo na posição vertical

VII.3.1. Índice PMV para cota z = 0,2 m



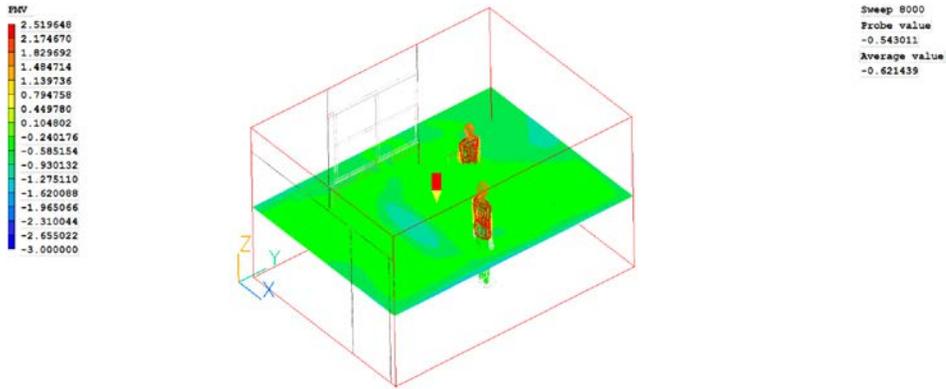
Índice PMV para cota z = 0,2 m.

VII.3.2. Índice PPD para cota z = 0,2 m



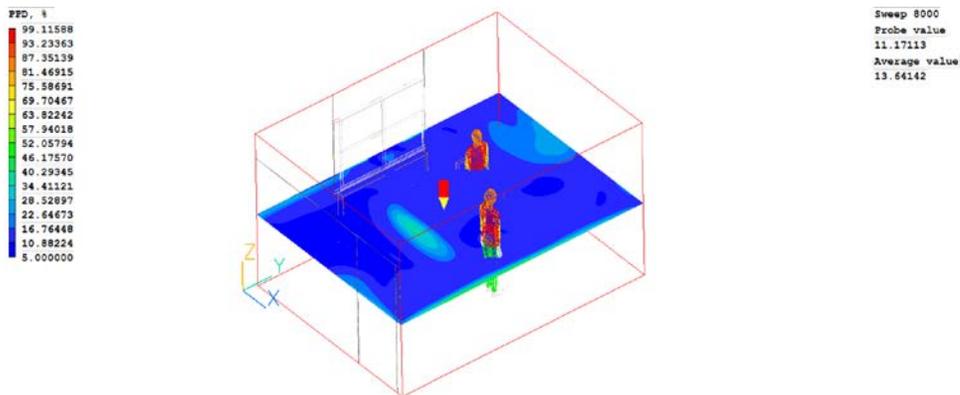
Índice PPD para cota z = 0,2 m.

VII.3.3. Índice PMV para cota z = 1,2 m



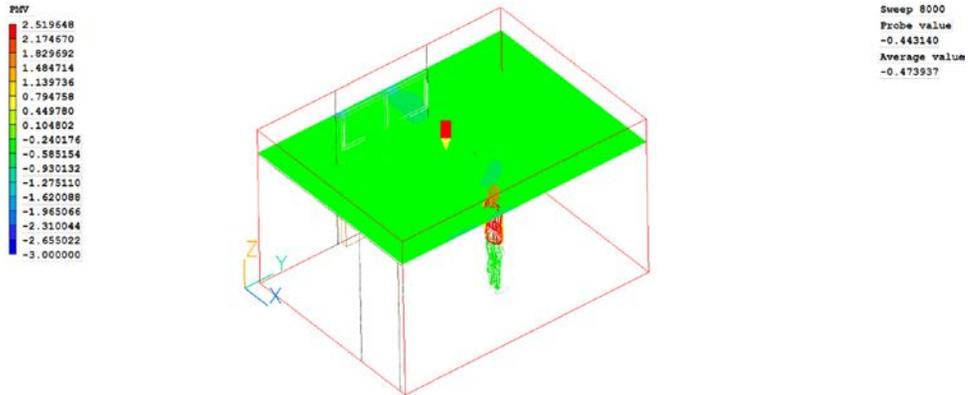
Índice PMV para cota z = 1,2 m.

VII.3.4. Índice PPD para cota z = 1,2 m



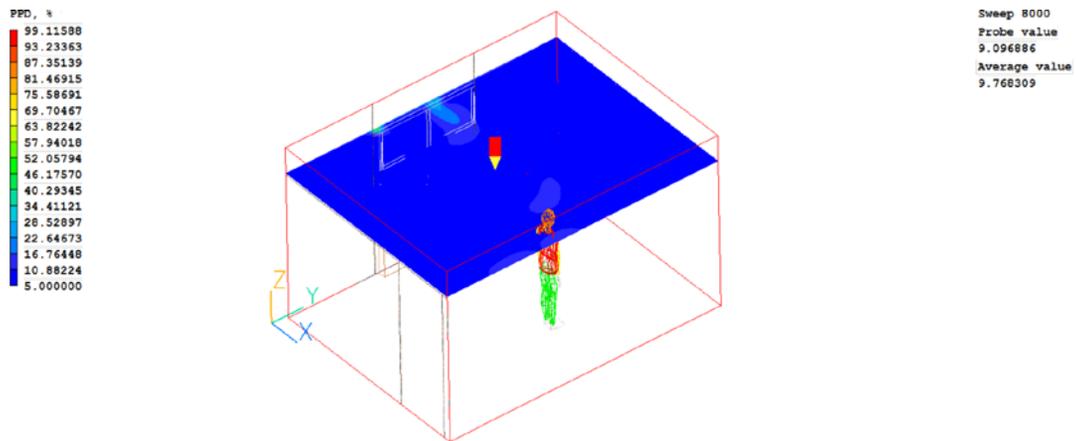
Índice PPD para cota z = 1,2 m.

VII.3.5. Índice PMV para cota z = 2,12 m



Índice PPD para cota z = 2,12 m.

VII.3.6. Índice PPD para cota z = 2,12 m

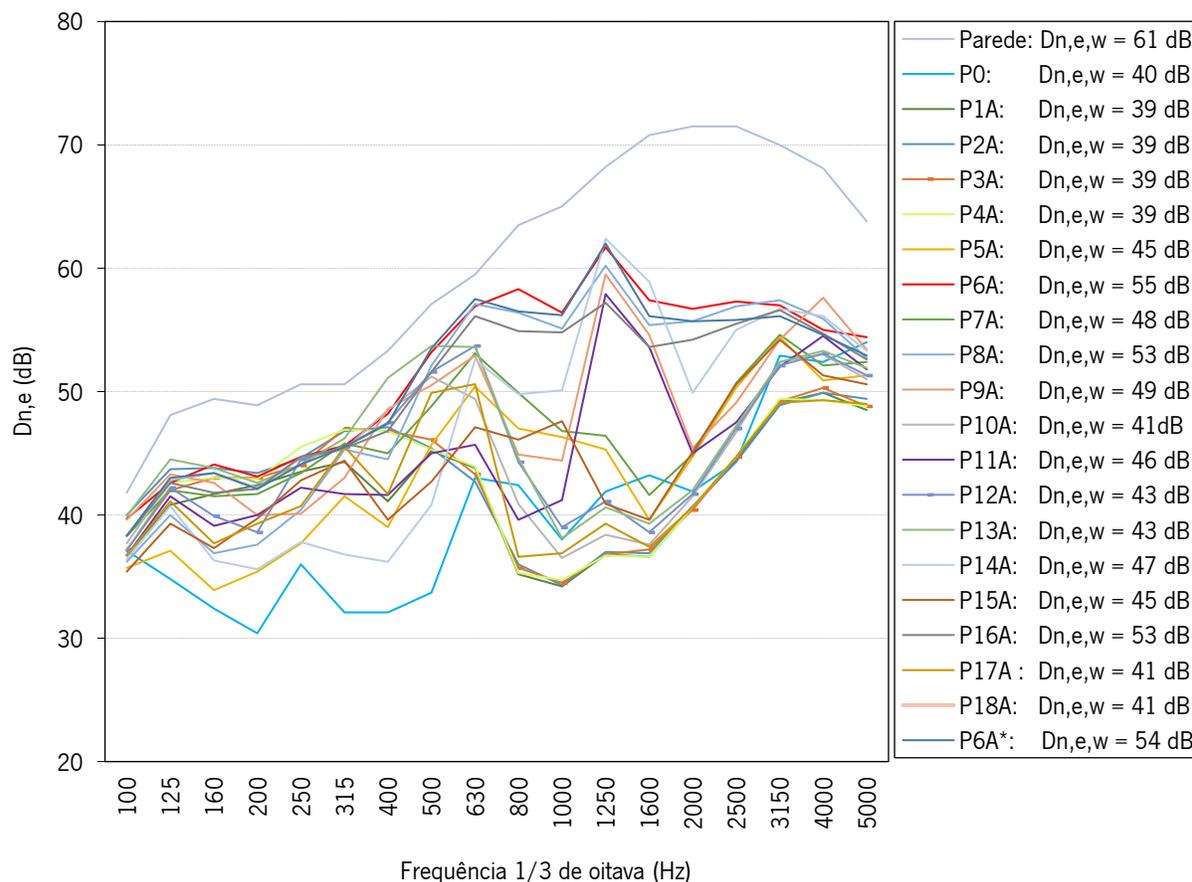


Índice PPD para cota z = 2,12 m.

Anexo VIII. Resultado dos testes acústicos

Neste anexo são apresentados os resultados obtidos nos testes acústicos em laboratório, quanto ao isolamento sonoro da parede básica e dos protótipos. Apresentam-se também, ao final do referido anexo, o nível de ruído em dB(A) emitido pelas ventoinhas dos circuitos de admissão e de exaustão de ar dos protótipos. Cada figura do Anexo VIII é constituída pela curva de isolamento com os valores de $D_{n,e}$, em frequências de terço de oitava, pelo número único de isolamento sonoro obtido através da ISO 717-1 e por uma tabela alusiva aos valores de $D_{n,e}$ plotados no gráfico da curva de isolamento sonoro do protótipo. No caso da parede básica, os descritores acústicos são o R e o R_w .

VIII.1. Síntese dos resultados de isolamento sonoro



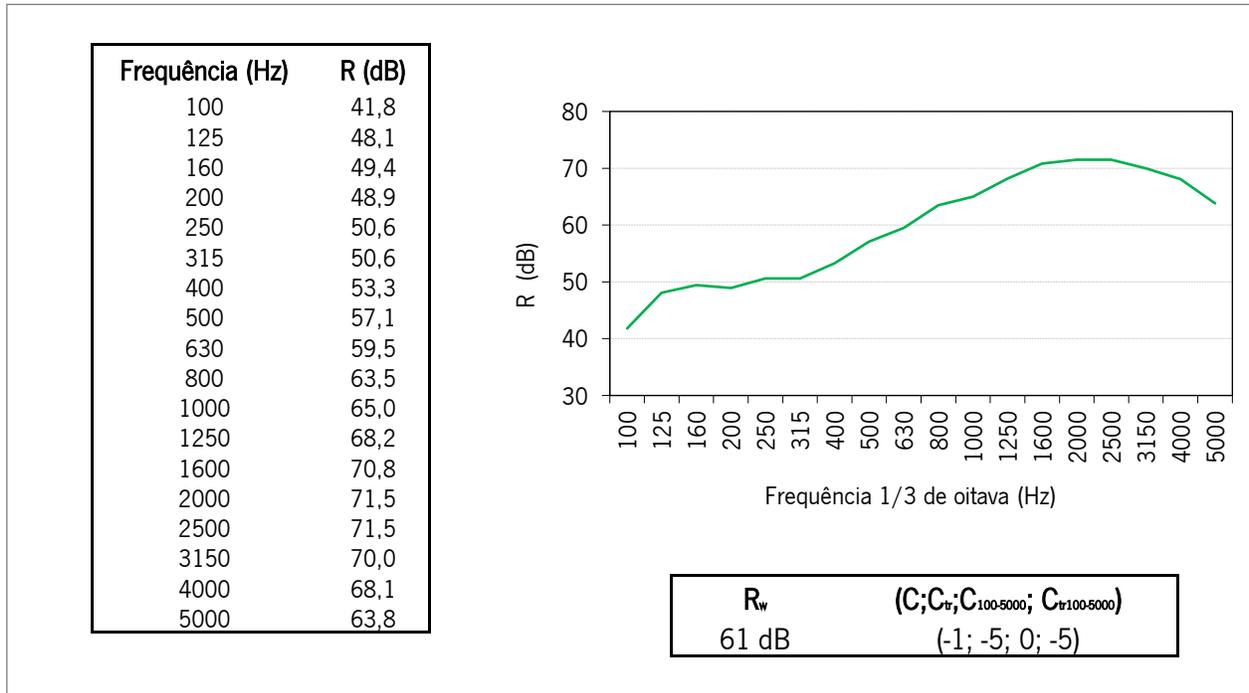
Curva de isolamento sonoro da parede básica e dos protótipos.

VENTILADOR MECÂNICO DE ELEVADO DESEMPENHO ACÚSTICO PARA FACHADAS

Elemento	Ventoinhas	Descriptor acústico	(C;C _{tr} ;C ₁₀₀₋₅₀₀₀ ; C _{tr100-5000})
Parede básica	—	R _w = 61 dB	(-1; -5; 0; -5)
P0	ligadas	D _{n,e,w} = 40 dB	(-1; -3; 0; -3)
P1A	ligadas	D _{n,e,w} = 39 dB	(-1; -1; 0; -1)
P2A	ligadas	D _{n,e,w} = 39 dB	(0; -1; 1; -1)
P3A	ligadas	D _{n,e,w} = 39 dB	(0; -1; 1; -1)
P4A	ligadas	D _{n,e,w} = 39 dB	(0; -1; 1; -1)
P5A	ligadas	D _{n,e,w} = 45 dB	(-1; -3; 0; -3)
P6A	ligadas	D _{n,e,w} = 55 dB	(-1; -4; -1; -4)
P7A	ligadas	D _{n,e,w} = 48 dB	(-2; -2; -1; -2)
P8A	ligadas	D _{n,e,w} = 53 dB	(-2; -6; -2; -6)
P9A	ligadas	D _{n,e,w} = 49 dB	(-1; -3; -1; -3)
P10A	ligadas	D _{n,e,w} = 41 dB	(0; -1; 1; -1)
P11A	ligadas	D _{n,e,w} = 46 dB	(-1; -3; 0; -3)
P12A	ligadas	D _{n,e,w} = 43 dB	(-1; -1; 0; -1)
P13A	ligadas	D _{n,e,w} = 43 dB	(-1; -1; 0; -1)
P14A	ligadas	D _{n,e,w} = 47 dB	(-1; -4; 0; -4)
P15A	ligadas	D _{n,e,w} = 45 dB	(-1; -2; -1; -2)
P16A	ligadas	D _{n,e,w} = 53 dB	(-1; -3; 0; -3)
P17A	ligadas	D _{n,e,w} = 41 dB	(-1; -2; 0; -2)
P18A	ligadas	D _{n,e,w} = 41 dB	(0; -1; 1; -1)
P6A	desligadas	D _{n,e,w} = 54 dB	(-1; -4; -1; -4)

R_w da parede básica e D_{n,e,w} dos protótipos.

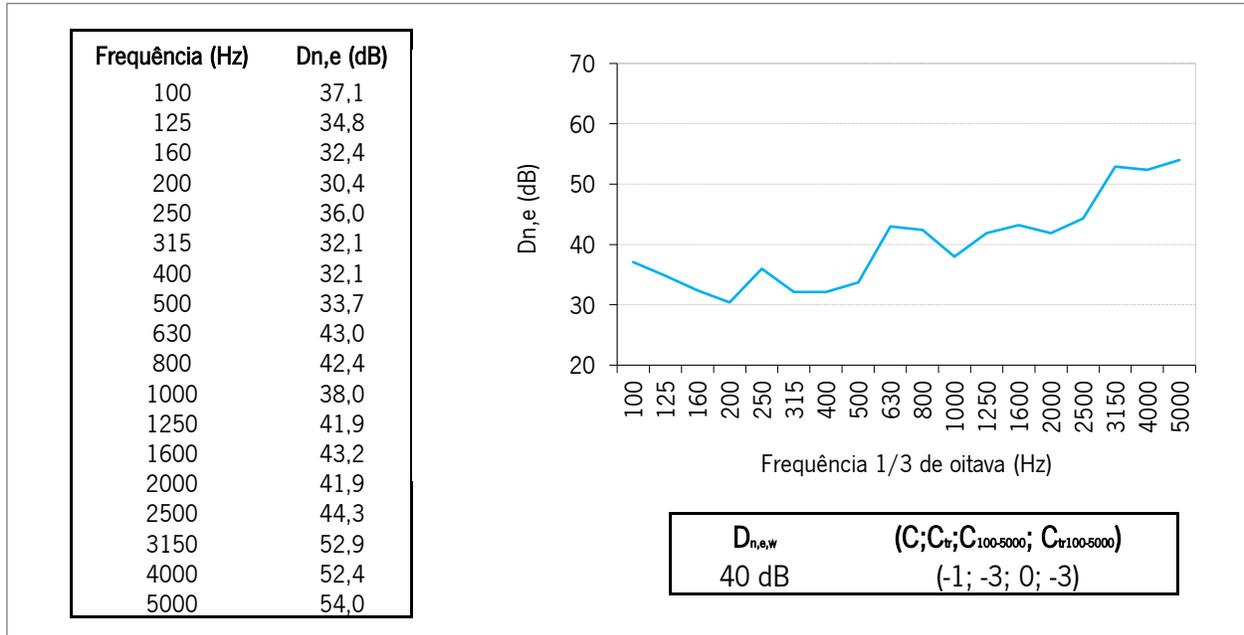
VIII.2. Isolamento sonoro da parede básica



Curva de isolamento e R_w da parede básica.

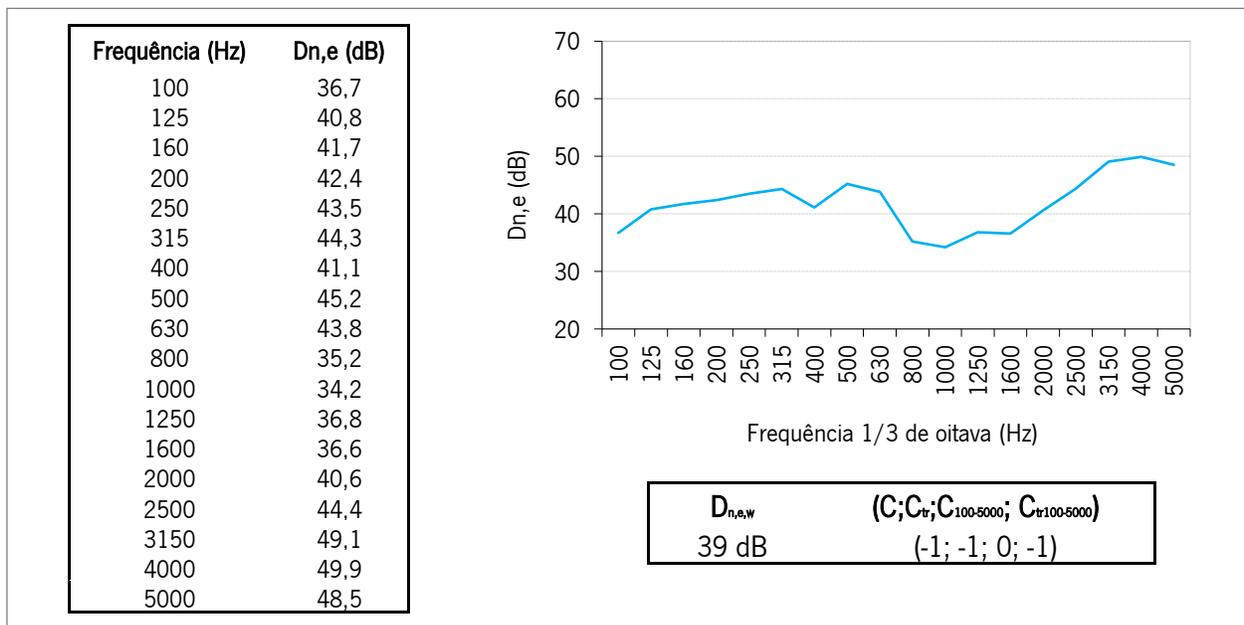
VIII.3. Isolamento sonoro dos protótipos

VIII.3.1. Protótipo P0



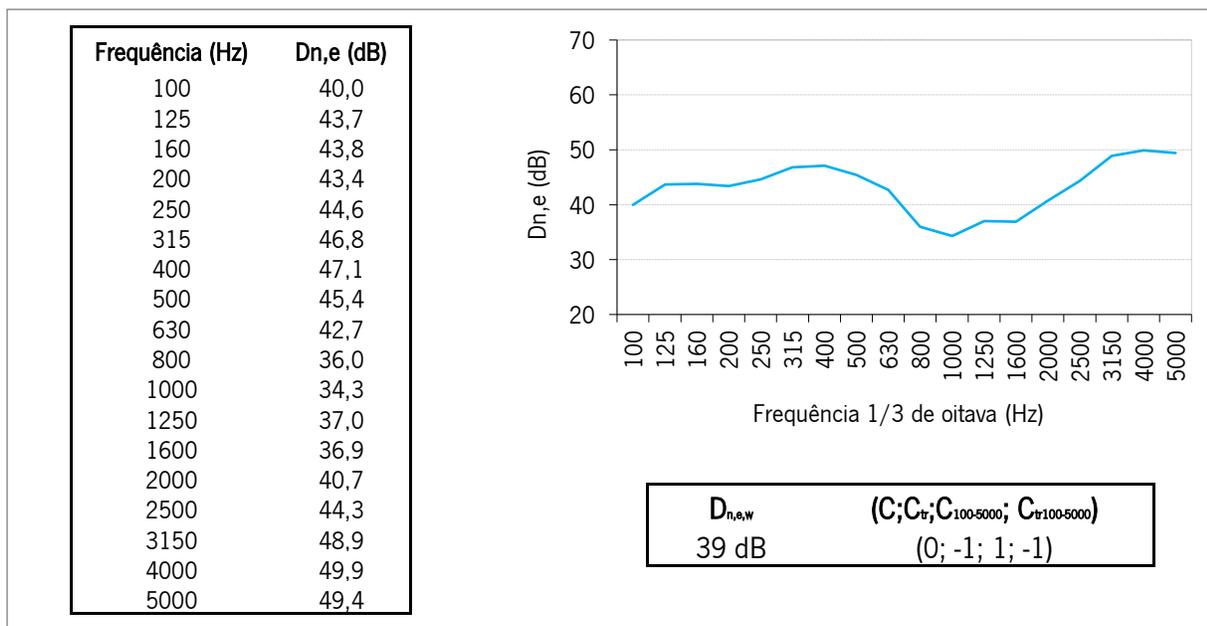
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P0.

VIII.3.2. Protótipo P1A



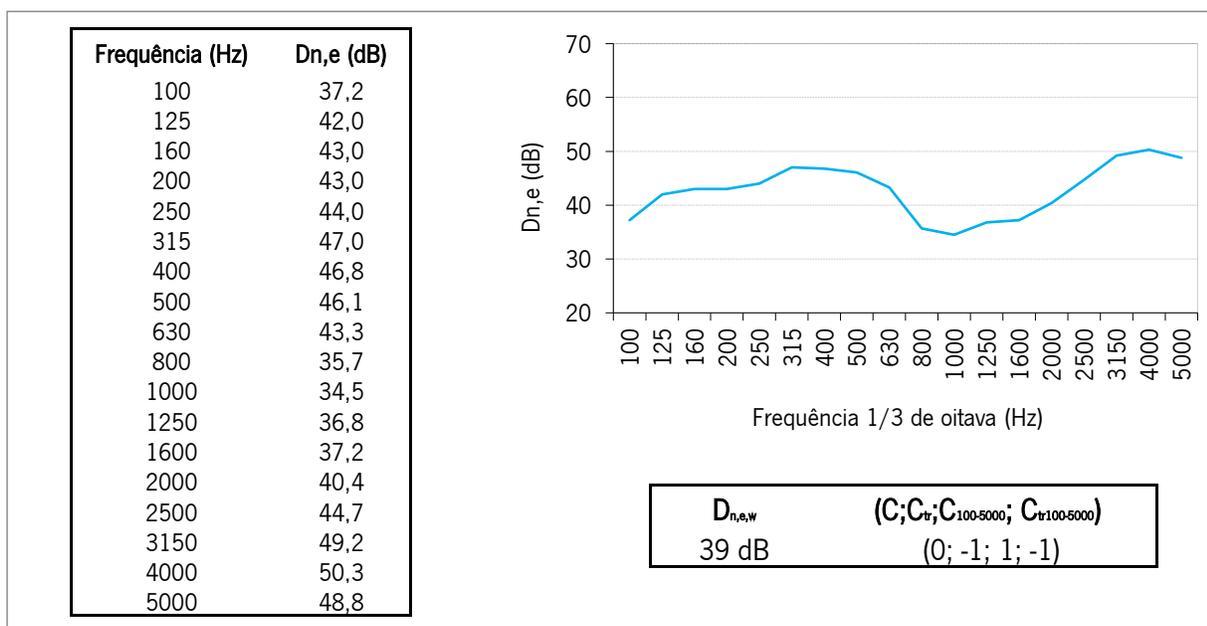
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P1A.

VIII.3.3. Protótipo P2A



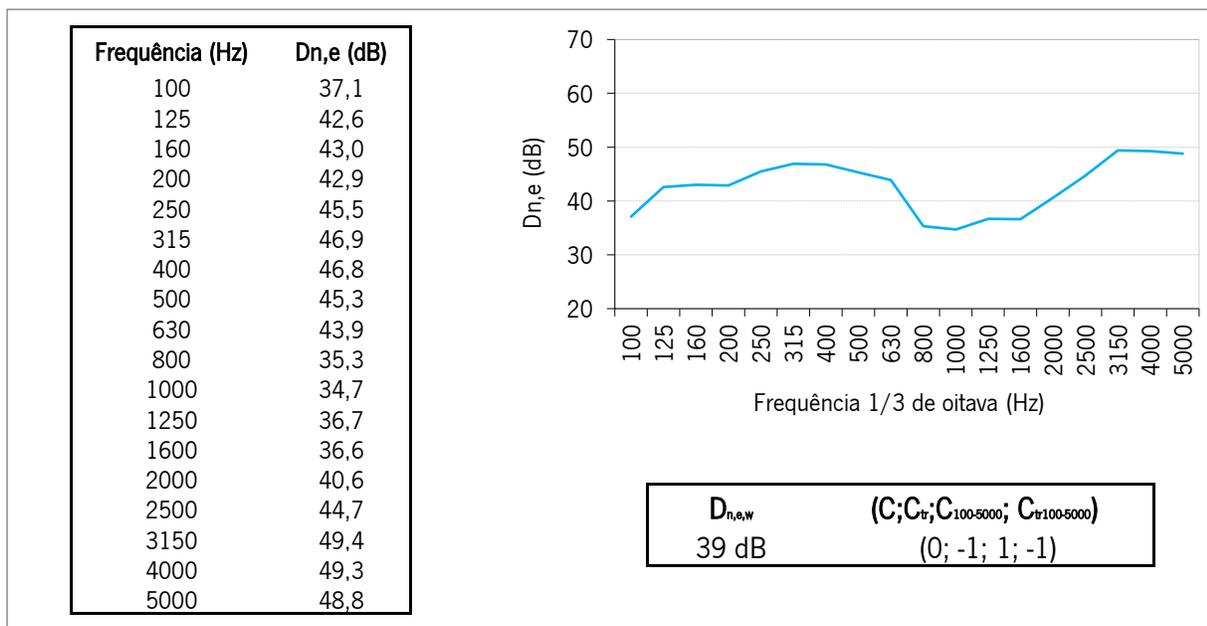
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P2A.

VIII.3.4. Protótipo P3A



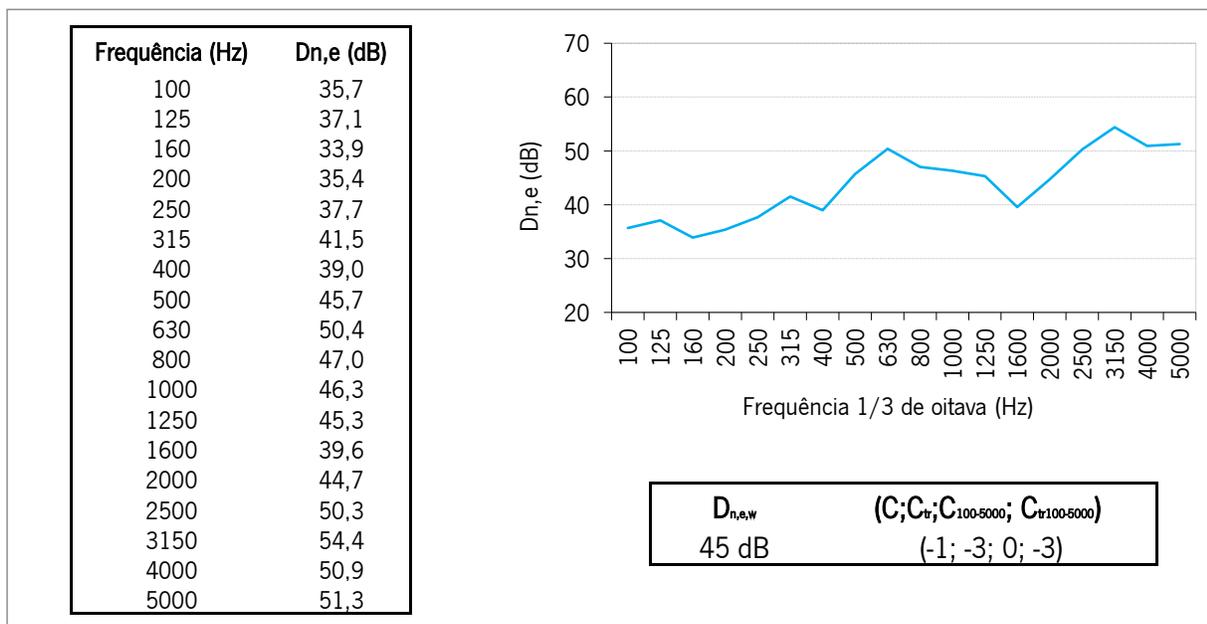
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P3A.

VIII.3.5. Protótipo P4A



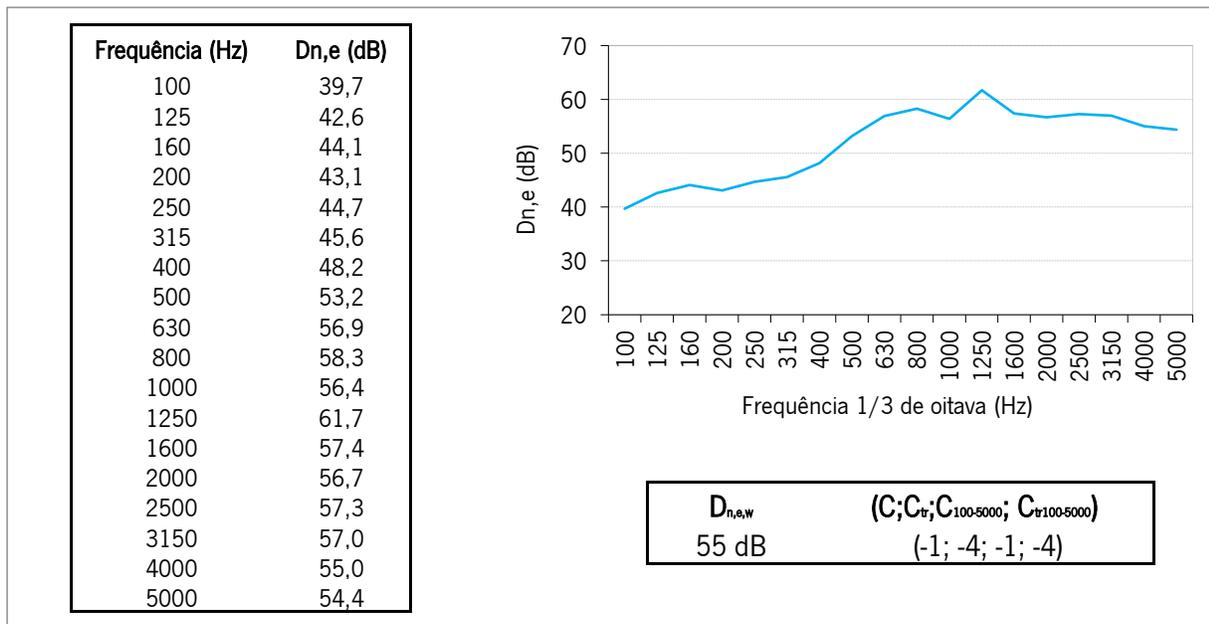
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P4A.

VIII.3.6. Protótipo P5A



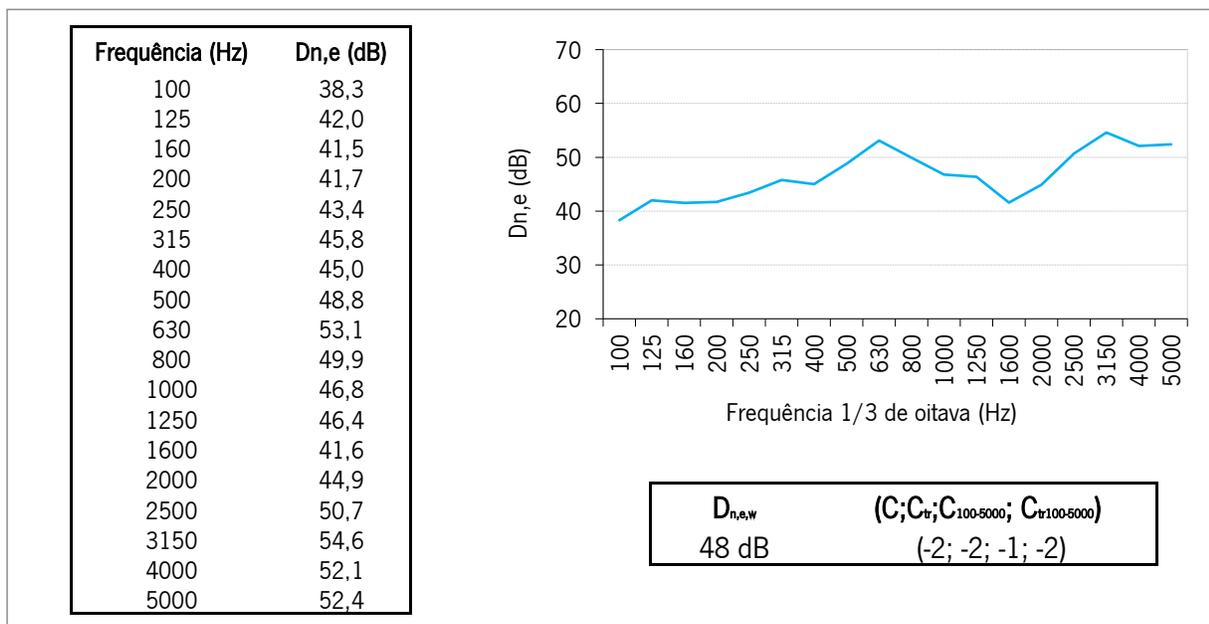
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P5A.

VIII.3.7. Protótipo P6A



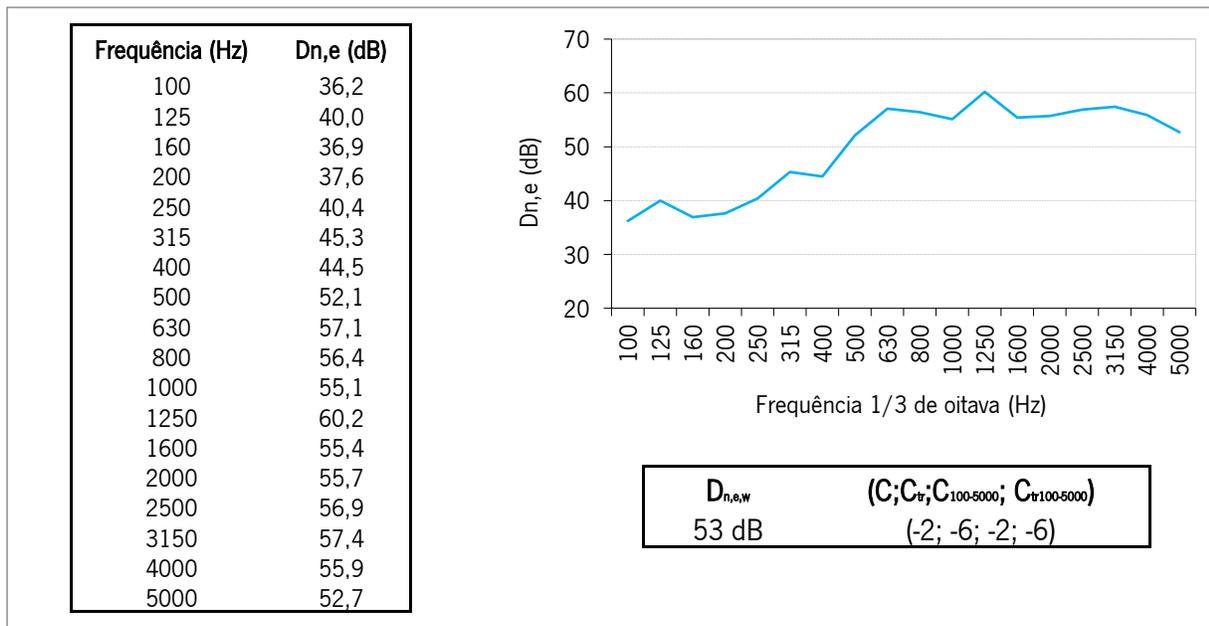
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P6A.

VIII.3.8. Protótipo P7A



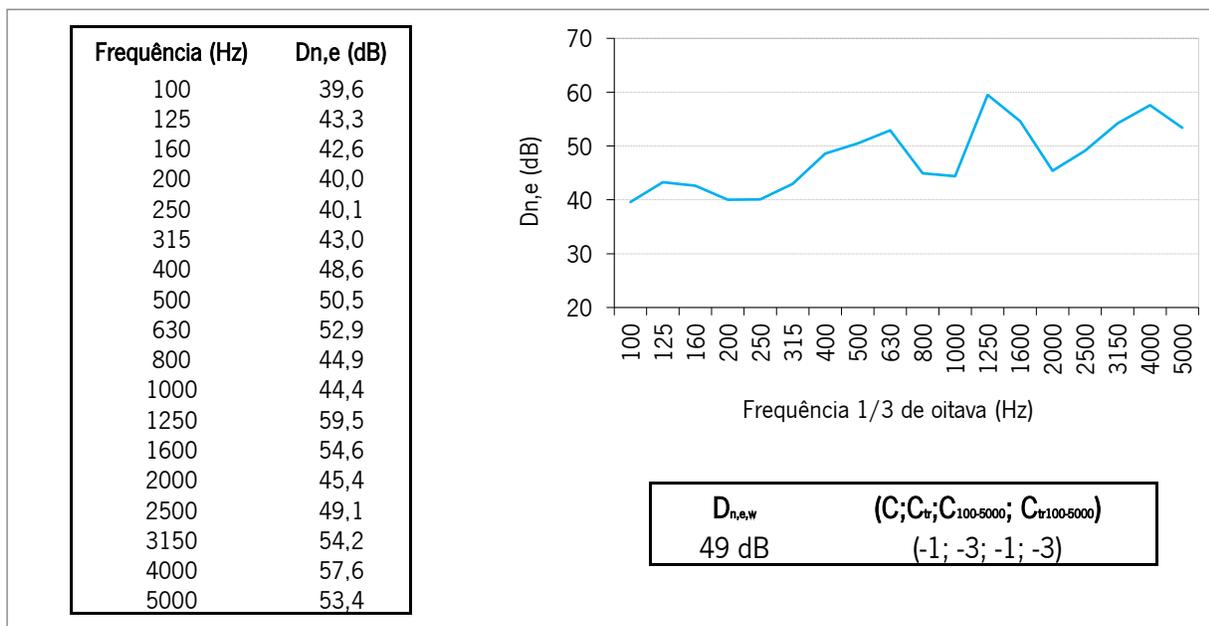
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P7A.

VIII.3.9. Protótipo P8A



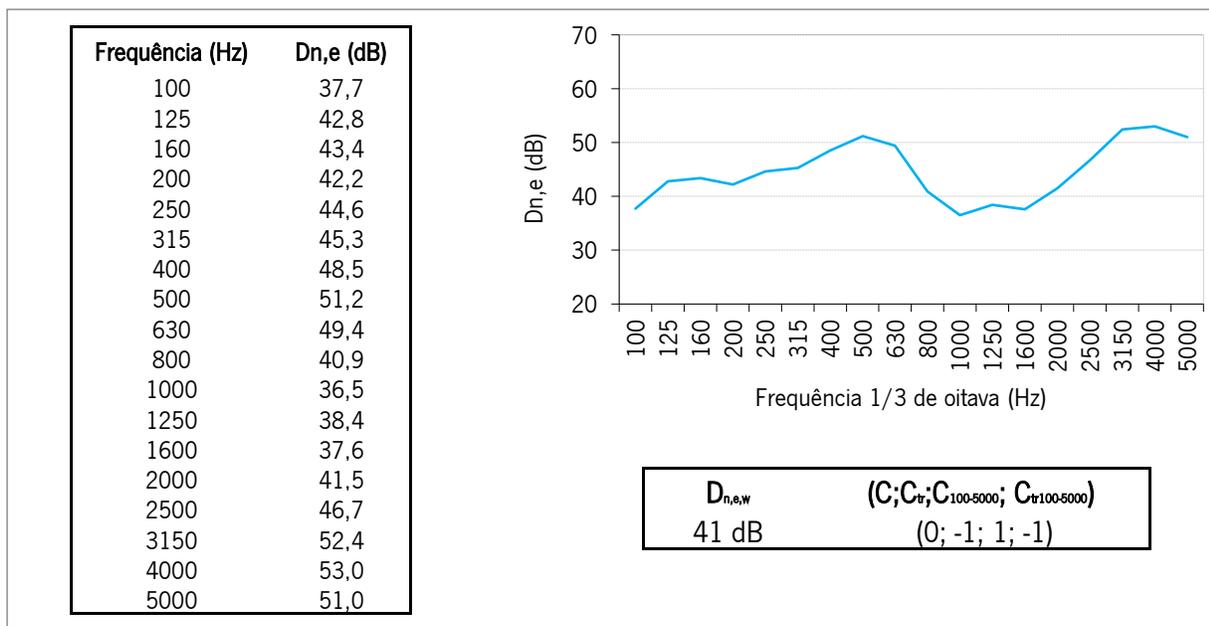
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P8A.

VIII.3.10. Protótipo P9A



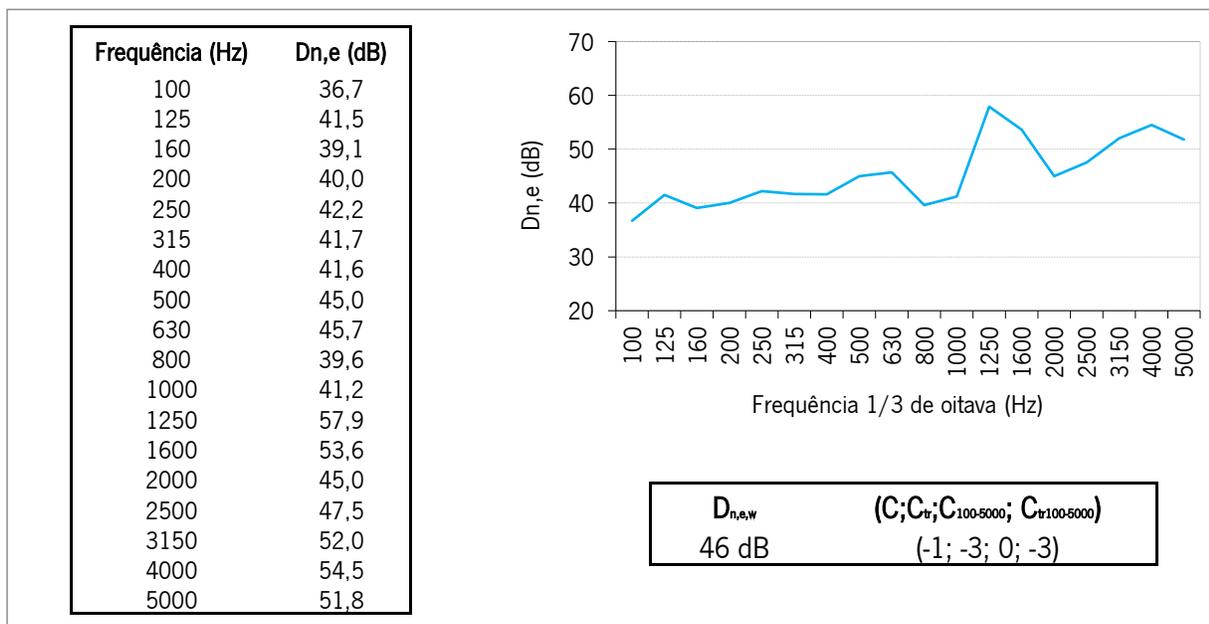
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P9A.

VIII.3.11. Protótipo P10A



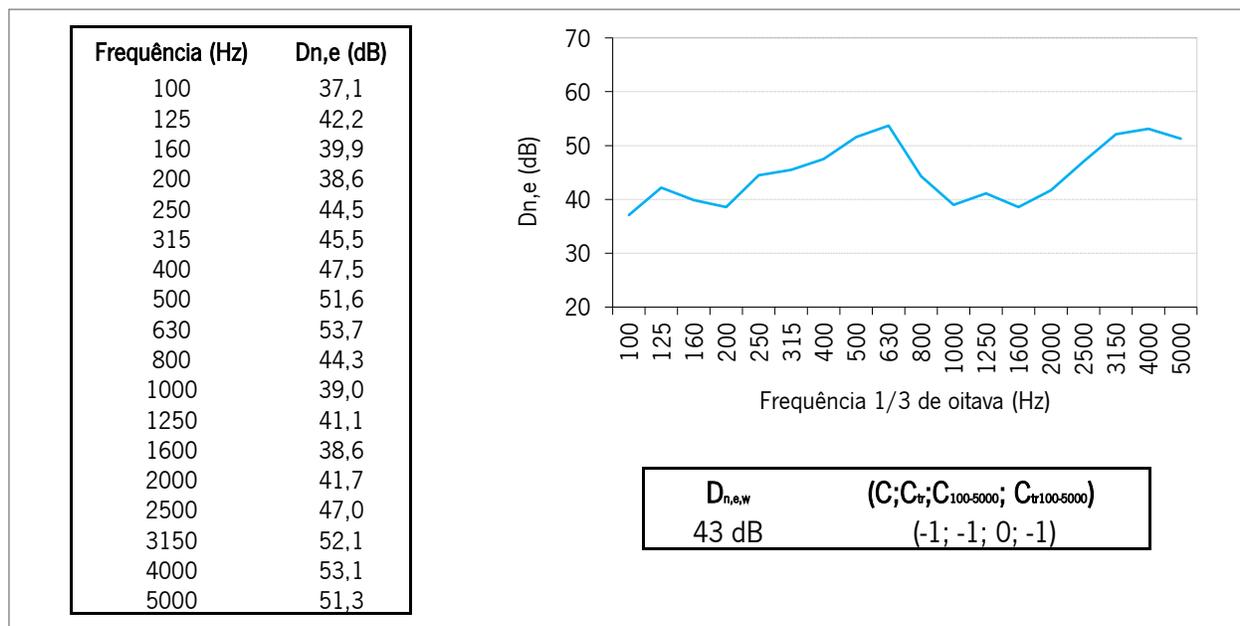
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P10A.

VIII.3.12. Protótipo P11A



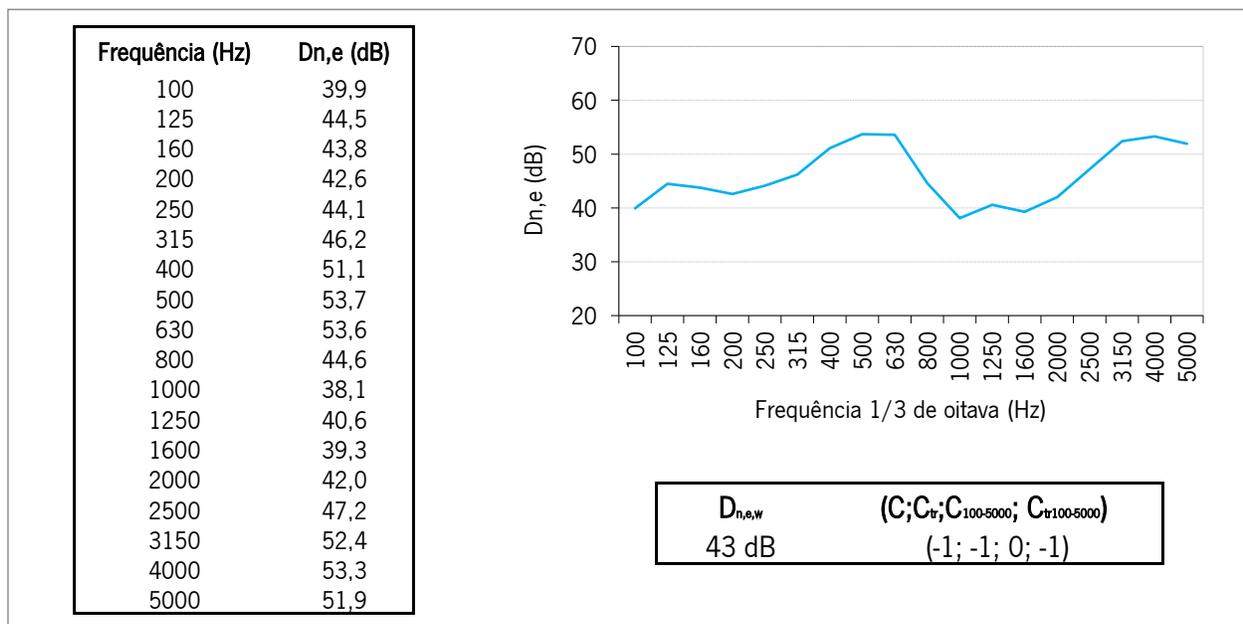
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P11A.

VIII.3.13. Protótipo P12A



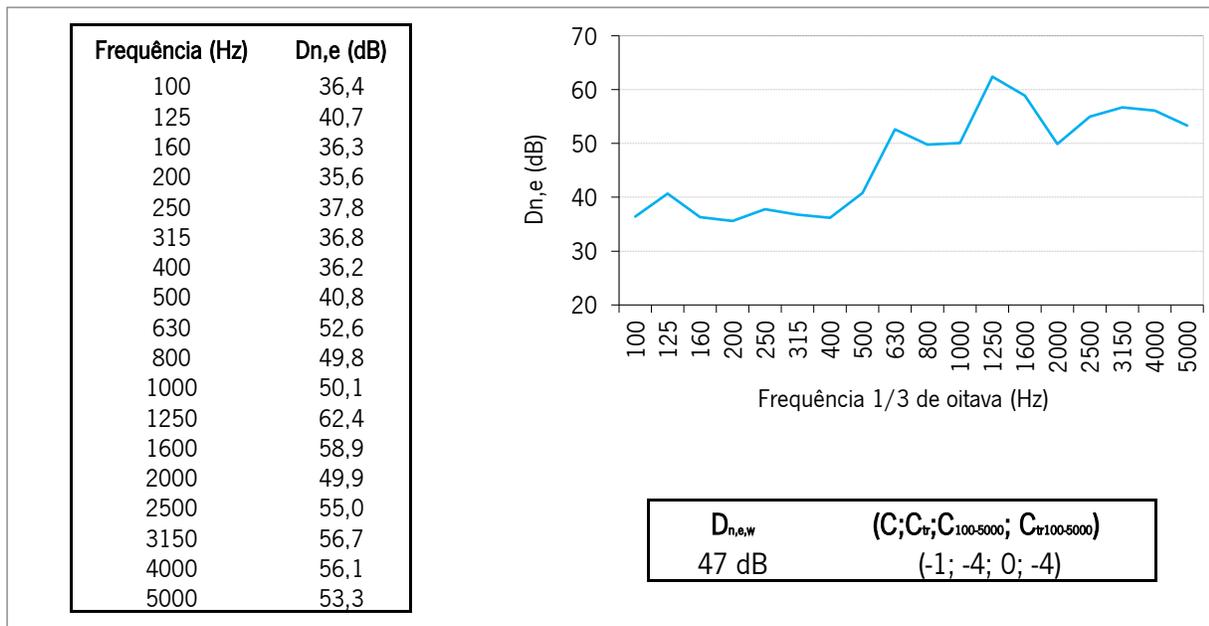
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P12A.

VIII.3.14. Protótipo P13A



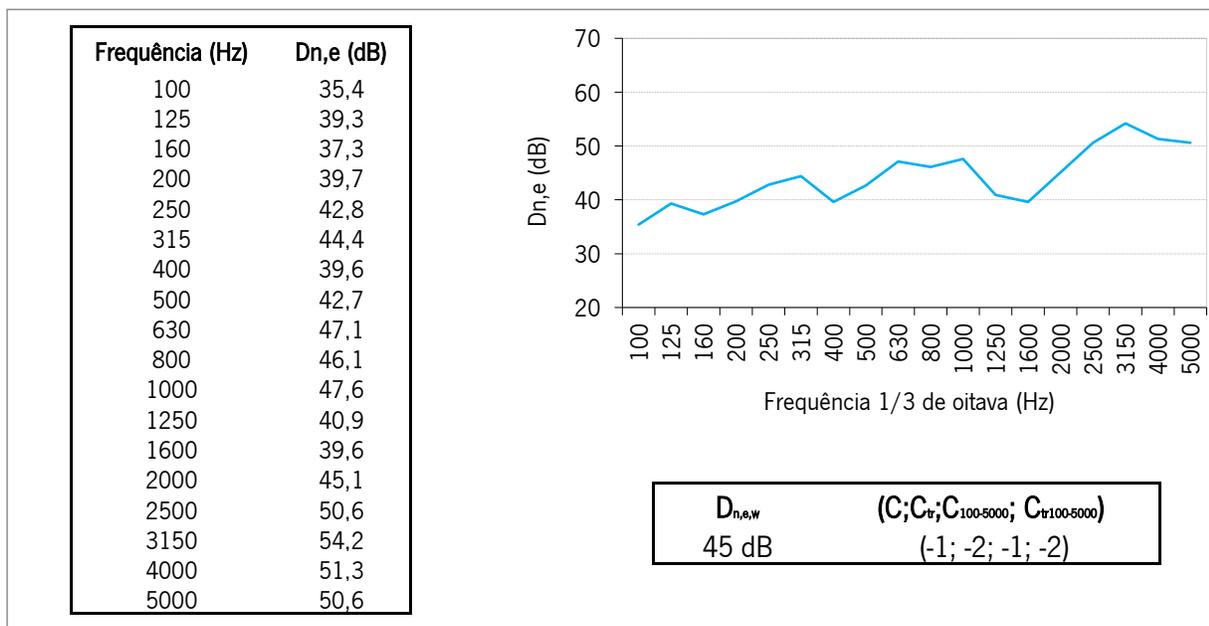
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P13A.

VIII.3.15. Protótipo P14A



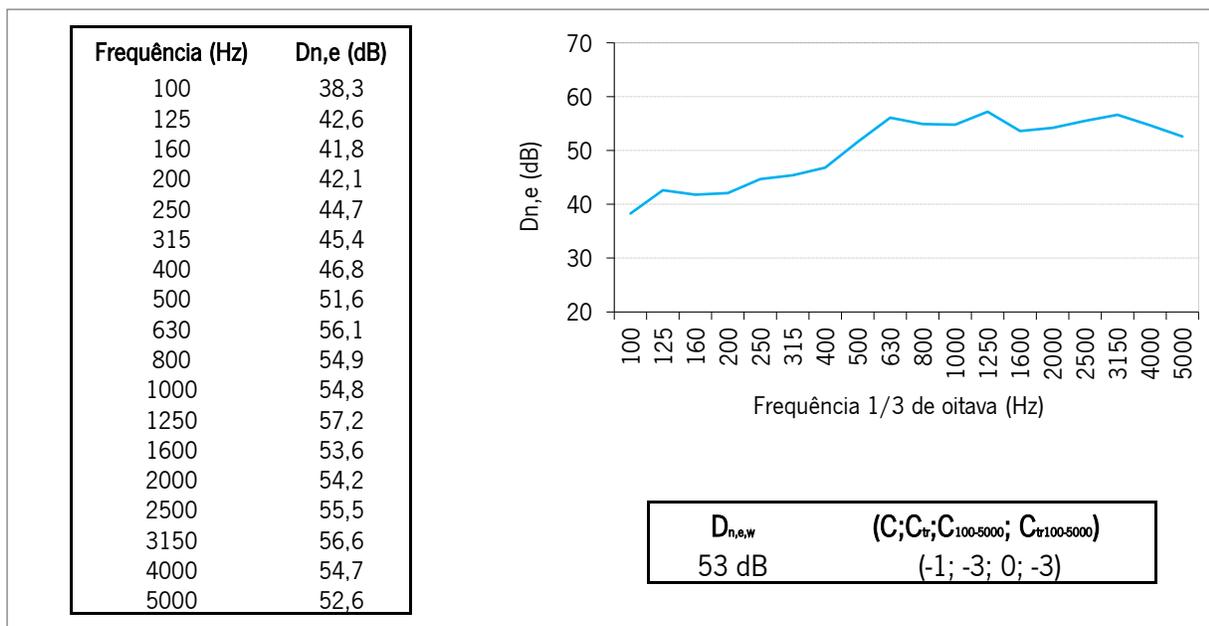
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P14A.

VIII.3.16. Protótipo P15A



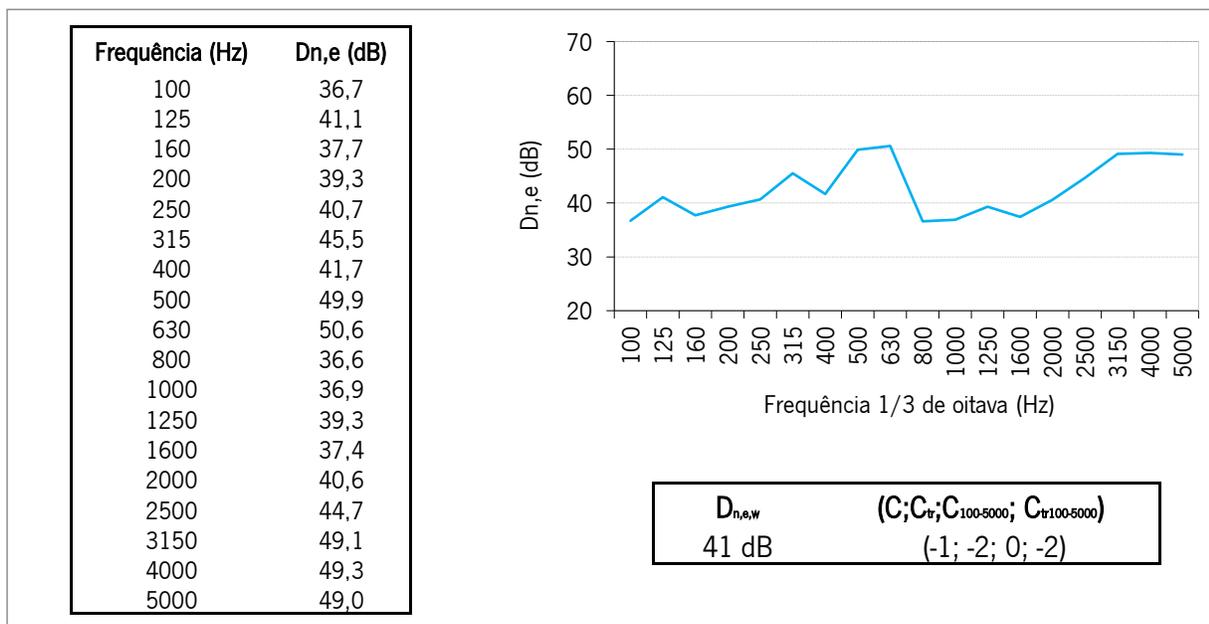
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P15A.

VIII.3.17. Protótipo P16A



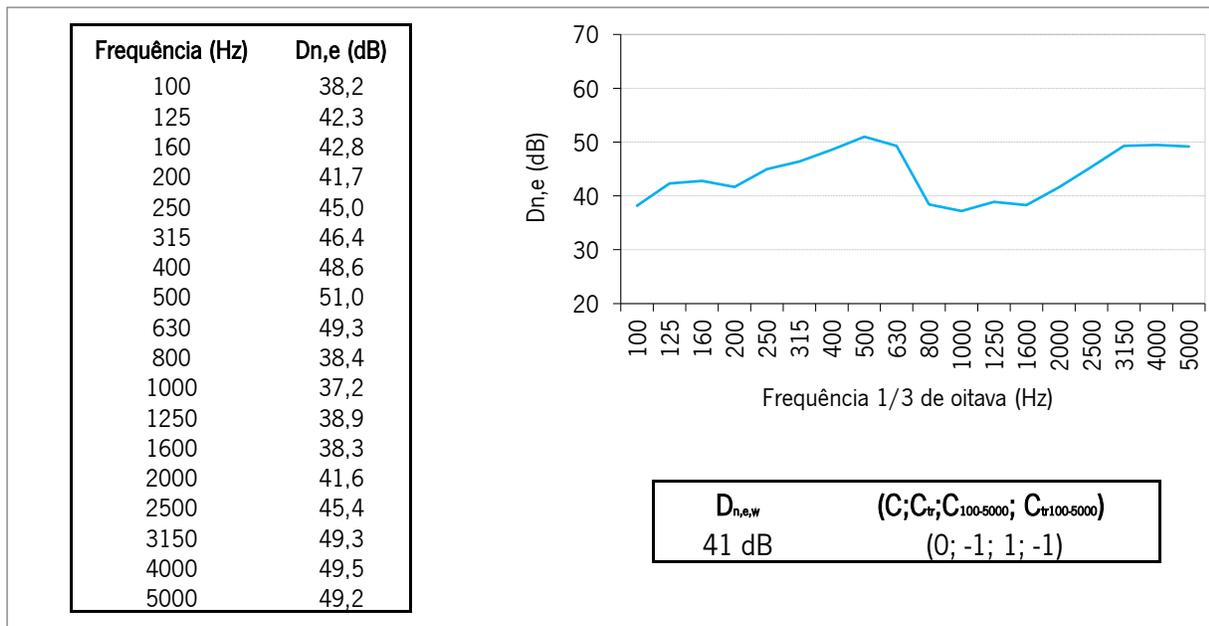
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P16A.

VIII.3.18. Protótipo P17A



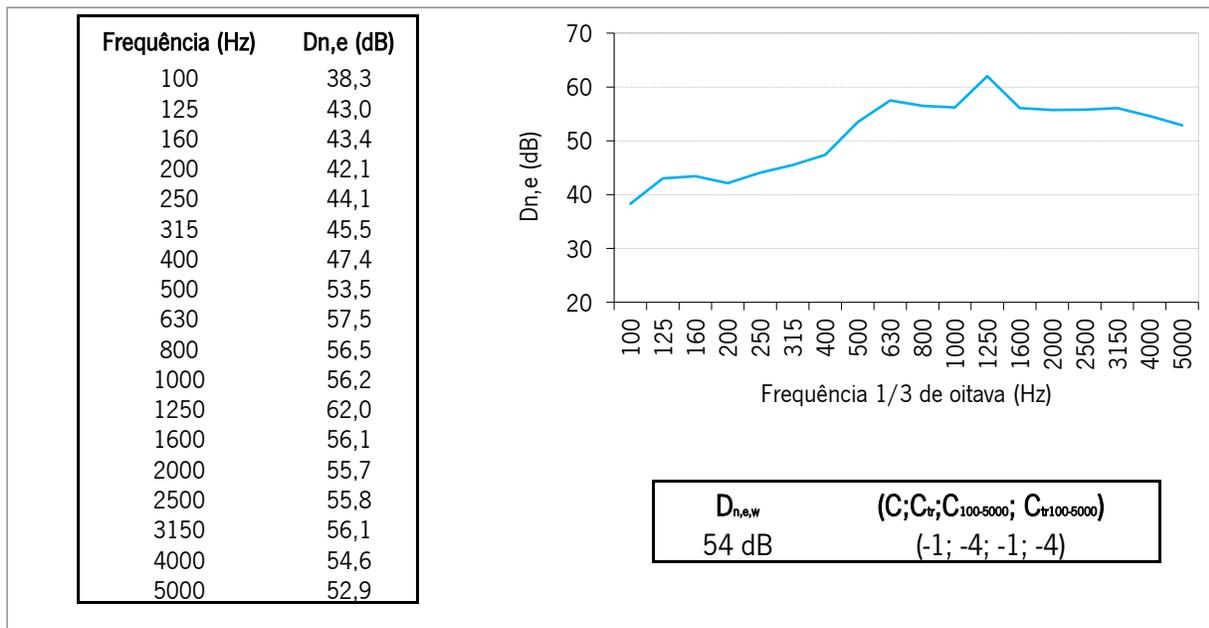
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P17A.

VIII.3.19. Protótipo P18A



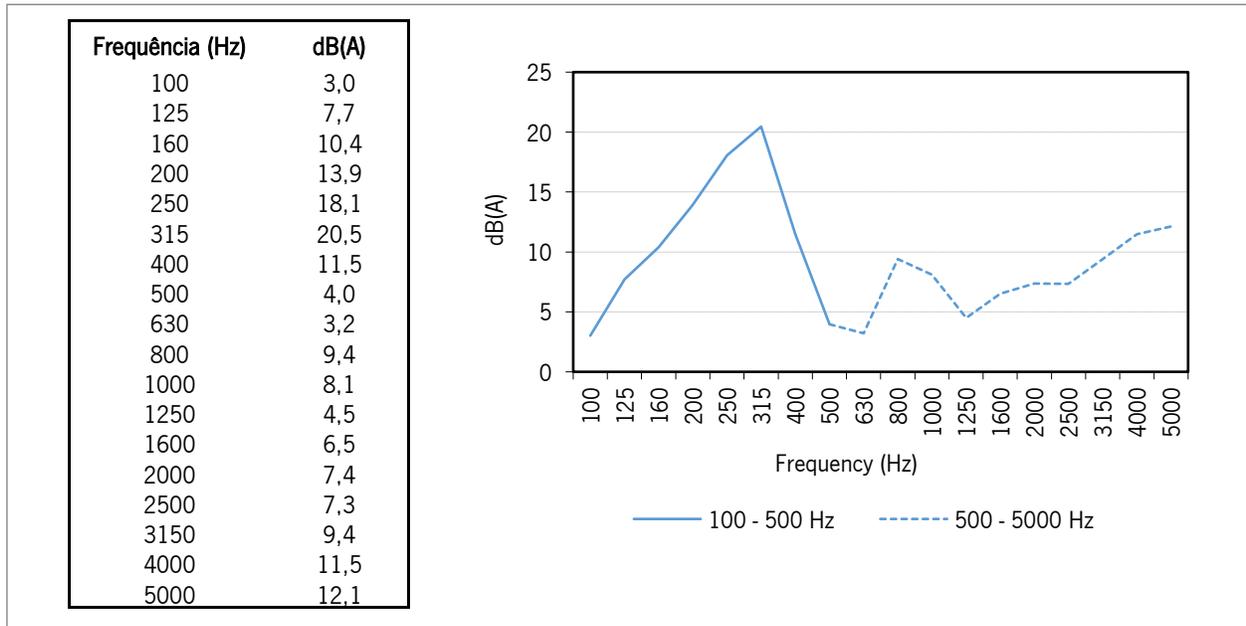
Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P18A.

VIII.3.20. Protótipo P6A com ventoinhas desligadas



Curva de isolamento e D_{n,e,w} do protótipo P6A com ventoinhas desligadas.

VIII.4. Nível de emissão de ruído



Nível de pressão sonora do ruído emitido pelos protótipos.

Anexo IX. Resultados dos testes de ventilação

Neste anexo apresentam-se os resultados dos testes de ventilação alusivos à câmara sem protótipo e com o protótipo P6A, na condição de ventoinhas ligadas e desligadas. Inicialmente é apresentado um resumo dos resultados obtidos e, a seguir, os resultados individuais de cada teste.

IX.1. Síntese dos resultados

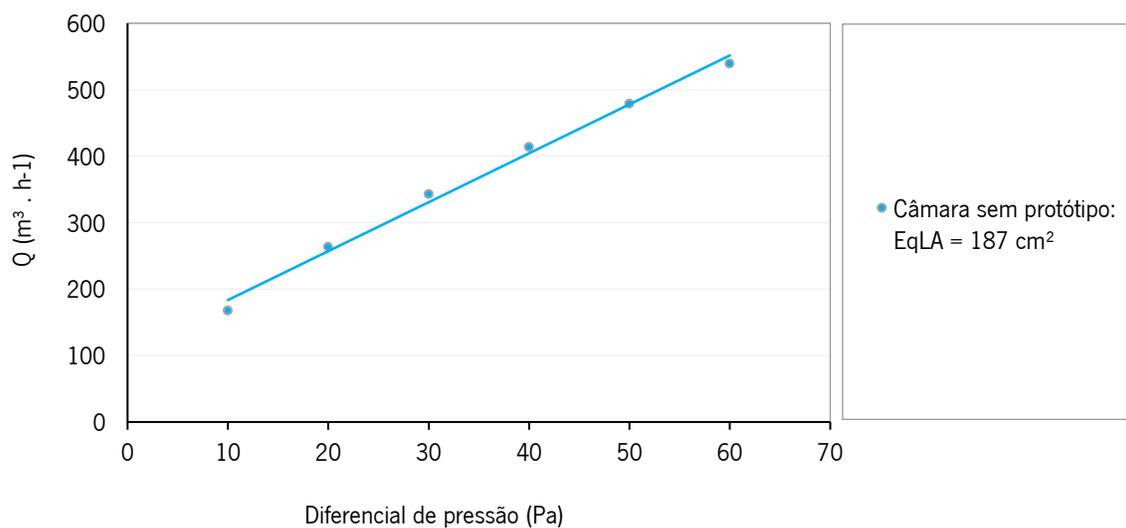
Síntese dos resultados.

Elemento em teste	Q_{50} (m ³ /h)	EqLA (cm ²)	C	n	Coefficiente de correlação
Câmara de testes sem protótipo	479	187	21,9	0,653	0,99976
Câmara + P6A (vent. ligadas)	692	259	27,8	0,678	0,99991
Câmara + P6A (vent. desligadas)	688	263	30,0	0,665	0,99992

IX.2. Permeabilidade ao ar da câmara de testes sem protótipo

Variáveis da curva de ventilação da câmara de testes sem protótipo.

Data	Tipo de teste	Q_{50} (m ³ /h)	EqLA (cm ²)	C	n	Coefficiente de correlação
22/05/2019	Pressurização	479	187	21,9	0,653	0,99976

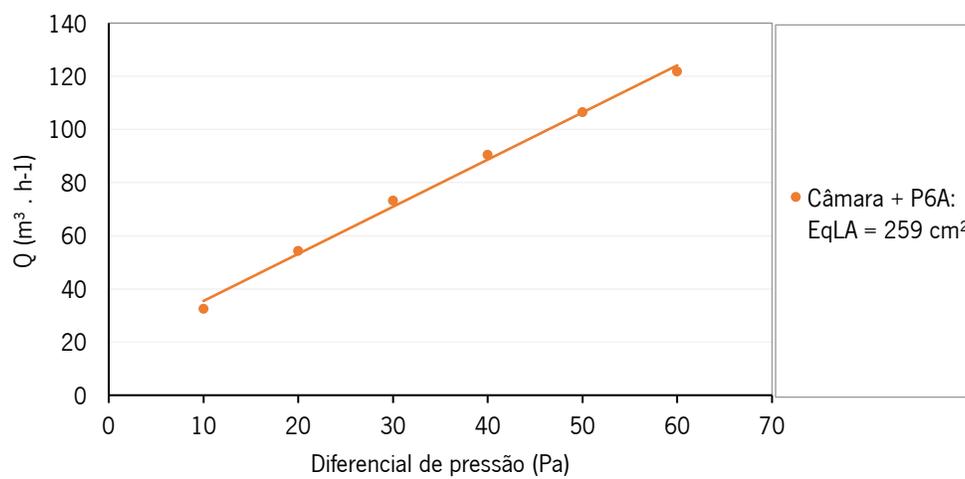


Curva de permeabilidade ao ar da câmara de testes sem protótipo.

IX.3. Permeabilidade da câmara de testes com protótipo P6A e ventoinhas ligadas

Variáveis da curva de ventilação do protótipo P6A com ventoinhas ligadas.

Data	Tipo de teste	Q_{50} (m ³ /h)	EqLA (cm ²)	C	n	Coefficiente de correlação
23/04/2019	Pressurização	692	259	27,8	0,678	0,99991



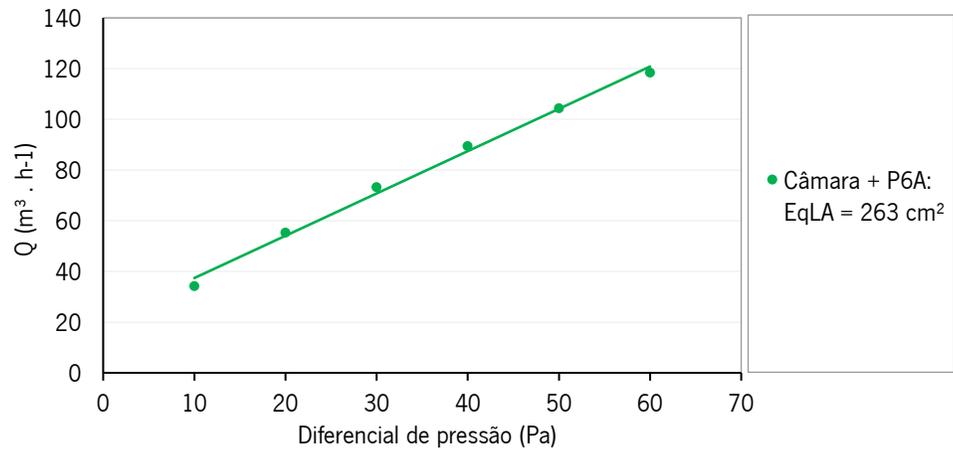
Curva de permeabilidade ao ar do protótipo P6A com ventoinhas ligadas.

IX.4. Permeabilidade da câmara de testes com protótipo P6A e ventoinhas desligadas

Variáveis da curva de ventilação do protótipo P6A com ventoinhas desligadas.

Data	Tipo de teste	Q_{50} (m ³ /h)	EqLA (cm ²)	C	n	Coefficiente de correlação
23/04/2019	Pressurização	688	263	30,0	0,665	0,99992

VENTILADOR MECÂNICO DE ELEVADO DESEMPENHO ACÚSTICO PARA FACHADAS



Curva de permeabilidade ao ar do protótipo P6A com ventoinhas desligadas.

Anexo X. Resultados dos testes de térmica

No Anexo X são apresentados os resultados das medições de avaliação do desempenho térmico do protótipo P6A, com as ventoinhas ligadas e desligadas. Inicialmente é mostrado uma síntese dos resultados e, depois, os resultados individuais de cada teste.

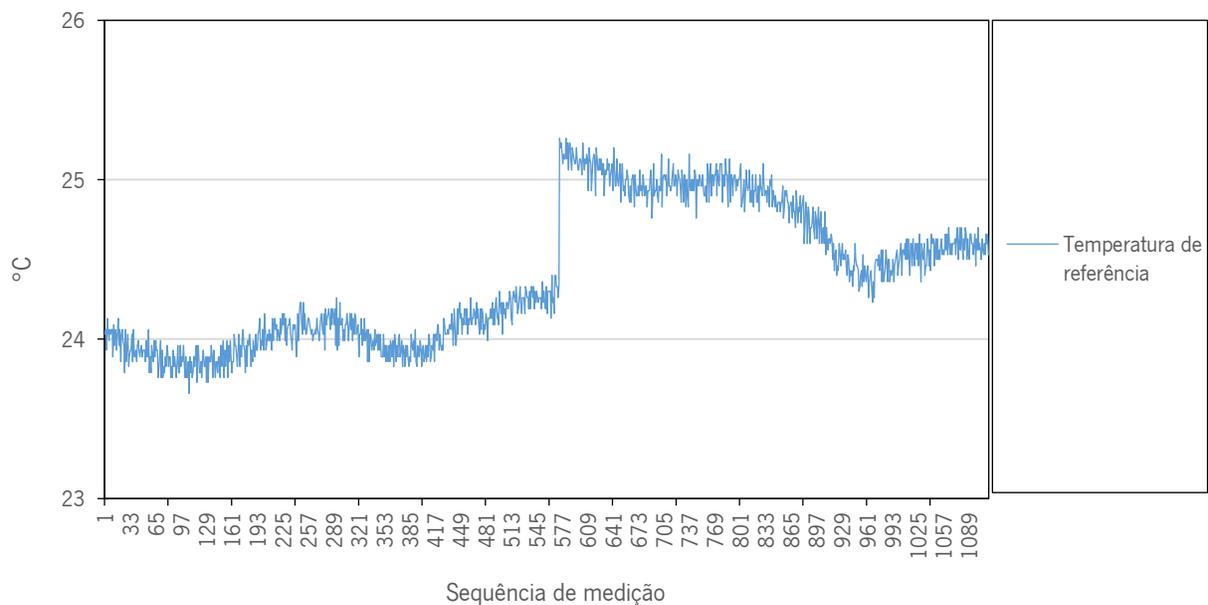
X.1. Síntese dos resultados

Síntese dos resultados.

Situação avaliada	R (m ² .°C/W)	U (W/m ² .°C)	CR _n	s	V
P6A - Ventoinhas ligadas	0,47	2,13	0,04	0,03	4,47
P6A - Ventoinhas desligadas	0,43	2,32	0,02	0,01	2,93

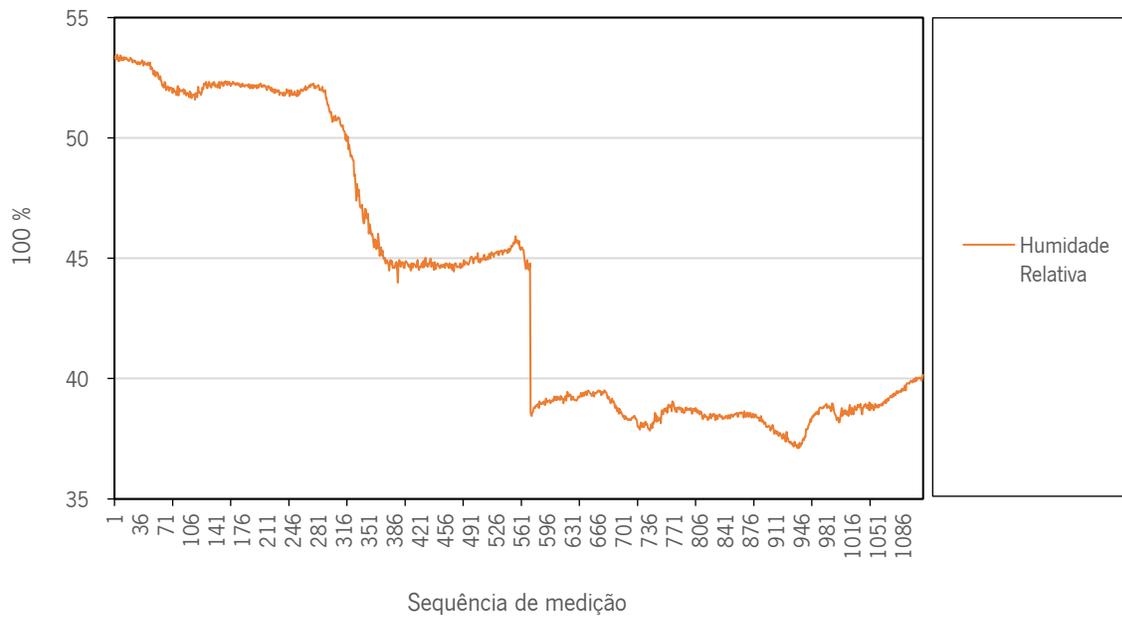
X.2. Protótipo P6A com ventoinhas ligadas

X.2.1. Temperatura de referência



Protótipo P6A: temperatura de referência com ventoinhas ligadas.

X.2.2. Humidade relativa



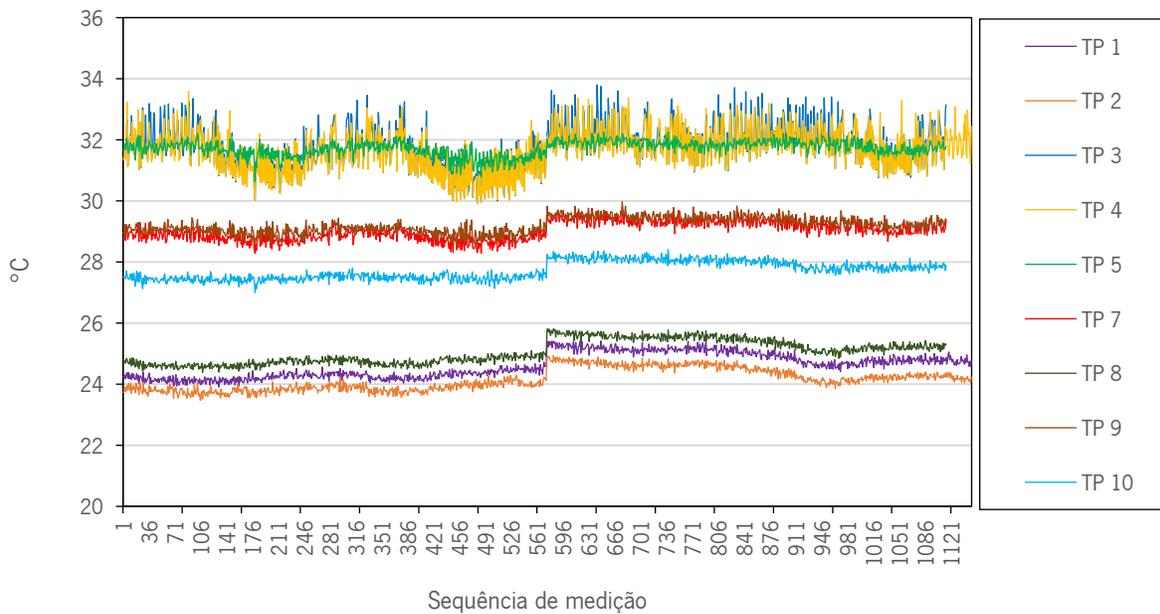
Protótipo P6A: humidade relativa com ventoinhas ligadas.

X.2.3. Fluxo de calor



Protótipo P6A: fluxo de calor com ventoinhas ligadas.

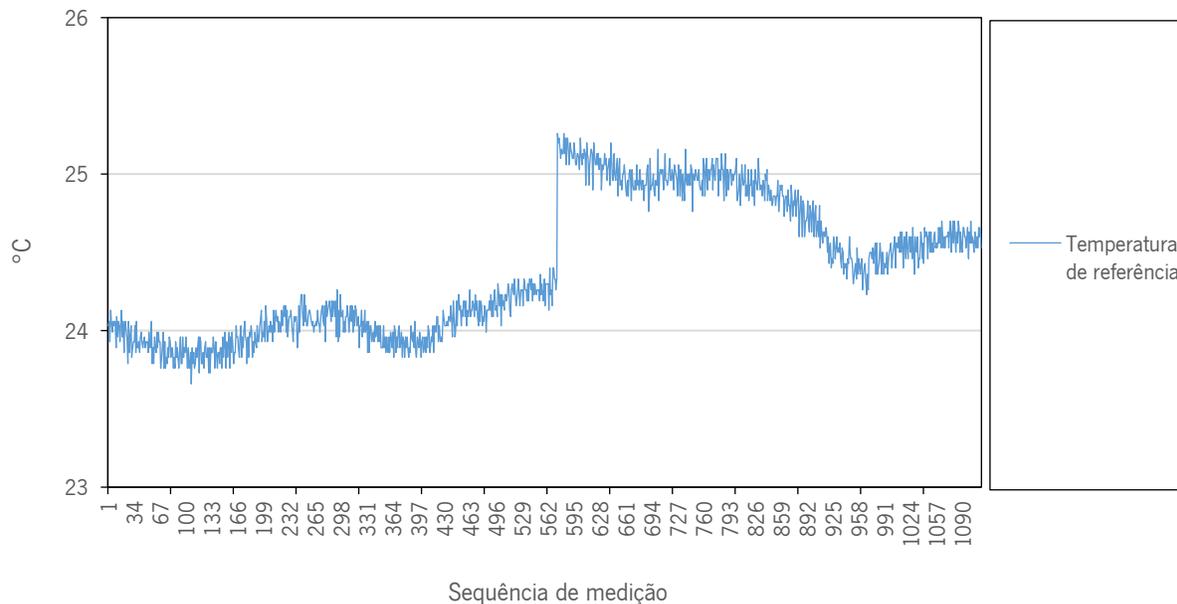
X.2.4. Temperatura nos termopares



Protótipo P6A: temperatura nos termopares com ventoinhas ligadas.

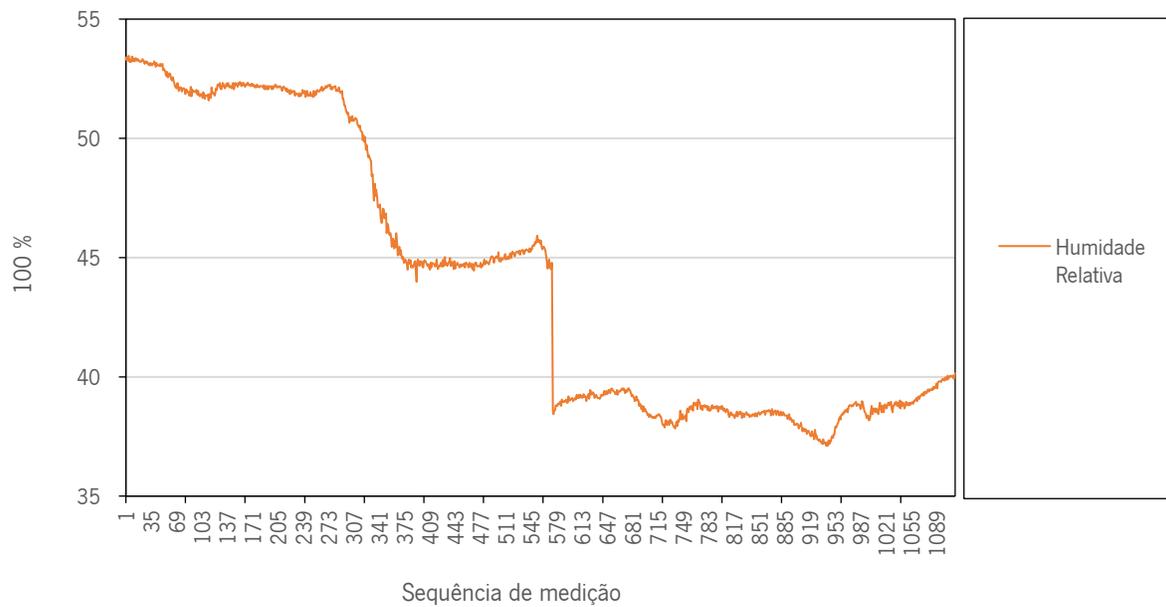
X.3. Protótipo P6A com ventoinhas desligadas

X.3.1. Temperatura de referência



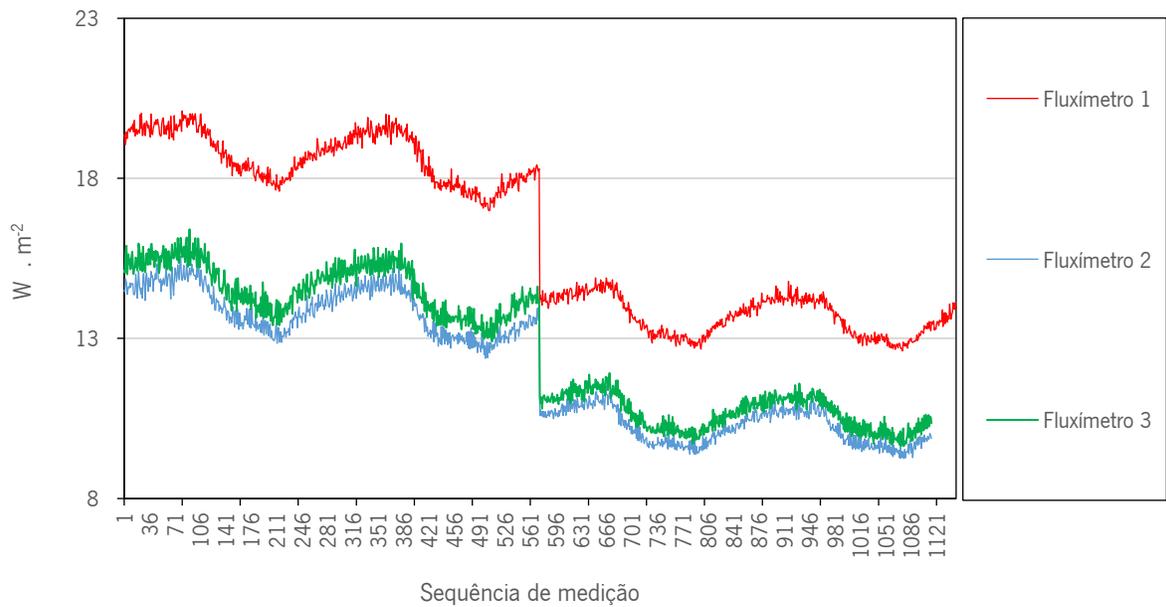
Protótipo P6A: temperatura de referência com ventoinhas desligadas.

X.3.2. Humidade relativa



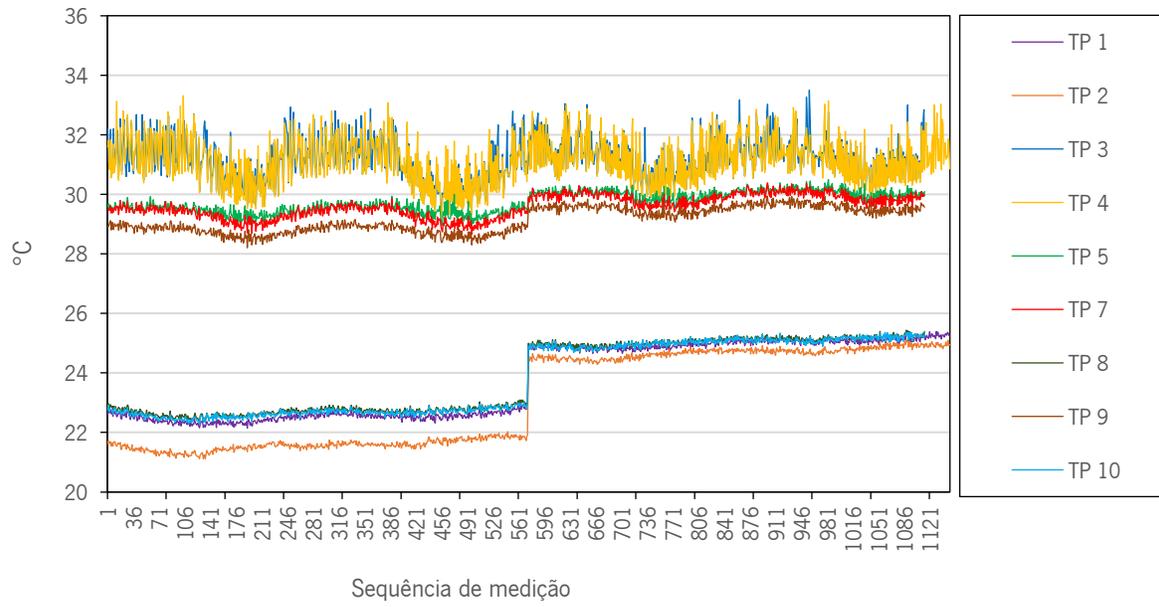
Protótipo P6A: humidade relativa com ventoinhas desligadas.

X.3.3. Fluxo de calor



Protótipo P6A: fluxo de calor com ventoinhas desligadas.

X.3.4. Temperatura nos termopares



Protótipo P6A: temperatura nos termopares com ventoinhas desligadas.