



Marcos Paulo Gomes de Abreu

A INFLUÊNCIA DAS CARACTERÍSTICAS DO MATERIAL DE ENCHIMENTO DA CAIXA-DE-AR NO DESEMPENHO ACÚSTICO DE PAINÉIS PERFURADOS

THE INFLUENCE OF AIR GAP FILLING MATERIAL CHARACTERISTICS IN THE ACOUSTICAL
PERFORMANCE OF PERFORATED PANELS

Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Civil, na área de Especialização em Construções,
orientada pelo Professor Doutor Luís Manuel Cortesão Godinho e pelo Professor Doutor Paulo Jorge Rodrigues Amado Mendes.

Coimbra, 19 de Junho de 2017



UNIVERSIDADE DE COIMBRA



FCTUC DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL
FACULDADE DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

Marcos Paulo Gomes de Abreu

A INFLUÊNCIA DAS CARACTERÍSTICAS DO MATERIAL DE ENCHIMENTO DA CAIXA-DE-AR NO DESEMPENHO ACÚSTICO DE PAINÉIS PERFURADOS

THE INFLUENCE OF AIR GAP FILLING MATERIAL CHARACTERISTICS IN THE ACOUSTICAL PERFORMANCE OF PERFORATED PANELS

Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Civil, na área de Especialização em Construções,
orientada pelo Professor Doutor Luís Manuel Cortesão Godinho e pelo Professor Doutor Paulo Jorge Rodrigues Amado Mendes.

Esta Dissertação é da exclusiva responsabilidade do seu autor.
O Departamento de Engenharia Civil da FCTUC declina qualquer
responsabilidade, legal ou outra, em relação a erros ou omissões
que possa conter.

Coimbra, 19 de Junho de 2017

AGRADECIMENTOS

Este trabalho representa não apenas a conclusão do mestrado em Engenharia Civil, mas a realização de um sonho. Muitos colaboraram para a realização deste sonho, que começou muito antes do início desta dissertação. É com muita alegria no meu coração que aproveito este espaço para agradecer àqueles que foram importantes em todo esse processo:

Ao meu Deus, cujo coração transborda em compaixão e misericórdia, pelo Amor incondicional, pela Força nas muitas adversidades, por ser um Pai zeloso e cuidar de mim desde o Primeiro Dia. Obrigado Senhor Jesus.

Aos meus pais, por colaborarem comigo em tudo. A Minha querida mãe por todo o sacrifício em meu favor, palavras nenhuma deste mundo poderiam expressar a gratidão que sinto por si minha mãe. Ao meu padrasto, sou grato pela cooperação neste período da minha vida.

Aos meus orientadores, Professor Doutor Luís Godinho e Professor Doutor Paulo Amado Mendes, um sincero obrigado, pois cooperaram comigo não apenas duas ou três vezes, mas o bastante para que eu pudesse elaborar todos os procedimentos experimentais e concluir este trabalho. Nada me faltou, tudo o necessário me foi disponibilizado. Também pela paciência, flexibilidade, disponibilidade para esclarecimento de dúvidas, ensinamentos; muito obrigado, foi muito bom para mim ter sido orientado por vós.

Ao Matheus Pereira, que se fez para mim um amigo, ajudando-me com bibliografia de grande importância, partilha de conhecimentos e conselhos; ao Eng. Ricardo Patraquim pelos materiais e bibliografia disponibilizados; e, ao Sr. David pela sua cooperação na elaboração do equipamento experimental.

Aos meus irmãos, da minha família em Cristo Jesus, que com coração genuíno intercederam a meu favor junto ao Pai, os quais partilharam comigo as minhas dificuldades e as minhas alegrias.

“Como é bom render graças ao Senhor e cantar louvores ao teu nome, ó Altíssimo” – Sl. 92:1

RESUMO

O recurso a painéis perfurados em madeira como solução de revestimento constitui uma estratégia frequente quando se procuram soluções de condicionamento acústico de salas com forte impacto visual. Estas soluções apresentam características que determinam o seu desempenho acústico, em termos de absorção sonora, tais como a sua perfuração, as condições de montagem, ou o material que preenche a caixa-de-ar.

No âmbito desta dissertação, caracterizou-se um conjunto de materiais fono-absorventes utilizados no tardo de painéis perfurados em madeira e analisou-se a sua influência nos níveis de absorção sonora conferidos por estas soluções acústicas. Levou-se a cabo a realização de uma campanha experimental em amostras de dimensões reduzidas, recorrendo a um tubo de impedância. A fim de se estudar o material fono-absorvente, procedeu-se a implementação de duas metodologias para avaliação da resistividade ao fluxo de ar desses materiais: uma experimental, desenvolvida por Dragonetti et al (2011); outra analítica, que consiste na implementação do método inverso baseado no modelo teórico de Delany e Bazley modificado por Miki (1990). Adicionalmente, efetuou-se uma comparação de resultados experimentais com resultados de um modelo analítico, de modo a tentar aferir a sensibilidade do modelo em relação aos parâmetros que usualmente caracterizam os materiais absorventes.

O comportamento relativo de sistemas de absorção sonora aqui avaliados foi coerente, quer por via experimental, quer por via teórica, concluindo-se acerca da influência das diversas variáveis presentes e da fiabilidade das metodologias propostas. É notório que, recorrendo-se a métodos relativamente económicos e expeditos, se consegue obter resultados satisfatórios.

Este trabalho enquadrou-se no âmbito do projeto com a referência POCI-01-0247-FEDER-017759 – SmartCore, cofinanciado pelo Fundo Europeu de Desenvolvimento Regional (FEDER), através do programa Portugal-2020 (PT2020), no âmbito do Sistema de Incentivos à Investigação e Desenvolvimento Tecnológico (SII&DT), e pelo Programa Operacional Competitividade e Internacionalização (POCI).

Palavras-chave: Acústica de salas, Materiais fono-absorventes, Painéis perfurados, Absorção sonora, Resistividade ao fluxo de ar.

ABSTRACT

The use of wood perforated panels as lining solution is a frequent strategy when one is looking for an acoustic treatment of closed spaces with strong visual impact. These solutions reveal characteristics that determine their acoustic performance in terms of sound absorption, such as their perforation, mounting condition, or the filling material that may occupy the existing air cavity.

In this work, it was characterized a group of absorbent materials used on the backing of wood perforated panels and analyzed its influence on sound absorption levels. It was carried on the execution of an experimental campaign in small sized samples, using an impedance tube. To study the absorbent material, were implemented two methodologies to evaluate the airflow resistivity of these materials: an experimental one, developed by Dragonetti et al (2011), and a theoretical one, which consists in the implementation of an inverse method based on Delany and Bazley model modified by Miki (1990). Additionally, it was made a comparison between experimental and theoretical results, so one can assess the model's sensibility to parameters that usually characterize absorbent materials.

The relative behavior of sound absorption systems here evaluated was coherent, either experimentally or theoretically, concluding about the influence of various parameters considered in this work and about the reliability of proposed methodologies. It's notorious that, using economic methodologies of simple design and application, one can obtain satisfactory results.

This work was developed within the scope of the project with reference POCI-01-0247-FEDER-017759 – SmartCore, supported by FEDER funds, through Portugal-2020 (PT2020) Programme, within the scope of SII&DT System, and by POCI Programme.

Key words: Room acoustics, Sound absorbing materials, Perforated panels, Sound absorption, Air flow resistivity.

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS	i
RESUMO	ii
ABSTRACT	iii
ÍNDICE.....	iv
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Enquadramento	1
1.2 Objetivos.....	2
1.3 Estrutura da dissertação	3
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
2.1 Condicionamento acústico de espaços fechados	4
2.2 Materiais e sistemas absorventes sonoros.....	5
2.3 Materiais porosos	6
2.3.1 Estado de arte.....	6
2.3.2 Classificação de materiais porosos	7
2.3.2.1 Materiais porosos fibrosos	8
2.3.2.2 Materiais porosos celulares	9
2.4 Painéis perfurados em madeira	9
2.4.1 Estado de arte.....	9
2.4.2 Painel perfurado em madeira conjugado com material absorvente – uma solução mista	11
3 METODOLOGIAS PARA AVALIAÇÃO DAS PROPRIEDADES DE MATERIAIS E SISTEMAS.....	13
3.1 Introdução	13
3.2 Metodologias experimentais	13
3.2.1 Determinação do coeficiente de absorção sonora.....	13
3.2.1.1 Tubo de Impedância	13
3.2.1.2 Câmara Reverberante vs Tubo de impedância.....	15
3.2.2 Determinação da resistividade ao fluxo de ar.....	16
3.2.2.1 Métodos normalizados	17
3.2.2.2 Método proposto por Ingard e Dear	19

3.2.2.3	Método proposto por Dragonetti	20
3.3	Método inverso e modelos teóricos de comportamento	24
3.3.1	Modelo proposto por Delany e Bazley	25
3.3.2	Modelo proposto por Delany e Bazley modificado por Miki.....	26
3.3.3	Modelo baseado nos trabalhos de Johnson, Champoux e Allard	27
3.4	Caracterização das amostras	29
3.4.1	Painéis perfurados	29
3.4.2	Amostras porosas.....	30
3.4.3	Condições de montagem.....	32
4	ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS	33
4.1	Introdução	33
4.2	Análise do coeficiente de absorção sonora	34
4.2.1	Medidas prévias e verificação da fiabilidade dos resultados.....	34
4.2.2	Influência da taxa de perfuração dos painéis perfurados e da resistividade ao fluxo de ar do material poroso	36
4.2.3	Influência da espessura do painel	39
4.2.4	Influência da tela (véu) acústica	40
4.2.5	Influência da espessura da amostra porosa.....	41
4.2.6	Influência da posição do material poroso na caixa-de-ar	42
4.2.7	Influência da profundidade da caixa-de-ar	44
4.2.8	Comportamento relativo de materiais porosos	45
4.3	Análise da resistividade ao fluxo de ar	48
4.3.1	Montagem do equipamento	48
4.3.2	Medidas prévias.....	50
4.3.3	Resultados.....	52
4.3.4	Método inverso	56
5	COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS COM MODELO TEÓRICO 60	
5.1	Introdução	60
5.2	Formulação teórica	60
5.3	Análise comparativa de resultados.....	63
6	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	67
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	70

1 INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento

Atualmente, associado aos avanços tecnológicos recentes, as demandas sociais por um estilo de vida confortável têm sido cada vez maiores. Consequentemente, à Engenharia Civil – ciência abrangente, dinâmica e inovadora –, são atribuídos desafios em cada uma de suas áreas de abrangência, entre elas o condicionamento acústico de espaços fechados.

Cada espaço interior é passível de um tratamento que se adeque às suas características – tipo de uso, geometria, volume, fontes sonoras existentes, recheio, etc. Todos esses indicadores terão influência no conforto do utilizador, podendo, ou não, produzir sons indesejáveis, tais como: ecos, ecos flutuantes, zonas com maior incidência de ondas sonoras, etc. Para além da exigência acústica, existem ainda as exigências estética e sustentável, que tornam o desafio ainda mais aliciante para as empresas competentes, que são estimuladas a inovarem com produtos capazes de suprir estas exigências.

Em espaços fechados, a energia sonora incidente em obstáculos (paredes, tetos e pavimentos) será, em parte refletida, em parte transmitida ou dissipada. Deste modo, uma das formas de atenuar os sons indesejáveis, consiste em atuar no revestimento das superfícies envolventes, recorrendo-se a materiais e sistemas absorventes sonoros – materiais porosos, membranas ressonantes e ressoadores.

Esses sistemas e materiais são caracterizados pela sua eficácia em determinadas gamas de frequências; os materiais porosos demonstram-se eficazes na absorção de sons numa gama de altas frequências, os ressoadores nas médias e as soluções do tipo membrana demonstram-se eficazes, principalmente, nas baixas frequências. Devido a estas características peculiares a cada tipo de material e sistema absorvente, surge o interesse em conjugá-los, dando origem aos sistemas mistos, capazes de apresentar uma eficaz absorção sonora em gamas de frequências mais alargadas (Tadeu et al, 2010).

Dentro do contexto até aqui apresentado, um sistema misto bastante convencional consiste na execução de painéis perfurados em madeira, concebidos para funcionar como agrupamento de ressoadores de *Helmholtz*, conjugados com material poroso, que preenchem total ou

parcialmente a caixa-de-ar. Esta dissertação aborda justamente esse tipo de solução, tendo em consideração diferentes características que irão influenciar a sua capacidade de absorção sonora, tais como, a taxa de perfuração e espessura do painel em madeira, profundidade da caixa-de-ar, material usado para preencher total ou parcialmente a caixa-de-ar. Serão usados diferentes tipos de materiais fono-absorventes na caixa-de-ar, avaliando-se a respectiva contribuição em termos de absorção sonora. Os materiais porosos, por si só, contribuem significativamente para a absorção sonora, pelo que, são frequentemente aplicados em condicionamento acústico. Ao longo de anos, tem-se estudado a forma como as ondas sonoras se propagam através destes materiais, descobrindo-se a importância de alguns parâmetros nesse processo. Considerando a sua importância na absorção sonora, serão propostas duas metodologias distintas para a sua caracterização em termos de resistividade ao fluxo de ar – o método experimental proposto por Dragonetti et al (2011) e um método inverso implementado com base no modelo teórico de Delany e Bazley modificado por Miki (1990).

1.2 Objetivos

Este trabalho surge com o intuito de caracterizar diferentes tipos de materiais fono-absorventes de enchimento, total ou parcial, da caixa-de-ar formada entre painéis perfurados e a parede rígida, bem como o próprio sistema misto concebido pela conjugação desses diferentes materiais, diferentes painéis perfurados e diferentes condições de montagem. Os sistemas mistos serão caracterizados pelo seu coeficiente de absorção sonora e os materiais fono-absorventes pela sua resistividade ao fluxo de ar.

Análises relativas à influência da taxa de perfuração e espessura dos painéis, da existência de tela acústica no seu tardo, de materiais absorventes de diferentes espessura, massa volúmica e resistividade ao fluxo de ar, da profundidade da caixa-de-ar e, caso existam, do posicionamento do material poroso no interior da mesma, são objetivos definidos para este trabalho. Face às diferentes configurações obtidas por variação desses parâmetros, poder-se-á obter uma melhor caracterização dos sistemas mistos, bem como dos próprios materiais fono-absorventes, concluindo-se acerca da sua eficácia em termos de absorção sonora.

Outro objetivo importante deste trabalho consiste em efetuar um estudo comparativo, entre duas metodologias diferentes para avaliação do coeficiente de absorção sonora- por via experimental e por intermédio de um modelo analítico, implementado em *Matlab*. O estudo experimental tem por base o método do tubo de impedância, explícito na norma ASTM E 1050; são utilizadas, para o efeito, amostras circulares de dimensão reduzida com 100 mm de diâmetro. Deste modo, através da coerência ou incoerência de dados, observadas por duas metodologias distintas, torna-se possível concluir acerca da fiabilidade dos resultados obtidos, bem como das metodologias utilizadas para esse estudo. De forma semelhante, no que diz respeito à

caracterização do material fono-absorvente, será avaliada a resistividade ao fluxo de ar, quer por via experimental, onde se utilizou um método indireto concebido por Dragonetti et al (2011) quer por um método inverso, o qual tem por base o modelo teórico de Delany e Bazley modificado por Miki (1990). Verificando-se assim a fiabilidade de ambos os métodos. Vale a pena destacar que, dada a importância das características do material fono-absorvente (poroso) no sistema misto de absorção sonora, em muitos modelos de simulação de comportamento, o parâmetro resistividade ao fluxo de ar é requerido, tal como se verifica no modelo proposto para este trabalho. Assim, a resistividade ao fluxo de ar será obtida por 2 vias distintas – Dragonetti e método inverso –, e utilizada como parâmetro de entrada no modelo analítico de avaliação do coeficiente de absorção sonora de soluções mistas. A coerência de resultados, tendo por base diversas metodologias distintas poderá, conferir fiabilidade às mesmas.

1.3 Estrutura da dissertação

A dissertação encontra-se estruturada em seis capítulos, divididos em subcapítulos. Após este primeiro capítulo introdutório, segue-se o capítulo dois, designado por “Revisão Bibliográfica”. É neste capítulo que se introduz uma série de conceitos relevantes ao tema proposto, bem como alguns trabalhos previamente efetuados neste âmbito.

O terceiro capítulo – Metodologias para avaliação das propriedades de materiais e sistemas –, explicita, não apenas as metodologias utilizadas neste trabalho, como também outras metodologias correntemente utilizadas para determinar os parâmetros de interesse aqui abordados. Num primeiro subcapítulo, foram apresentadas metodologias experimentais, de seguida metodologias de base teórica. No último subcapítulo, foi efetuada uma caracterização de amostras, tanto dos painéis perfurados, como das amostras porosas utilizadas.

O quarto capítulo é referente à análise e discussão de resultados obtidos; primeiramente, dos resultados obtidos para o coeficiente de absorção sonora por via experimental; no subcapítulo seguinte, analisa-se o parâmetro de resistividade ao fluxo de ar, observando-se todos os cuidados obtidos na montagem do equipamento experimental, bem como os resultados por esta via obtidos. Seguidamente, ainda no mesmo subcapítulo, procede-se à análise de resultados obtidos pelo método inverso concebido com base num modelo teórico de comportamento.

No capítulo cinco, as curvas de absorção sonora obtidas experimentalmente são comparadas com curvas obtidas por meio de um modelo analítico desenvolvido em *Matlab*. A formulação deste modelo é descrita no subcapítulo 5.1, e os resultados por esta via obtidos têm em conta valores da resistividade ao fluxo de ar obtidos no capítulo 4. O último capítulo é a conclusão relativa ao trabalho aqui desenvolvido, expondo eventuais dificuldades e propostas futuras.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Condicionamento acústico de espaços fechados

Um espaço fechado, como uma sala de palestras ou teatro, deve ser dotada de características que proporcionem à plateia uma compreensão nítida daquilo que é dito pelo orador, garantindo-se, simultaneamente, que este possa exercer a sua oratória de modo espontâneo. Tais características são conseguidas controlando o campo sonoro observado no recinto.

Num determinado recinto, quando uma onda sonora atinge um obstáculo ou superfície (parede, teto ou pavimento), parte da energia que lhe está associada será refletida, outra parte será absorvida pelo material de revestimento. A energia absorvida será em parte dissipada pelo obstáculo, em parte transmitida ao recinto adjacente (Meisser e Maldonado, 1973; Tadeu et al, 2010). Deste modo, num ponto qualquer deste recinto, uma parte da energia sonora incide diretamente sobre o mesmo - campo direto -, outra parte da energia incidente provém de reflexões - campo reverberante; tal como se pode observar na figura 2.1.

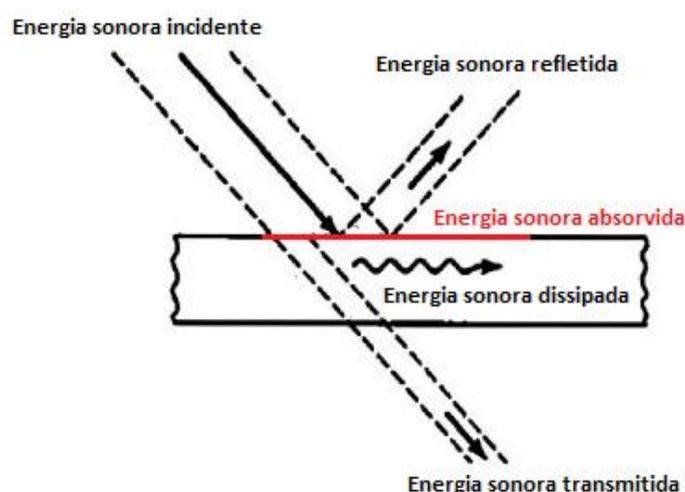


Figura 2.1 – Distribuição de energia sonora após colisão com um obstáculo.

Evidentemente, uma sala de palestras muito refletora (absorção sonora praticamente nula) e de dimensões razoáveis, inviabiliza um bom ambiente acústico para o exercício da atividade à qual

se destina, podendo haver ecos e reflexões tardias no seu interior. No entanto, seria incorreto pensar que a estratégia passa pela completa eliminação de reflexões. É importante saber que cada recinto deve ser alvo de um estudo específico, coerente com as suas características individuais, definindo-se para o efeito a quantidade de energia que deverá ser absorvida pelas paredes e tetos do recinto. Assim, em condicionamento acústico, a absorção sonora conferida através dos revestimentos de paredes e tetos, tem um papel de extrema importância no desempenho acústico do recinto. Essa absorção sonora é habitualmente quantificada pelo coeficiente de absorção sonora.

O coeficiente de absorção sonora, representado por α , define-se como o quociente entre a energia sonora que se dissipa numa determinada área de superfície do material (revestimento no caso), num dado intervalo de tempo, e a energia sonora que incidiu nessa mesma área de superfície desse material, considerando o mesmo intervalo de tempo (Domingues, 2005). A natureza do material, o seu modo de aplicação, a frequência e o ângulo de incidência das ondas sonoras, serão determinantes para o valor do coeficiente de absorção sonora (Silva, 2006). Através da seguinte expressão é possível defini-lo:

$$\alpha = \frac{E_a}{E_i} = \frac{E_i - E_r}{E_i} \quad (1)$$

onde E_a corresponde à energia absorvida, E_i à energia incidente e E_r à energia refletida pela superfície. Como previamente referido, da energia absorvida por um material, uma parte está associada à energia transmitida ao espaço adjacente e outra parte está associada à energia dissipada no interior dos materiais de suporte (parede, teto ou pavimento). Como parte da energia incidente é absorvida e uma outra parte é refletida, pela equação (1) conclui-se que o coeficiente de absorção sonora (α) será sempre inferior, ou igual, à unidade ($E_i \geq E_a$); assumindo valor igual à unidade quando não houver reflexões ($E_i = E_a$), ou seja, na presença de um material muito absorvente.

2.2 Materiais e sistemas absorventes sonoros

A distinção entre materiais absorventes e sistemas absorventes é feita tendo por base a forma como a absorção de energia é conseguida. Os materiais absorventes são aqueles que têm por principal função a absorção de energia sonora através das suas propriedades físicas – espessura, massa volúmica, porosidade, etc. Por sua vez, em sistemas absorventes sonoros, a absorção é conseguida, não somente pelas propriedades do material, mas essencialmente da sua aplicação conjugada com outros elementos construtivos, resultando na absorção mecânica de energia sonora (Domingues, 2005; Patrício, 2010).

Os materiais absorventes caracterizam-se pela grande quantidade de poros de pequenas dimensões, que podem comunicar entre si, formando canais por onde as ondas sonoras de pequeno comprimento de onda (alta frequência) se propagam. A dissipação de energia em forma de calor acontece por fenómenos de atrito e viscosidade, quando as ondas sonoras fazem oscilar o ar contido nos poros que contactam com a estrutura sólida, convertendo a energia sonora em energia térmica. Dentre os materiais absorventes destacam-se, por exemplo: as lãs minerais, aglomerados de cortiça, espuma de poliuretano, lã de vidro, lã de rocha, massas porosas, alcatifas e tecidos (Domingues, 2005; Isbert, 1998).

Os sistemas absorventes podem ser de dois tipos – painéis ressonantes (ou membranas ressonantes) e ressoadores de cavidade (ou ressoadores de *Helmholtz*). Em ambas as soluções, a absorção de energia sonora é conseguida devido às vibrações provocadas no sistema, com consequente transformação de energia sonora em energia mecânica que por atrito são dissipadas (Domingues, 2005). Enquanto que os materiais absorventes se demonstram eficazes na absorção sonora em altas frequências, estes tipos de sistemas são mais eficazes nas baixas e médias frequências (Tadeu et al 2010).

Geralmente, a correção acústica de um recinto passa por um aumento de absorção sonora numa vasta gama de frequências. Por essa razão, é usual recorrer-se a soluções mistas que conjugam a aplicação de materiais e sistemas absorventes. Este trabalho é direcionado para uma solução mista, aplicando-se o painel em madeira perfurado com desempenho de ressoador para uma melhor absorção sonora nas frequências médias, conjuntamente com material absorvente na caixa-de-ar, que confere um melhor desempenho nas frequências altas.

2.3 Materiais porosos

2.3.1 Estado de arte

Os materiais porosos constituem uma ótima solução quando aplicados com a finalidade de se obter absorção sonora, sendo correntemente utilizados de forma conjugada com os sistemas ressonantes.

Num contexto histórico, Beranek (1940) estudou experimentalmente um conjunto de materiais porosos, caracterizando-os pela sua impedância acústica. Morse et al (1940) utilizaram esses valores de impedância para estudar as propriedades físicas dos materiais porosos, bem como seus coeficientes de absorção sonora; concluíram que a porosidade, resistividade ao fluxo de ar e massa volúmica são três parâmetros suficientes para caracterização acústica desse tipo de material. A porosidade define-se pela razão entre o volume aberto definido pelos poros do material e o seu volume total; por sua vez a resistividade específica ou resistência ao fluxo de

ar define-se como a razão entre a perda de pressão através da amostra e a velocidade da partícula que passa através da mesma (Ns/m^3); a resistividade ao fluxo de ar é definida pela resistência ao fluxo de ar por unidade de espessura, expressa em Ns/m^4 (Beranek, 1940; Morse et al, 1940). Ora, tendo em conta a importância da resistividade ao fluxo de ar, em 1970, Delany e Bazley desenvolveram um modelo empírico que caracteriza acusticamente o material, recorrendo apenas a esse parâmetro; este modelo viria posteriormente a ser modificado por Miki, em 1990. Com o progressivo estudo da propagação de ondas sonoras em meios porosos, Mechel (1976) desenvolveu um novo modelo que, para além da resistividade ao fluxo de ar, contabiliza também a porosidade. Posteriormente, na década de 80, Attenborough concluiu acerca da importância da *tortuosidade* – parâmetro referente à influência que os poros tortuosos exercem na propagação do som através do material. Em 1987, Johnson et al desenvolveram um estudo que leva em conta um parâmetro adicional – *comprimento característico viscoso* -, que permite uma melhor consideração da forma dos poros. Posteriormente, Champoux e Allard introduzem um novo parâmetro designado por *comprimento característico térmico* (Mareze, 2013; apmr.matelys@2017). Em 2005, Garai e Pompoli desenvolvem um modelo empírico para fibras de poliéster de aplicação acústica.

O modelo empírico desenvolvido por Delany e Bazley, baseia-se em correlações experimentais obtidas através de medições feitas para materiais porosos fibrosos; é considerado um modelo bastante simples pelo fato de apenas depender da resistividade ao fluxo de ar para estudo da propagação sonora em meio poroso. A partir dos trabalhos desenvolvidos por Johnson et al (1987) e Champoux e Allard (1991) foi desenvolvido um modelo mais complexo que tem em consideração a forma dos poros e a influência da dissipação viscosa e térmica. Esses autores basearam-se em trabalhos previamente realizados, como os trabalhos realizados por Biot(1956) e Zwikker e Kosten (1949) que haviam previamente estudado a influência dos poros. O modelo de Johnson, Allard e Champoux inclui os cinco parâmetros acima referidos – resistividade ao fluxo de ar, porosidade, tortuosidade, comprimentos característicos térmico e viscoso -; este modelo, que tem em consideração a influência dos poros, é designado por modelo fenomenológico (Garai e Pompoli, 2005; Mareze, 2013). Vale a pena salientar que, no capítulo 3 deste trabalho, serão detalhados alguns dos métodos aqui referidos.

2.3.2 Classificação de materiais porosos

Os materiais porosos utilizados para absorção sonora classificam-se em: fibrosos, celulares e granulares – ver figura 2.2. Aqueles que têm menor importância para o condicionamento acústico de espaços fechados são os granulares, que apresentam reduzida porosidade – asfalto, areia, argila, cerâmicos, etc. Esse tipo de material poroso torna-se útil para aplicação em meio exterior, embora também possa ter aplicações em interiores (Arenas e Crocker, 2010; Mareze, 2013).

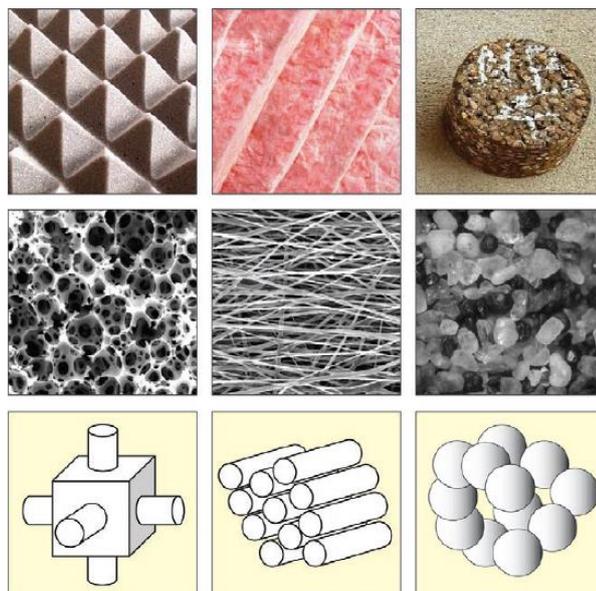


Figura 2.2 – Materiais porosos e suas microestruturas: 1ª coluna: material poroso celular; 2ª coluna: material poroso fibroso; 3ª coluna: material poroso granular (Arenas e Crocker, 2010).

2.3.2.1 Materiais porosos fibrosos

Esse tipo de material poroso é o mais usual em condicionamento acústico de espaços fechados; são compostos por um conjunto de filamentos contínuos que retêm o ar no espaço entre eles. São geralmente produzidos e comercializados em mantas ou placas e diferem nas suas propriedades acústicas consoante a composição, massa volúmica, orientação e, essencialmente, a dimensão das fibras. As suas fibras podem ser naturais (de origem vegetal, animal ou mineral) ou sintéticas (celulose, mineral ou polímero). Dentre estas subclassificações, destacam-se as fibras sintéticas minerais, das quais fazem parte a lã de rocha e a lã de vidro. Estas são produzidas a partir de areia, rocha basáltica, vidro reciclado, calcário e outros materiais (Arenas e Crocker, 2010; Cox e D’Antonio, 2009).

A massa volúmica desse tipo de material revela-se um fator importante no seu desempenho acústico, observando-se, em geral, menos absorção sonora quando esses valores são baixos. O diâmetro das fibras também é deveras importante no desempenho acústico, tal como se constatou nos estudos referidos no subcapítulo anterior (Arenas e Crocker, 2010; Domingues 2005).

Embora, como referido, as fibras sintéticas minerais sejam mais produzidas e comercializadas, as fibras naturais têm vindo a receber grande destaque ao longo dos anos; tal acontece, como consequência da crescente atenção que se tem dado às questões ambientais. Embora as fibras sintéticas sejam recicláveis, a sua pegada de carbono é elevada, o que tem originado diversos

estudos com intuito de caracterizar e demonstrar a viabilidade de aplicação de fibras naturais. Segundo Arenas e Crocker (2010), as fibras de cânhamo, *kenaf* e algodão, por exemplo, podem apresentar comportamento acústico similar ao das fibras sintéticas.

Neste trabalho, os materiais porosos fibrosos utilizados foram a fibra de poliéster, que é uma fibra sintética polimérica, e a lã de rocha, que é uma fibra sintética mineral. A caracterização mais detalhada dos materiais foi efetuada no capítulo 3 deste documento.

2.3.2.2 Materiais porosos celulares

Os materiais porosos celulares diferem dos materiais fibrosos na sua estrutura microscópica. No lugar de fibras interconectadas entre si, existe uma estrutura cavernosa complexa que permite a propagação do som e dissipação de energia através da mesma, proporcionando uma relevante absorção sonora (Brandão, 2016). Por outro lado, se estes materiais apresentarem uma estrutura celular fechada, a absorção sonora será conseqüentemente reduzida. Nestes casos, pode-se optar por perfurá-los (no processo de manufaturação), de forma a garantir a existência de poros que comuniquem entre si (Cox e D'Antonio, 2009).

Segundo Arenas e Crocker (2010), os materiais porosos celulares mais usados são as espumas de poliuretano e melamina. No entanto, outros materiais têm surgido com a finalidade de se obter absorção acústica, como, por exemplo, as espumas metálica e cerâmica, que apresentam menor absorção sonora do que as espumas mais usuais, porém, apresentam outras vantagens – por exemplo: melhor comportamento ao fogo, maior resistência ao choque, maior sustentabilidade e etc.

No presente trabalho, foram utilizadas uma espuma de poliuretano e dois aglomerados de espumas flexíveis também de células abertas. No capítulo 3 deste documento encontra-se a caracterização destes materiais.

2.4 Painéis perfurados em madeira

2.4.1 Estado de arte

Num contexto histórico, Bolt (1947) elaborou um estudo onde painéis perfurados são caracterizados tendo como variáveis o número e o tamanho dos furos, sua espessura e peso e a frequência de projeto. Bolt fez uma análise comparativa, utilizando cinco painéis com características diferentes e tendo como curva de referência o desempenho de um material poroso sem o painel. Uma evidência observada foi o decréscimo de desempenho desse tipo de solução nas altas frequências, com um pico de ressonância concentrado em baixas ou médias frequências. Devido à variedade observada no desempenho dos 5 painéis, Bolt sugeriu o uso de

soluções mistas, aplicando-se diferentes painéis no lugar de um único, com o intuito de se obter uma gama mais vasta de eficácia para esse tipo de solução. Ingaard e Bolt (1951) observaram o comportamento de soluções compostas por uma camada de material poroso, afastado ou não do suporte rígido, de modo a garantir uma cavidade de ar de maior ou menor espessura, e a presença, ou não, de painel perfurado colocado à frente do material poroso; variando as condições de montagem, os investigadores constataram que a dimensão da caixa-de-ar, a espessura da camada porosa, o diâmetro dos furos do painel e a sua taxa de perfuração desempenham papel importante no comportamento acústico da solução. Ingard (1953) desenvolveu um trabalho sobre ressoadores, observando o seu desempenho face às alterações geométricas impostas, obtendo estimativas de valores ótimos de desempenho para as diferentes geometrias. Os valores teóricos obtidos revelam coerência com os experimentais, fato este que atribui fiabilidade ao seu estudo, que ainda hoje é utilizado como referência para execução de modelos acústicos. Em 1977, Davern realizou um estudo interessante sobre o sistema misto que conjuga o uso de painéis perfurados e materiais absorventes na caixa-de-ar, concluindo acerca da influência do painel, bem como da influência do próprio material poroso que terá melhor contributo para absorção sonora consoante a sua porosidade, espessura e porosidade (Bolt, 1947; Ingard e Bolt, 1951; Ingard, 1953; Davern, 1977).

Considerando um passado recente, muitos outros estudos acústicos têm sido desenvolvidos nessa área; serão aqui destacados três, que se relacionam com o trabalho aqui desenvolvido. Kingan e Pearse (2004) efetuaram estudo semelhante ao de Davern (1977), caracterizando o comportamento de painéis perfurados com material poroso na caixa-de-ar. Enquanto Davern recorreu ao tubo de impedância, estes autores fizeram ensaios em câmara reverberante, avaliando não só as características do painel perfurado como a forma da placa de material poroso a introduzir na caixa-de-ar; com a variação da forma do material poroso, conseguiram concluir acerca da importância do volume e profundidade do mesmo. Patrício e Patraquim (2008) avaliaram experimentalmente, em câmara reverberante, a absorção sonora em painéis de madeira com material poroso na caixa-de-ar, considerando para o efeito diferentes condições de montagem; concluíram acerca de quais os fatores que revelam maior influência no desempenho desta solução. Patraquim et al (2012) analisaram painéis de madeira (MDF) com configurações não convencionais, para situação de campo difuso e de incidência de ondas planas, através, respetivamente, do ensaio em câmara reverberante e do método do tubo de impedância. Constataram nesse estudo a coerência entre metodologias distintas e consequente fiabilidade de um método mais económico e simples no tocante à execução do ensaio – método do tubo de impedância.

2.4.2 Painel perfurado em madeira conjugado com material absorvente – uma solução mista

Um ressoador simples de *Helmholtz* é dimensionado para uma absorção sonora máxima correspondente à sua frequência de ressonância, sendo, portanto, caracterizado pela sua seletividade. Um painel perfurado em madeira aplicado a uma certa distância de um suporte rígido (parede ou teto) de modo a garantir uma caixa-de-ar, atua como um conjunto de ressoadores simples de cavidade. A frequência de ressonância para esse sistema pode ser determinada, de forma aproximada, pela seguinte expressão, válida para $f \times d \leq 3400\text{Hz} \cdot \text{cm}$ (Carvalho, 2004):

$$f_r \approx \frac{10c}{2\pi} \sqrt{\frac{P}{(e+1,6r)d}} \quad (2)$$

onde P representa a percentagem de área perfurada, e a espessura do painel em cm, r o raio de perfuração em cm, d a espessura da cavidade de ar em cm e c a velocidade do som no ar.

A fim de reduzir a seletividade desse sistema, por um lado, pode-se dotar o painel de furos com diferentes dimensões, garantindo diferentes frequências de ressonância para cada furo; por outro lado, preencher a cavidade de ar com material poroso também permite alargar a banda de eficácia do sistema. No último caso, diz-se estar perante um sistema misto, onde é conjugado o uso de material poroso, eficaz nas altas frequências, com ressoadores agrupados, eficazes em médias ou baixas frequências. É possível verificar que, quando comparado o painel isolado com o mesmo painel conjugado com material absorvente, o comportamento deste último revela-se superior em quase todo o domínio de frequências, exceto para a pequena gama de frequências próxima da frequência de ressonância – comportamento semelhante ao verificado nas membranas ressonantes (Patrício 2010; Tadeu et al 2010).

Em condicionamento acústico, para além de, geralmente, se procurar um bom desempenho acústico numa maior gama de frequências, existe o interesse em conceber soluções de boa durabilidade, agradáveis esteticamente e que assegurem a saúde dos utentes. Ainda que um material poroso, atuando isoladamente, apresentasse a eficácia pretendida, tal aplicação não seria durável, dada a fragilidade do material, tampouco segura para os utentes, devido ao mau comportamento ao fogo e à emissão de partículas que contaminam o ar; esteticamente, também não seria agradável. Por essa razão, embora haja uma redução considerável de absorção sonora nas altas frequências, torna-se indispensável o uso de um painel perfurado ou ranhurado, que colmate todas as deficiências atribuídas a um material poroso aplicado isoladamente como revestimento, constituindo-se como uma barreira entre este e o meio interior do recinto. Vale a pena ainda referir que o painel perfurado ou ranhurado, por si só, não protege o espaço interior

da emissão de partículas, sendo convencional o uso de uma tela acústica de pequena espessura, caracterizada pela sua resistência ao fluxo de ar. Na figura 2.3 representa-se, de forma simplificada, a solução até aqui apresentada:

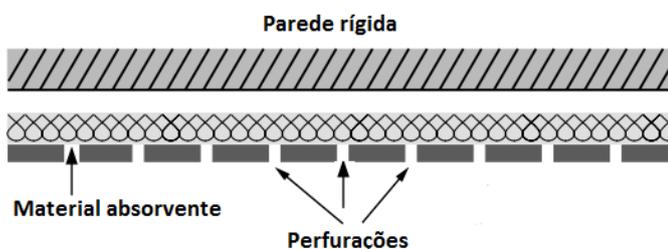


Figura 2.3 – Solução mista: painel perfurado com material absorvente na caixa-de-ar (adaptado de Isbert, 1998).

Os painéis utilizados correntemente, podem ser perfurados ou ranhurados, podendo ser de maior agrado estético, um ou outro, consoante opinião do arquiteto. A nível de comportamento acústico, apresentam semelhante desempenho. O processo de fabrico de painéis ranhurados poderá ser mais agilizado, constituindo uma vantagem relativamente aos perfurados. Outro tipo de painel utilizado, caracteriza-se pelas suas perfurações de pequena dimensão, pouco perceptíveis a olho nu, designa-se por painel microp perfurado. Pode-se observar na figura 2.4, diferentes tipos de painéis:

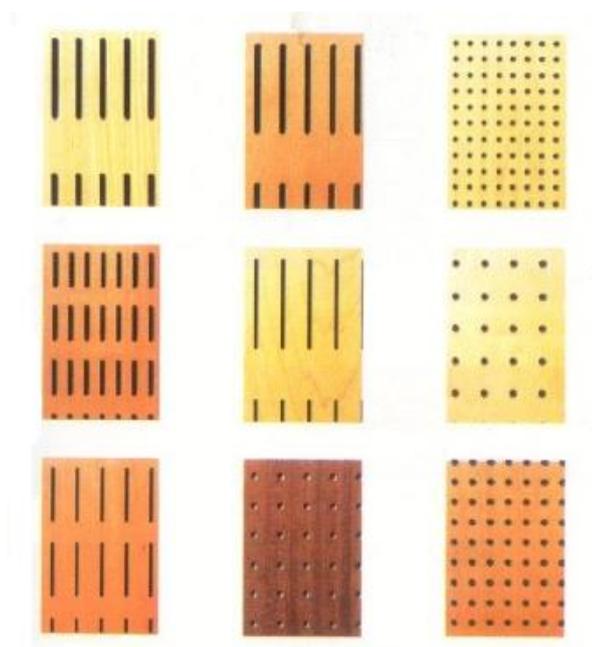


Figura 2.4 – Exemplo de painéis perfurados e ranhurados em madeira (Isbert, 1998).

3 METODOLOGIAS PARA AVALIAÇÃO DAS PROPRIEDADES DE MATERIAIS E SISTEMAS

3.1 Introdução

O presente capítulo divide-se em 3 subcapítulos. O primeiro é referente às diversas metodologias experimentais correntemente utilizadas, quer para determinação do coeficiente de absorção sonora, quer para determinação da resistividade ao fluxo de ar. No seguinte subcapítulo, encontram-se descritos um método inverso e diferentes modelos teóricos de comportamento que podem servir de base para o mesmo. Por fim, tem-se um subcapítulo destinado a caracterização das amostras, tanto as amostras de painéis perfurados, como as amostras porosas; ainda neste subcapítulo apresentam-se as diferentes condições de montagem consideradas no âmbito deste trabalho.

3.2 Metodologias experimentais

3.2.1 Determinação do coeficiente de absorção sonora

Existem duas metodologias normalizadas correntemente utilizadas para determinação do coeficiente de absorção sonora. Um método consiste no uso de uma câmara reverberante, cuja norma de ensaio é a NP EN ISO 354 (2007), e o outro método consiste no uso de um tubo de impedância, descrito na norma ISO 10534-2 (2001) e na norma americana ASTM E 1050 (1998).

3.2.1.1 Tubo de Impedância

Este método permite obter não apenas o coeficiente de absorção sonora de uma amostra como também a sua impedância acústica. O seu funcionamento baseia-se num sistema definido por um gerador de sinal, capaz de emitir um ruído branco (constante no espectro de frequências), que, por intermédio de um amplificador sonoro e um altifalante inserido numa das extremidades do tubo, possibilita uma geração e propagação de ondas planas desse ruído ao longo do tubo. Na outra extremidade do tubo, encontra-se a amostra, que irá absorver e refletir a energia sonora incidente; o tubo é dotado de 2 microfones, afastados de uma distância determinada em função da velocidade de propagação do som e do diâmetro do tubo; de modo que, as ondas sonoras diretas e as refletidas podem ser por estes captadas, processadas por um analisador digital e

posteriormente tratadas em computador (ver figura 3.1). Em pormenor, nas normas referidas, encontram-se os detalhes acerca da determinação do espaçamento entre microfones, bem como a determinação da gama de frequências operacional do equipamento montado. Para um tubo com 100 mm de diâmetro, o limite superior da gama de frequências é de 1600 Hz na banda de terços de oitava e o limite inferior é de 100 Hz.

A fim de se obter resultados fiáveis, a norma define duas medidas prévias à execução de ensaios: uma referente à necessidade de se efetuar uma medição do nível sonoro no interior do tubo com a fonte sonora ligada e outra com a fonte desligada, observando-se a diferença entre níveis sonoros que deve ser superior a 10dB, em toda a gama de frequência; a segunda medida consiste na realização de duas medições com recurso a uma amostra de referência, uma medição com microfones numa dada posição, outra invertendo a posição entre microfones. Esse procedimento permite anular o erro de fase dos microfones.

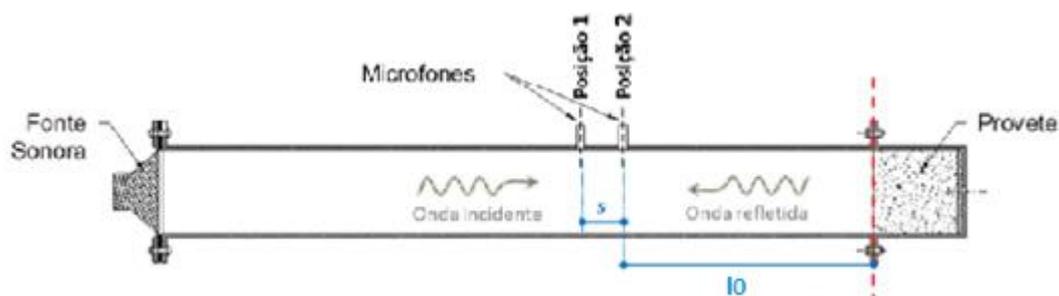


Figura 3.1 – Esquema do tubo de impedância

O tubo de impedância utilizado (ver figura 3.2) foi desenvolvido com base na norma suprarreferida, apresentando um diâmetro de 100 mm, espaçamento entre microfones (s) de 5 cm e a distância entre microfone e a amostra (l_0) de 25 cm; o seu comprimento é suficiente para o desenvolvimento das ondas planas incidentes no microfone; o amplificador utilizado é do tipo 2716C, da marca Brüel & Kjaer; o analisador digital da marca National Instruments, modelo NI USB-4431. São utilizados dois microfones da marca G.R.A.S modelo 46AE ½” do tipo 26CA, eficazes desde 3,15Hz até 20 KHz. E, para a análise de dados, utilizou-se um programa desenvolvido em *Matlab*, no qual se definiu um número de 10 médias móveis ao longo do sinal temporal; obtendo-se valores de coeficiente de absorção sonora para cada frequência central das bandas de terço de oitava.

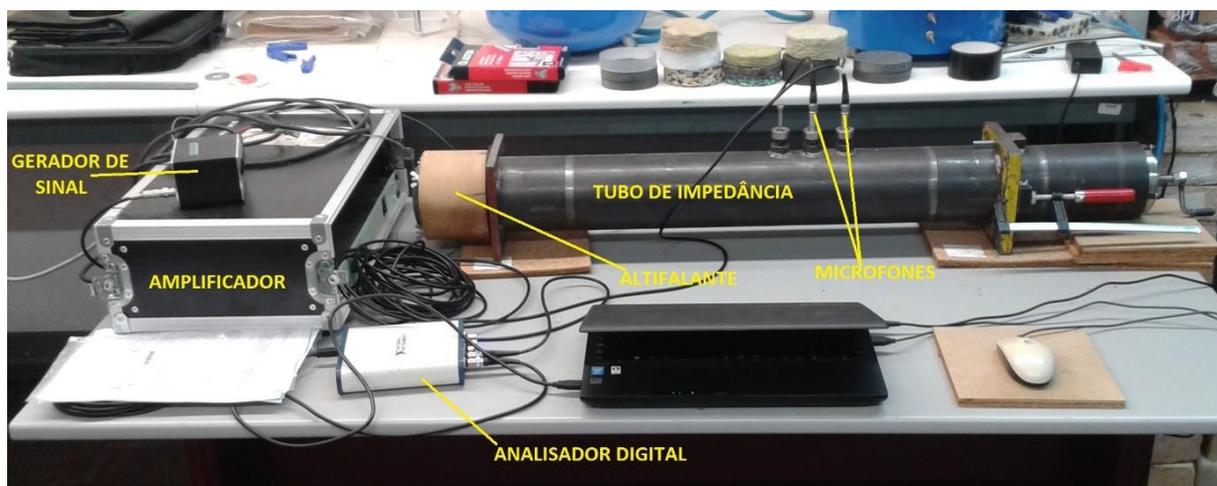


Figura 3.2 – Equipamento utilizado para aplicação do método do tubo de impedância.

Depois de montado todo o equipamento, e feitas as devidas calibrações, dois testes foram levados a cabo, a fim de se averiguar a fiabilidade do equipamento de ensaio. Primeiro, realizou-se uma medição para o tubo de impedância sem qualquer amostra inserida, verificando-se a absorção sonora da sua parede rígida (*backing plate*). O resultado expetável para essa situação é de que a parede seja extremamente refletora com absorção sonora próxima de zero em todo o domínio de frequência. Outro ensaio foi levado a cabo, agora com uma amostra porosa, observando-se se a curva de absorção sonora obtida tem o comportamento expetável para esse tipo de material (comportamento este referido no capítulo 2 deste documento). A reprodutibilidade do ensaio também foi verificada e o desvio-padrão utilizado como parâmetro estatístico importante no que respeita à fiabilidade da metodologia experimental aqui abordada. Todos estes resultados serão discutidos no capítulo 4.

O trabalho foi realizado no laboratório de Construções do DEC da FCTUC, através do método aqui descrito, em conformidade com todas as especificações acima referidas.

3.2.1.2 Câmara Reverberante vs Tubo de impedância

O método da câmara reverberante tem por base a teoria de Sabine e consiste, basicamente, na realização de medições do tempo de reverberação (TR) no interior da câmara reverberante sem a amostra, e outras medições do TR com a amostra posicionada no seu interior. A partir da comparação entre esses dois valores medidos, torna-se possível determinar o coeficiente de absorção sonora com base na teoria de Sabine. É indispensável garantir a existência de um campo sonoro difuso no interior da câmara reverberante, do contrário o coeficiente de absorção sonora obtido poderá não ser coerente com o coeficiente de Sabine. Morse et al (1940) em seu trabalho, constataram a importância deste aspeto, ao verificarem a incoerência entre valores

padrão de coeficiente de absorção sonora medidos por uma associação americana de medições acústicas e os coeficientes obtidos por Sabine. Foi verificado que a falta de coerência seria devida à falta de difusão sonora nas baixas frequências e, por esta razão, os valores padrão apenas eram compatíveis com os de Sabine nas altas frequências (Morse et al 1940). É importante ainda ter em atenção o tamanho da amostra utilizada; é referida na norma a recomendação de que as amostras tenham entre 10 m^2 e 12 m^2 (câmaras com 200 m^3), obtendo-se tempos de reverberação distintos para as situações com e sem amostra no interior da câmara e, assim, garantindo a fiabilidade dos resultados obtidos para coeficiente de absorção sonora. Essa recomendação, no entanto, não elimina o erro relacionado com a difração provocada pelas bordas da amostra, que resulta num aumento de absorção sonora. (Cox e D'Antonio, 2009).

A câmara reverberante, quando comparada com o tubo de impedância, apresenta algumas vantagens importantes, entre elas a vantagem de se assemelhar mais à situação real, onde o campo sonoro é difuso; enquanto que, em tubo de impedância, verificam-se apenas ondas sonoras segundo a direção normal à amostra. As amostras testadas em câmara reverberante podem ser concebidas de forma idêntica àquela que se utiliza numa aplicação real, o que pode ser uma dificuldade tratando-se de amostras de dimensão reduzida. Outra vantagem importante da câmara reverberante incide na possibilidade de se caracterizar o meio na presença de objetos, como cadeiras ou mesmo na presença de pessoas (Kuttruff, 2009). O tubo de impedância, no entanto, revela vantagens muito interessantes: para medições em câmara reverberante, são necessárias amostras de tamanho significativo e uma sala devidamente concebida para o efeito, o que torna o método significativamente dispendioso quando comparado ao método do tubo de impedância; para além disso, não é possível determinar a impedância acústica em câmara reverberante. Por estas duas razões, para o fabricante ou investigador que deseje desenvolver novas soluções acústicas, o método do tubo de impedância torna-se de extrema utilidade, uma vez que, não apenas é mais económico, como também apresenta resultados considerados fiáveis (como se verificou em Patraquim et al 2012). Assim, para uma análise das propriedades de diferentes amostras e comparação de desempenhos relativos entre elas, a fim de se compreender os respetivos comportamentos face às diferentes variáveis de projeto, ao método do tubo de impedância se atribui grande vantagem (Cox e D'Antonio, 2009). Tal situação condiz com o trabalho aqui desenvolvido.

3.2.2 Determinação da resistividade ao fluxo de ar

Uma definição deste parâmetro foi dada no subcapítulo 2.3 – *Materiais porosos*, no qual, para além da resistividade ao fluxo de ar, referiu-se ainda outros quatro parâmetros caracterizadores de um material poroso. Cox e D'Antonio (2009) referem-se à resistividade ao fluxo de ar e à porosidade como os dois principais parâmetros para a referida caracterização, no entanto, referem também que, devido à alta variabilidade da resistividade ao fluxo de ar de material para

material, este parâmetro pode considerar-se o mais importante. A porosidade, por sua vez, varia entre 0,91 e 0,995 para materiais porosos tipicamente utilizados em condicionamento acústico (Cox e D'Antonio, 2009).

A resistividade ao fluxo de ar está diretamente relacionada com a capacidade de dissipação de energia da amostra - quanto menor a resistividade ao fluxo de ar, menor a resistência que o material poroso oferece à propagação sonora, ou seja, menor dissipação de energia através do mesmo (Seddeq, 2009).

Para a sua determinação, existem dois métodos normalizados, descritos na norma internacional ISO 9053. Para aplicação de ambas as metodologias, são requeridos equipamentos especializados que, por vezes, podem ser de difícil conceção e custo elevado; por essa razão, têm sido desenvolvidos métodos alternativos de aplicação simplificada, económicos e fiáveis, como são os casos dos métodos de Ingard e Dear (1985) e Dragonetti et al (2011).

3.2.2.1 Métodos normalizados

Existem na norma ISO 9053 duas metodologias distintas para determinar a resistividade ao fluxo de ar. A primeira, designada por método do fluxo direto, consiste no uso de um dispositivo de produção de fluxo de ar constante com a finalidade de impelir ar contra a amostra, e, assim, com o auxílio de um medidor de pressão diferencial, obter a diferença de pressão (ΔP) através da mesma; é igualmente necessário um medidor da taxa volumétrica de fluxo de ar (ver figura 3.3).

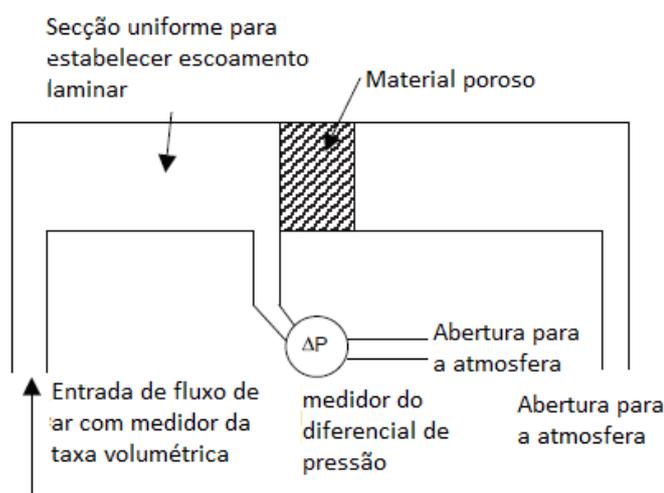


Figura 3.3 – Equipamento de medição da resistividade ao fluxo de ar definido na norma ISO 9053 (adaptado de Cox e D'Antonio, 2009).

A fórmula de cálculo da resistividade ao fluxo de ar deriva diretamente da definição deste parâmetro previamente referida no subcapítulo 2.3 *Materiais Porosos*. Onde, para uma amostra de espessura d (m), uma taxa volumétrica de fluxo de ar U (m³/s), área de secção A (m²) e diferença de pressão através da mesma ΔP (N/m²), tem-se a resistividade ao fluxo de ar σ , através da seguinte expressão:

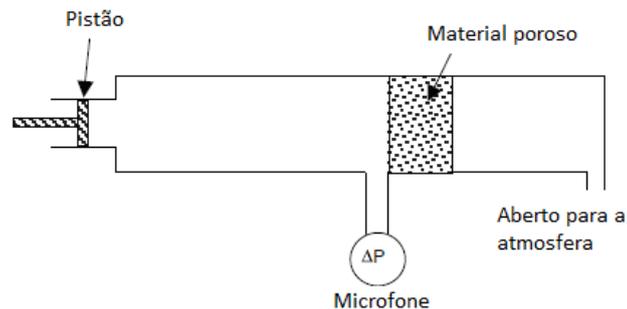
$$\sigma = \frac{\Delta P \cdot A}{U \cdot d} \left(\frac{N \cdot s}{m^4} \right) \quad (3)$$

É imprescindível que a velocidade do fluxo de ar seja reduzida, entre 5×10^{-4} e 5×10^{-2} m/s, de modo a obter-se uma relação linear entre o diferencial de pressão e a velocidade de fluxo. O limite superior considerado (5×10^{-2} m/s) é o valor para o qual o fluxo de ar através da amostra deixa de ser laminar passando a turbulento, provocando efeitos indesejáveis de turbulência nos poros (Mareze, 2013). Vale a pena referir que este método apresenta como desvantagem a grande variabilidade de resultados e a dificuldade em se obter correlações elevadas.

Alternativamente, a norma ISO 9053 sugere uma metodologia distinta, onde a resistividade ao fluxo de ar é determinada por intermédio de um fluxo oscilatório, conseguido com recurso a um pistão. O pistão deve mover-se a uma frequência de 2 Hz, atuando como um gerador de velocidade de volume constante. Um microfone deve ser utilizado para cálculo do valor *rms* (do inglês *root mean square*) da pressão relativa à pressão atmosférica, este deve ser inserido próximo à amostra como ilustrado na figura 3.4. O valor *rms* da velocidade é determinado pela seguinte equação (Cox e D'Antonio, 2009; Mareze, 2013):

$$u_{rms} = \frac{\pi \cdot f \cdot h \cdot A_p}{\sqrt{2} \cdot A} \quad (4)$$

onde h é o deslocamento pico a pico do pistão, f é a frequência, A_p a área da seção do pistão e A a área da seção da amostra. É recomendado pela norma que esse valor esteja compreendido entre 0,5 e 4 mm/s.



3.4 Equipamento alternativo para medição da resistividade ao fluxo de ar definido pela norma ISO 9053 (adaptado de Cox e D'Antonio, 2009).

3.2.2.2 Método proposto por Ingard e Dear

Ingard e Dear desenvolveram um método alternativo aos métodos normalizados, recorrendo a um fluxo oscilatório que se propaga ao longo de um tubo, no qual é inserida a amostra porosa. Para tal fluxo, situação idêntica à de um fluxo produzido por um sinal harmónico, relativamente ao material, observa-se que, para além da sua componente resistiva, este apresenta ainda alguma reatância. Essa reatância surge como consequência da massa de ar contida nos poros - existe uma massa adicional derivada de efeitos de viscosidade e fluxo forçado através de canais da estrutura sólida do material poroso. Nesta metodologia, Ingard e Dear demonstram que, pela medição da impedância, consegue-se determinar tanto a reatância como a resistência ao fluxo de ar (Cox e D'Antonio, 2009; Ingard e Dear, 1985).

Considerando o equipamento experimental, representado na figura 3.5, a amostra porosa é inserida no interior de um tubo semelhante ao tubo de impedância utilizado para medição do coeficiente de absorção sonora - portador de duas terminações, uma rígida e outra dotada de um altifalante auxiliado por um gerador de sinal e um amplificador. A pressão sonora deve ser medida por um microfone posicionado à frente da amostra e outro microfone posicionado junto à terminação rígida, designados como microfones 1 e 2, respetivamente. A secção transversal do tubo deve ser suficientemente inferior ao comprimento de onda de modo que se possam desenvolver e propagar apenas ondas planas ao longo do mesmo. Considerando um tubo de secção circular de diâmetro D , a seguinte condição deve ser respeitada $\lambda \gg 1,7D$ (Ingard e Dear, 1985).

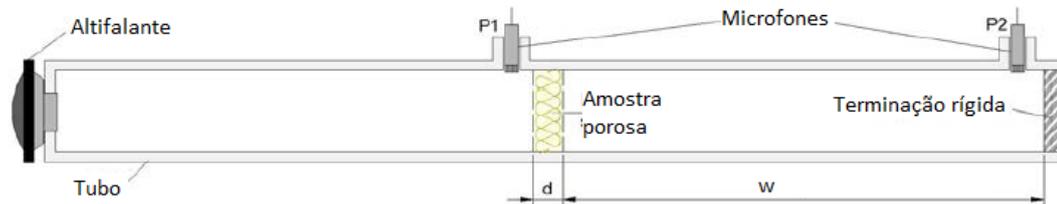


Figura 3.5 - Aparelho de medição da resistividade ao fluxo de ar de Ingard e Dear (adaptado de Rey et al, 2013).

A distância w entre a amostra e a terminação rígida deve corresponder a um número ímpar de um quarto de comprimento de onda, $w = (2n - 1)\lambda/4$, sendo n um número inteiro. Os microfones devem ser calibrados de modo a terem a mesma sensibilidade, o processo de calibração deve ser feito colocando-os próximo da terminação rígida, sem a amostra inserida, ajustando-os de modo que, por intermédio quer de um quer de outro, se obtenha o mesmo nível de pressão (Mareze, 2013).

A resistência ao fluxo de ar é então calculada para determinadas frequências nas quais o método é válido, recorrendo-se para o efeito ao módulo da parte imaginária da função de transferência medida entre os sinais dos microfones. As frequências de validade do método são obtidas através dos mínimos dessa função e estão associadas à expressão $w = (2n - 1)\lambda/4$. Para $w = 0,85\text{m}$, essas frequências são 100, 300, 500, 700, 900 Hz. Fazendo o ajuste pelos mínimos quadrados obtém-se o valor normalizado da resistência ao fluxo de ar ($\theta = |\text{Im}(p1/p2)|$) (Ingard e Dear, 1985). A resistividade ao fluxo de ar (Ns/m^4) é obtida multiplicando-se esse valor à impedância do ar e dividindo-se pela espessura da amostra porosa, d , como se traduz na seguinte equação (Rey et al, 2013):

$$\sigma = \frac{\rho_0 c_0}{d} \left| \text{Im} \left(\frac{p1}{p2} \right) \right| \quad (5)$$

3.2.2.3 Método proposto por Dragonetti

Este método baseia-se na medição da razão entre pressões sonoras (valor complexo) no interior de duas cavidades acopladas por um altifalante. Como esquematizado na figura 3.6, pode-se observar as duas cavidades separadas pelo altifalante e um espaço superior delimitado por uma placa perfurada sobre a qual a amostra porosa é colocada. É importante o correto dimensionamento de cada cavidade, cujas dimensões devem ser o menor possível quando comparadas com o comprimento de onda (Dragonetti denomina esta condição como *smallness*

condition). O modelo teórico tem em consideração esse aspeto e, para as dimensões consideradas neste trabalho, pode-se já dizer que a condição é verificada para frequência máxima próxima de 100 Hz. Ambas as cavidades têm secção quadrangular de 7,8x7,8 cm², diferindo na altura – a altura da cavidade inferior é de 5,8 cm e da superior de 21cm. Os dois microfones (caracterizados na subsecção 3.1.1.1) devem ser localizados um em cada cavidade e devidamente isolados no seu contorno para que não haja fugas de ar. É de extrema importância ter-se em atenção a eficácia do altifalante dentro do domínio de frequências considerados (até os 100Hz), devido à consideração acima referida relativa ao modelo teórico. O altifalante a utilizar é da marca FoneStar, modelo SQ-3520. É importante referir que as dimensões de ambas as cavidades devem ser o menor possível, porém suficientemente grandes para que o altifalante se adapte ao equipamento a conceber. As dimensões da caixa aqui adotadas, são inferiores às dimensões considerados por Dragonetti et al (2011), fato este que, conforme a *smallness condition*, está pelo lado da segurança no que diz respeito a validade do modelo teórico.

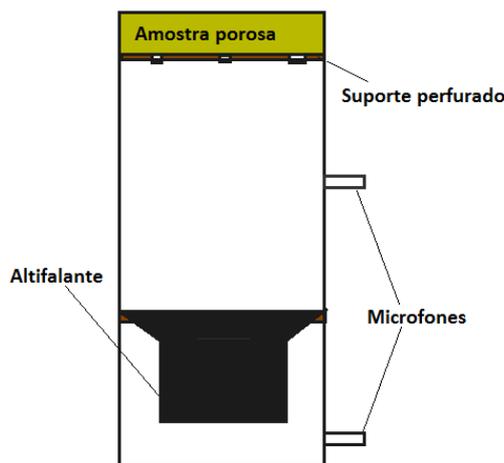


Figura 3.6 – Equipamento de medição da resistividade ao fluxo de ar proposto por Dragonetti et al (2011).

Considerando a condição dimensional (*smallness condition*) acima referida, Dragonetti et al (2011) relacionam a velocidade volumétrica nas cavidades com a pressão sonora, através das seguintes equações:

$$P_{dw} = \frac{U}{j \cdot \omega \cdot C_{dw}} \quad (6)$$

em que o índice dw é referente à cavidade inferior, ω é a frequência angular definida por $2\pi f$, j é a constante imaginária ($\sqrt{-1}$), e C refere-se a compliância acústica do ar definida pela seguinte equação:

$$C_{dw} = \frac{V_{dw}}{\gamma \cdot P_0} \quad (7)$$

onde V_{dw} é o volume da cavidade de ar comprimido na cavidade inferior, P_0 a pressão atmosférica e γ é o calor específico do ar (cerca de 1,41). O índice up é referente à cavidade superior; assim, a pressão nesta cavidade é dada por:

$$P_{up} = -\frac{U \cdot Z_a / S}{1 + j\omega C_{up} Z_a / S} \quad (8)$$

A compliância acústica C_{up} é calculada substituindo V_{dw} por V_{up} na equação (7). Z_a é a impedância da superfície do material poroso que faz a limitação superior da cavidade (ver figura 3.6).

A relação entre as equações (6) e (8) conduz à razão complexa, r , entre pressões sonoras nas cavidades superior e inferior:

$$r = -\frac{j\omega C_{dw} Z_a / S}{1 + j\omega C_{up} Z_a / S} = -\frac{j\omega \overline{C_{dw}} Z_a}{j\omega C_{up} Z_a + 1} \quad (9)$$

em que S é a área da superfície da amostra porosa que limita a cavidade superior e \overline{C} é a compliância acústica por área frontal da superfície do material absorvente (C/S).

A compliância acústica é diretamente afetada pelo volume da cavidade, assim, a presença do altifalante irá provocar uma redução do volume de ar na cavidade inferior. Dragonetti et al (2011) referem em seu artigo a importância de se utilizar o valor correto da compliância acústica, considerando no cálculo o volume ocupado pelo altifalante. Essa medição pode facilmente ser efetuada com recurso a um paquímetro.

Para além da compliância acústica, outro parâmetro a considerar na equação (8) é a impedância acústica superficial Z_a . Dragonetti et al apresentam a seguinte fórmula, válida para situações onde o número de onda relativo ao ar (k_0) e o raio equivalente da abertura da terminação de um tubo que simule a microestrutura de um material poroso (a) é tal que $k_0 \cdot a \leq 0,5$:

$$Z_a = j\omega \tilde{\rho} d / \phi = j\omega \tilde{\rho}_{eq} d \quad (10)$$

onde $\tilde{\rho}$ é a massa volúmica complexa do fluido, $\tilde{\rho}_{eq}$ é a massa volúmica complexa média e ϕ a porosidade. Com base nos modelos de Johnson e Allard, obtém-se a seguinte equação:

$$Z_a = \sigma d + j\omega d \frac{\rho_0 \alpha_\infty}{\phi} \left(1 + \frac{2\alpha_\infty \eta}{\sigma L_V^2 \phi} \right) \quad (11)$$

onde σ representa resistividade ao fluxo de ar, α_∞ a tortuosidade, ρ_0 é a massa volúmica do ar, η é a viscosidade dinâmica do ar e L_V é o comprimento característico viscoso. Substituindo Z_a obtido através da equação (11) na equação (9), obtém-se uma equação a partir da qual é possível determinar a resistência ao fluxo de ar. No entanto, como se pode observar, esta equação requer o conhecimento de parâmetros adicionais que tornariam o método de mais complexa aplicação. Então, de modo a eliminar esta complexidade, Dragonetti et al (2011) efetuaram um estudo aprofundado sobre esta equação, concluindo que, até uma dada frequência de corte, a parte imaginária de r sofre um decaimento praticamente linear com a frequência; assim, até esse limite, a resistência ao fluxo de ar pode ser obtida através de uma equação bastante simplificada:

$$R_a = \frac{\text{Im} \left(\frac{P_{up}}{P_{dw}} \right)}{-\omega \cdot C_{dw}} \quad (12)$$

Para além das conclusões acima referidas, Dragonetti et al (2011) efetuaram um estudo para determinação da altura ótima da cavidade superior. Como referido, ambas as cavidades devem ter a menor dimensão possível. Relativamente à cavidade inferior, esta é escolhida de forma a adaptar-se ao altifalante; por sua vez, a cavidade superior poderia afetar a frequência de corte. A conclusão obtida foi de que a altura desta cavidade, por si só, não pode ser um fator decisivo na determinação dessa frequência, uma vez que também dependerá dos parâmetros não acústicos da amostra. Outra conclusão importante constatada pelos autores foi relativa à espessura das amostras a ensaiar. Observaram que a espessura da amostra tem significativa influência na frequência de corte – para espessuras maiores os resultados apresentam menor frequência de corte.

Este método constitui uma forma alternativa aos métodos normalizados e de simples aplicação; sem necessidade de equipamentos especializados, requer apenas instrumentação correntemente presente na maior parte dos laboratórios de acústica. É necessário cuidado especial, como

previamente referido, quanto às dimensões de ambas as cavidades e a sua devida vedação, de modo a evitar fugas de ar. Determinada a resistência ao fluxo de ar através da equação (12), ao dividir-se pela espessura da amostra tem-se a resistividade ao fluxo de ar (σ) da mesma.

3.3 Método inverso e modelos teóricos de comportamento

O método inverso consiste na determinação de parâmetros caracterizadores do material poroso, recorrendo para o efeito aos valores obtidos experimentalmente (de coeficiente de absorção sonora por exemplo), e a um modelo teórico, a partir do qual se obtêm valores teóricos que se ajustem aos experimentais. O coeficiente de absorção sonora de um material poroso é facilmente determinado experimentalmente através de um tubo de impedância. Geralmente, a tortuosidade e os comprimentos característicos são de mais difícil determinação. A mesma dificuldade pode ser encontrada face à inexistência de equipamento apropriado para determinar a porosidade ou a resistividade ao fluxo de ar. É nesse contexto que a aplicação do método inverso surge, como ferramenta eficaz e de rápida aplicação, colmatando tais dificuldades.

Para o ajuste acima referido, de modo a obter-se curvas de coeficiente de absorção sonora teóricas próximas às curvas obtidas experimentalmente, torna-se necessário a existência de um algoritmo de otimização. Este algoritmo irá procurar os valores dos parâmetros que se deseja determinar e que são inseridos no modelo teórico, de modo a obter-se uma curva do coeficiente de absorção sonora o mais próxima possível da curva experimental; por outras palavras, o que este algoritmo faz é procurar uma solução convergente com o registo experimental (Mareze, 2013; Pereira, 2015).

Para implementação do método inverso é necessário também que se adote um modelo teórico que melhor se adapte ao estudo em questão. Existem diversos modelos teóricos que estudam a propagação do som no meio poroso, entre eles, os modelos de Delany-Bazley e Delany-Bazley-Miki, cujo parâmetro de entrada é apenas a resistividade ao fluxo de ar, sendo modelos simples e de convergência mais rápida. O modelo mais usual é o de Johnson-Allard-Champoux, que tem como parâmetros de entrada a resistividade ao fluxo de ar, porosidade, tortuosidade e comprimentos característicos viscoso e térmico. Outros modelos, como o modelo de Johnson-Allard-Champoux-Lafarge, Johnson-Allard-Champoux-Pride-Lafarge, também podem ser utilizados. Neste trabalho utilizou-se o modelo de Delany-Bazley-Miki, que será descrito num subcapítulo seguinte, bem como o modelo de Delany-Bazley e Johnson-Allard-Champoux (Zhang e Zhu, 2016; apmr.matelys@2017)

O método de otimização aqui adotado designa-se por Algoritmo Genético, existindo, no entanto, outros que poderão diferir na proximidade à solução ótima ou na velocidade de

convergência. O seu funcionamento consiste na geração de soluções aleatórias que, através de um processo iterativo, irão convergir de forma a minimizar uma função objetivo dada pelo erro quadrático entre o valor de coeficiente de absorção sonora obtido experimentalmente e o coeficiente de absorção sonora obtido através do modelo teórico:

$$\varepsilon = \sum_{i=1}^{nf} \left(\alpha - \bar{\alpha} \right)^2 \quad (13)$$

onde, nf representa o número de frequências que se vai analisar, α o coeficiente de absorção sonora obtido experimentalmente e $\bar{\alpha}$ o coeficiente de absorção sonora obtido através do modelo teórico. Minimizando esta função objetivo, isto é, minimizando o erro, é possível obter-se uma curva de coeficiente de absorção sonora teórica muito semelhante à curva de absorção sonora experimental e, por conseguinte, as variáveis de otimização ajustadas. Um aspeto a salientar é a falta de uma solução ótima. Este algoritmo obtém soluções próximas a solução ótima, podendo ser necessário aplicar o algoritmo mais do que uma vez, de modo a obter-se valores com menor erro (Mareze, 2013; Pereira, 2015).

3.3.1 Modelo proposto por Delany e Bazley

Delany e Bazley realizaram uma série de medições para determinar a resistividade ao fluxo de ar de alguns materiais porosos fibrosos, recorrendo para o efeito ao tubo de impedância. Através de relações empíricas, conseguiram relacionar a resistividade ao fluxo de ar com a impedância característica, Z_c , e o número de onda característico, k_c , através das seguintes equações (Delany e Bazley, 1970):

$$\frac{Z_c}{\rho_0 c_0} = 1 + 9,08 \left(\frac{1000f}{\sigma} \right)^{-0,75} - j11,9 \left(\frac{1000f}{\sigma} \right)^{-0,73} \quad (14)$$

$$\frac{k_c}{k_0} = 1 + 10,8 \left(\frac{1000f}{\sigma} \right)^{-0,70} - j10,3 \left(\frac{1000f}{\sigma} \right)^{-0,59} \quad (15)$$

onde f é a frequência, σ é a resistividade ao fluxo de ar, k_0 é o número de onda do ar - $k_0 = \omega/c_0$, ρ_0 e c_0 são, respetivamente, a massa volúmica do ar e a velocidade de propagação do som no ar. Determinados os valores de Z_c e k_c , é possível determinar a impedância superficial de uma dada amostra de espessura d :

$$Z_s = -jZ_c \cot(k_c d) \quad (16)$$

A partir da impedância superficial obtém-se o coeficiente de absorção sonora, α , pela seguinte equação:

$$\alpha = 1 - \left| \frac{\frac{Z_s}{\rho_0 c_0} - 1}{\frac{Z_s}{\rho_0 c_0} + 1} \right|^2 \quad (17)$$

Associado a este método existem algumas restrições que devem ser consideradas. Delany e Bazley definem um intervalo de frequências para o qual o modelo é válido $-0,01 < f/\sigma < 1,00$. Outros aspetos a ter em consideração, é que este modelo é desenvolvido para materiais porosos fibrosos de porosidade próxima da unidade e, relativamente à influência dos poros na propagação sonora, esta não é considerada (Cox e D'Antonio, 2009).

Para baixas frequências, este modelo não apresenta bons resultados, o que pode não ser gravoso uma vez que os materiais porosos, por norma, apresentam absorção sonora baixa nessa gama de frequências. No entanto, para colmatar essa lacuna, outros autores sugeriram propostas de alteração ao modelo original elaborado por Delany e Bazley. Como já foi referido, Miki (1990) foi um dos autores que propôs alteração ao modelo, não sendo, no entanto, o único, Mechel (1988) também elaborou a sua proposta.

3.3.2 Modelo proposto por Delany e Bazley modificado por Miki

Em 1990, Miki propôs uma solução de melhoria ao modelo original concebido por Delany e Bazley (1970). Numa situação onde a onda sonora se propague através de múltiplas camadas de meios adjacentes, Miki observou que o modelo proposto por Delany e Bazley (1970) apresenta valores negativos para a impedância característica nas baixas frequências, o que é fisicamente errado. Segundo Miki, este fenómeno acontece devido ao fato de que a impedância deve ter uma parte real positiva, propriedade esta que não pode ser sempre cumprida no modelo original. Assim, a partir dos resultados experimentais efetuados por Delany e Bazley e considerando as restrições necessárias que verifiquem a propriedade requerida, Miki obtém uma nova regressão de onde resultam novos coeficientes para modificação da equação original de Delany e Bazley (Miki, 1990):

$$\frac{Z_c}{\rho_0 c_0} = 1 + 5,50 \left(\frac{1000f}{\sigma} \right)^{-0,632} - j8,43 \left(\frac{1000f}{\sigma} \right)^{-0,632} \quad (18)$$

$$\frac{k_c}{k_0} = 1 + 7,81 \left(\frac{1000f}{\sigma} \right)^{-0,618} - j11,41 \left(\frac{1000f}{\sigma} \right)^{-0,618} \quad (19)$$

Para estas fórmulas corrigidas, o problema relacionado com os valores negativos de impedância característica nas baixas frequências fica resolvido; o intervalo de validade destas equações deixa de ser tão restrito como aquele definido no modelo original e, portanto, este modelo modificado pode ser considerado mais realista do que o original. O coeficiente de absorção sonora é obtido seguindo o mesmo raciocínio apresentado no subcapítulo anterior.

Este modelo, que tem como parâmetro de entrada a resistividade ao fluxo de ar, foi o modelo utilizado neste trabalho para aplicação do método inverso. Como previamente referido, a partir de medições experimentais e um modelo teórico adequado, é possível determinar parâmetros referentes ao material poroso em estudo. Deste modo, usando valores do coeficiente de absorção sonora obtidos através do método do tubo de impedância (descrito em 3.1.1.1) para amostras porosas fibrosas, obtém-se os valores de resistividade ao fluxo de ar (parâmetro de entrada do modelo de Delany-Bazley-Miki) dessas mesmas amostras pelo método inverso. A figura (3.7) demonstra esquematicamente como a otimização do parâmetro é feita. Nesta figura, o coeficiente de absorção sonora obtido por via experimental (tubo de impedância) representa-se por α , por sua vez, $\bar{\alpha}$ é obtido através do modelo teórico que tem como parâmetro de entrada a resistividade ao fluxo de ar que se deseja otimizar. Como o algoritmo apresenta rápida velocidade de convergência, este pode ser executado, caso necessário, diversas vezes, até que se obtenha uma curva de absorção sonora teórica bastante aproximada da experimental, de modo que a tolerância admitida foi sempre inferior a 0,02.

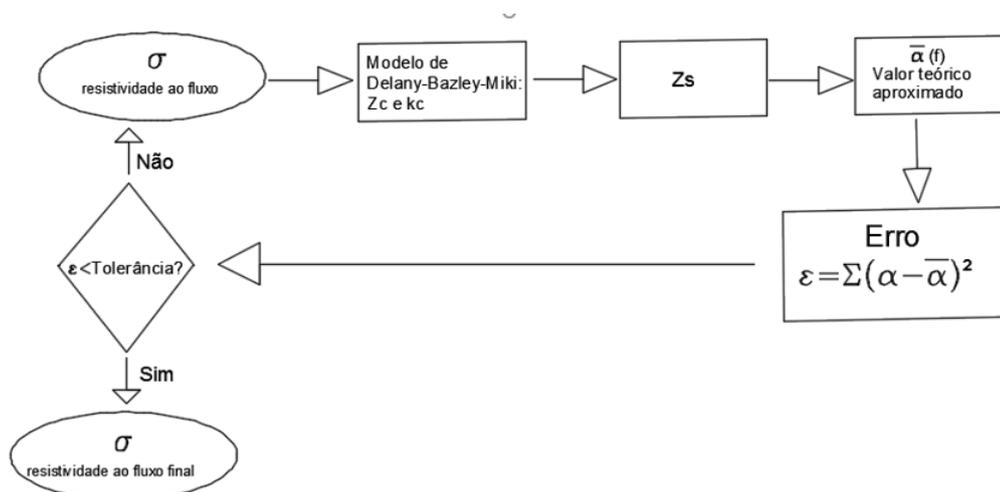


Figura 3.7 – Esquema da otimização do método inverso para avaliar a resistividade ao fluxo.

3.3.3 Modelo baseado nos trabalhos de Johnson, Champoux e Allard

Este modelo tem por base os trabalhos efetuados por Johnson et al (1987) e Champoux e Allard (1991). Adota os 5 parâmetros macroscópicos do material poroso considerados importantes

para o estudo da propagação sonora. Estes estudos sucederam o trabalho efetuado por Attenborough (1982), que primeiro efetuou estudos importantes onde a forma dos poros e sua interligação foram tidas em conta na modelação da propagação do som em meios porosos. Assim, os autores propuseram as seguintes equações para massa volúmica efetiva ($\tilde{\rho}$) e o módulo de compressibilidade dinâmico (\tilde{K}) (Cox e D'Antonio, 2009):

$$\tilde{\rho} = \alpha_{\infty} \rho_0 \left[1 + \frac{\sigma \phi}{j \omega \rho_0 \alpha_{\infty}} \sqrt{1 + j \frac{4 \alpha_{\infty}^2 \eta \rho_0 \omega}{\sigma^2 \Lambda^2 \phi^2}} \right] \quad (20)$$

$$\tilde{K} = \gamma P_0 \left[\gamma - \frac{\gamma - 1}{1 + \frac{8 \eta}{j \Lambda'^2 N_p \omega \rho} \sqrt{1 + \frac{j \rho \omega N_p \Lambda'^2}{16 \eta}}} \right] \quad (21)$$

onde γ é a razão de calor específico ($\approx 1,41$), η é a viscosidade do ar e N_p é o número de Prandtl que toma valores próximos de 0,77 para a pressão de 1 atmosfera e temperatura de 20 °C. Λ e Λ' simbolizam, respetivamente, os comprimentos característicos viscoso e térmico, Φ a porosidade, α_{∞} a tortuosidade e σ a resistividade ao fluxo de ar. Através do módulo de compressibilidade dinâmico e da massa volúmica efetiva, é possível determinar a impedância característica, Z_c , e o número de onda característico, k_c , através das seguintes equações:

$$Z_c = \sqrt{\tilde{K} \tilde{\rho}} \quad (22)$$

$$k_c = \omega \sqrt{\tilde{\rho} / \tilde{K}} \quad (23)$$

A partir destes parâmetros, o coeficiente de absorção sonora pode ser determinado de igual modo ao descrito no subcapítulo 3.1.3.1 – Delany-Bazley.

Este modelo apresenta algumas limitações, nomeadamente no que diz respeito ao comportamento previsto para baixas frequências, apresentando erros inerentes tanto à massa volúmica efetiva como ao módulo de compressibilidade. Relativamente aos efeitos de dissipação térmica, os valores de Λ' apenas têm significado nas médias e altas frequências. Assim, surgiram posteriormente novos modelos que visam colmatar essas lacunas; a título de

exemplo, cita-se o modelo de Johnson-Champoux-Allard-Lafage que propõe uma nova fórmula para a compressibilidade dinâmica, tendo por base estudos efetuados por Lafage et al (1997). Pride et al (1993) também sugerem modificações para a equação da massa volúmica efetiva, surgindo o modelo que pode designar-se por “Johnson-Champoux-Allard-Pride-Lafage” (apmr.matelys@2017). Estes modelos, no entanto, não serão aqui descritos, ficando a referência bibliográfica para eventual pesquisa.

3.4 Caracterização das amostras

3.4.1 Painéis perfurados

As amostras dos painéis a utilizar, cedidos pela empresa *Castelhano & Ferreira*, são todos em MDF, de furos circulares, variando entre si no que diz respeito à espessura e à percentagem de área perfurada; esta última característica varia em conformidade com a dimensão e o espaçamento entre furos; todas as amostras têm em comum o diâmetro de 100 mm, compatível com o diâmetro do tubo de impedância utilizado. Vale a pena salientar que um dos painéis é dotado de véu acústico no seu tardo.

Para efeito do estudo aqui elaborado, considera-se importante destacar como características determinantes para o desempenho dos painéis perfurados, a sua espessura, a dimensão dos furos e o afastamento entre eles, a taxa de perfuração e a existência, ou não, de véu acústico no tardo. Na figura 3.8 estão representadas e identificadas as amostras e, no quadro 3.1, as suas características:

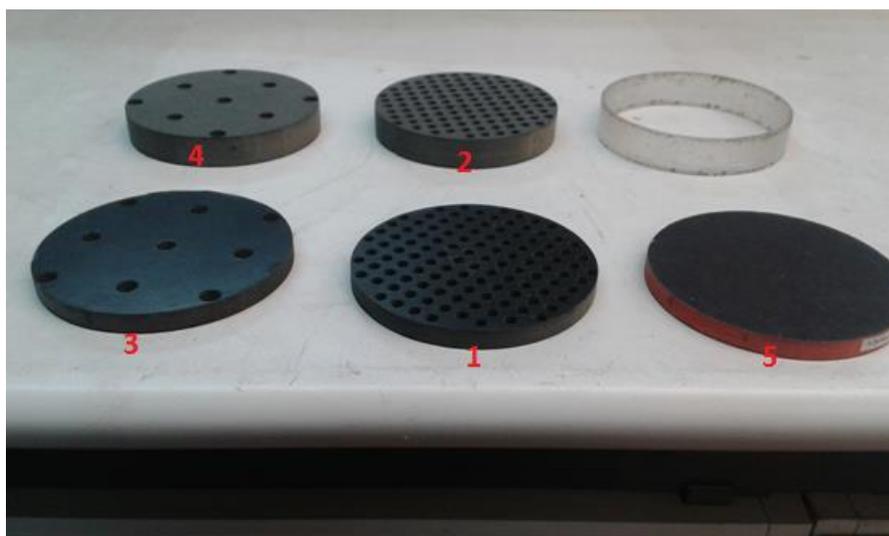


Figura 3.8 – Provetes utilizados com a numeração que os identificam e anel acrílico de 2cm utilizado para definir a caixa-de-ar.

Quadro 3.1 – Características dos painéis perfurados

Provete	Espessura (mm)	Nº furos	Raio dos furos (mm)	Espaçamento entre furos (mm)	Taxa de perfuração (%)
1	8	114	2,5	12	28,50
2	16	114	2,5	12	28,50
3	8	9	4	32	5,76
4	16	9	4	32	5,76
5	8	114	2,5	12	28,50

O provete 5 (figura 3.8) apenas difere do provete 1 na existência de véu acústico no seu tardoz.

3.4.2 Amostras porosas

Em soluções correntes de condicionamento acústico, o uso de material poroso normalmente é conjugado com um painel perfurado, situando-se aquele material na caixa-de-ar criada entre este e o suporte rígido. Dentre as principais características de um material poroso, tem sido mencionado neste documento que a porosidade e a resistividade ao fluxo de ar são as duas mais importantes, atribuindo-se, no entanto, maior destaque à resistividade ao fluxo de ar devido à sua grande variabilidade de material para material. Sabendo-se o valor da resistividade ao fluxo de ar, modelos teóricos podem ser adotados para determinar a impedância característica (Z_c) e o número de onda característico (k_c), ambos parâmetros utilizados para obtenção do coeficiente de absorção sonora deste tipo de materiais. A espessura da amostra e a massa volúmica foram respetivamente determinadas com recurso a um paquímetro e a uma balança digital de precisão. Sendo as amostras fibrosas facilmente deformáveis e degradáveis, torna-se difícil determinar tais parâmetros com muita precisão. Como exemplo de tal dificuldade tem-se as amostras de lã de rocha de espessuras distintas que, diferente do expetável, apresentam massas volúmicas ligeiramente distintas; as suas espessuras também são de difícil avaliação, no caso da fibra de poliéster, que é pouco densa, a medição da espessura com paquímetro deve ser bastante cuidadosa. São incertezas de medições inerentes ao procedimento experimental.

Neste trabalho foram estudadas diferentes amostras porosas, caracterizadas principalmente pela sua resistividade ao fluxo de ar, massa volúmica e espessura. A resistividade ao fluxo de ar aqui considerada foi determinada através das metodologias propostas por Dragonetti et al (2011) e de um método inverso com base no modelo de Delany-Bazley-Miki, descritos no subcapítulo anterior; bem como valores de referência encontrados na bibliografia. Dada a dificuldade em determinar-se um valor rigoroso para esse parâmetro, serão considerados intervalos de valores.

Na figura 3.9 encontram-se identificadas as amostras dos materiais fono-absorventes e no quadro 3.2 as respectivas características:



Figura 3.9 – Amostras porosas numeradas: 1 – Lã de rocha de 4 cm; 2 – Espuma de poliuretano; 3 – Lã de rocha de 3 cm; 4 – Fibra de poliéster; 5 – Aglomerado de espumas; 6 – Tecido; 7 – Aglomerado de espumas.

Quadro 3.2 – Características das amostras porosas.

Amostra (número)	Espessura (cm)	Massa volúmica (kg/m ³)	Resistividade (valores de referência) (Ns/m ⁴)
Lã de rocha (1)	4	63	[20000;30000]
Espuma de poliuretano (2)	4	27	[8000;15000]
Lã de rocha (3)	3	59	[20000;30000]
Fibra de poliéster (4)	3	22	[2100;2700]
Aglomerado de espumas (5)	3	136	[20000;50000]
Tecido (6)	2	109	-
Aglomerado de espumas (7)	1,5	104	[11000;37000]

3.4.3 Condições de montagem

As condições de montagem foram definidas de forma a analisar a influência das diferentes características, tanto do painel, como das amostras porosas, no desempenho global da solução. Os painéis 1, 2 e 5 têm a mesma configuração na sua superfície plana, como se pode verificar na figura 3.8 e quadro 3.1; variando a espessura e a presença ou ausência de véu acústico. De forma semelhante aos painéis 1 e 2, os painéis 3 e 4 diferem apenas na espessura. Todos os painéis e amostras porosas são conjugados, para as diferentes configurações de caixa-de-ar que se formam entre o painel e a parede rígida do tubo de impedância:

- Configuração 1 - Caixa-de-ar com espessura igual à da amostra porosa;
- Configuração 2 - Caixa-de-ar com espessura igual à da amostra porosa acrescentada de 2 centímetros.

Para a configuração 1, efetuaram-se ensaios com a caixa-de-ar vazia e totalmente preenchida pela amostra porosa; por sua vez, para a configuração 2, os ensaios foram feitos para caixa-de-ar vazia e parcialmente preenchida, onde, para além da amostra porosa, foram fixados 2 centímetros de caixa-de-ar. Os 2 centímetros adotados para a caixa-de-ar foram garantidos com recurso a um anel acrílico perfeitamente adaptável ao tubo de impedância (ver figura 3.8). Para esta configuração, foram estudadas duas posições diferentes do material poroso – colocado junto ao tardo do painel perfurado e junto à parede rígida do tubo de impedância. Para cada condição de montagem, as amostras foram devidamente lixadas a fim de serem ajustadas ao tubo de impedância, ou, havendo folgas, acrescentada alguma fita isolante ao longo do seu perímetro, de modo a obter-se um acréscimo de diâmetro, eliminando a folga existente. Estas medidas são necessárias para obtenção de resultados fiáveis. Outras medidas prévias à execução dos ensaios foram tomadas e estão detalhadas no próximo capítulo (capítulo 4 – Análise e Discussão de Resultados).

4 ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

4.1 Introdução

No presente capítulo serão apresentados os resultados relativos à determinação da absorção sonora de soluções correntemente adotadas para condicionamento acústico de espaços fechados e, ainda, resultados referentes à resistividade ao fluxo de ar, obtidos quer por via experimental, quer por via teórica.

No subcapítulo 4.2, diferentes amostras foram ensaiadas com a finalidade de se analisar o seu coeficiente de absorção sonora em face das condições de montagem, características do painel perfurado e características das amostras porosas. Numa primeira instância, serão apresentadas algumas medidas prévias importantes para conferir a fiabilidade dos resultados obtidos pela metodologia adotada. Dentre estas medidas, algumas estão presentes nas respectivas normas, outras, embora não constem da norma, são igualmente importantes para efeito de análise prévia do sistema. De seguida, serão analisados e discutidos os resultados obtidos para as diferentes conjugações de amostras (painel perfurado com material poroso), podendo-se concluir acerca da influência das características dos painéis e das amostras porosas, bem como das condições de montagem. O método utilizado para estudo da absorção sonora das diferentes soluções foi o método do tubo de impedância descrito nas normas ISO 10534-2 e ASTM E 1050.

No subcapítulo 4.3, avaliou-se a resistividade ao fluxo de ar uma fibra de poliéster e aglomerado de espumas, recorrendo para o efeito ao sistema proposto por Dragonetti et al (2011). Como descrito no capítulo 3, este método recorre a um equipamento de simples conceção. Será então, primeiramente, demonstrado o equipamento, procurando-se evidenciar os seus detalhes construtivos. De seguida, serão apresentados os resultados de resistividade ao fluxo de ar obtidos por esta via, a fim de, e finalmente, comparar-se estes resultados com os resultados obtidos pelo método inverso descrito em 3.2.2. Tal comparação permite verificar a fiabilidade do próprio equipamento bem como do método inverso desenvolvido com base no modelo teórico de Delany-Bazley-Miki.

4.2 Análise do coeficiente de absorção sonora

4.2.1 Medidas prévias e verificação da fiabilidade dos resultados

Duas medidas prévias encontram-se explícitas na norma ISO 10534-2 e já foram referidas no subcapítulo 3.1.1.1. Tomadas as medidas prévias de calibração do sistema previstas na norma, seguiu-se um estudo experimental, com uma amostra porosa, cuja curva de absorção sonora tem um comportamento típico desse tipo de material, isto é, coeficiente de absorção sonora elevado nas altas frequências e reduzido nas baixas, com um aumento gradual desde as baixas às altas frequências. Feito o ensaio, observou-se que o comportamento expetável não foi obtido, uma vez que a amostra porosa apresentou um pico de absorção sonora nas baixas frequências. A fim de se detetar a possibilidade de o problema estar relacionado com a terminação rígida do tubo de impedância (designada na norma por *Backing Plate*), esta foi testada isoladamente, sem qualquer amostra porosa, sendo, portanto, expetável que esta superfície seja totalmente refletora, apresentando, supostamente, um coeficiente de absorção sonora nulo. O resultado obtido consta da figura 4.1:

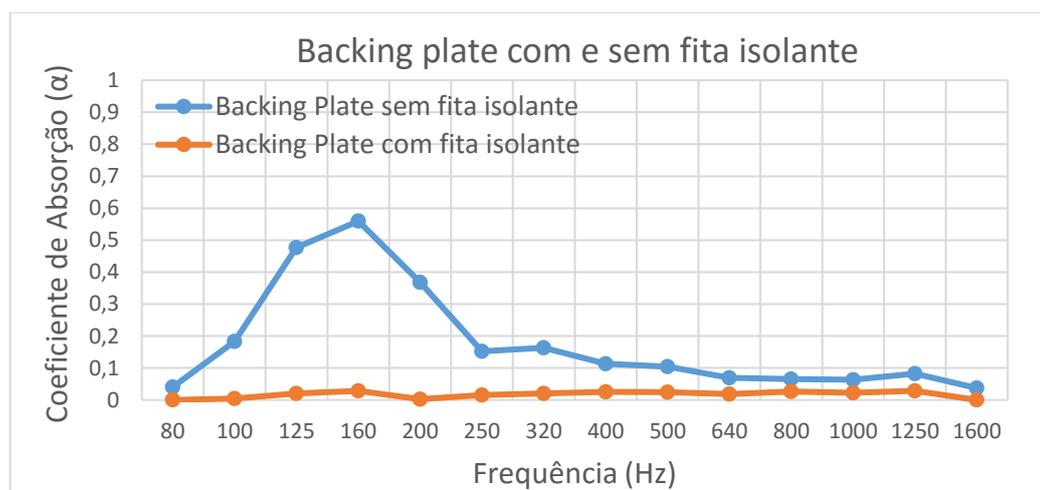


Figura 4.1 – Coeficientes de absorção sonora para o *Backing Plate* com e sem fita isolante a fazer vedação da frincha existente.

O mesmo pico de absorção sonora verificado quando ensaiada a amostra porosa, foi verificado no ensaio da terminação rígida do tubo de impedância, ocorrendo para baixas frequências. Face ao problema identificado, experimentou-se vedar a pequena frincha existente entre o *Backing Plate* e as “paredes” do tubo de impedância com recurso a uma fita isolante. O resultado obtido após esta medida foi satisfatório, observando-se a anulação do pico de absorção sonora até então existente e, conseqüentemente, obtendo-se uma curva de absorção sonora próxima do esperado, com coeficientes de absorção sonora nulos ou praticamente nulos ao longo de todo o domínio

de frequências (Figura 4.1). Uma melhor explicação da origem do problema não será alvo deste trabalho, podendo ser necessário uma análise de MEF (método dos elementos finitos) considerando um modelo que represente o êmbolo e manivela a ele associada, a fim de se estudar os modos de vibração desse sistema. Na figura 4.2, pode-se observar a terminação rígida devidamente vedada.

Outro aspecto relevante a ter em conta no bom funcionamento e respectiva fiabilidade dos ensaios, é a sua reprodutibilidade. Para o efeito, efetuaram-se, para cada ensaio, três repetições, isto é, após o ensaio e registo da curva de absorção sonora, retirou-se a amostra, e, voltando a inseri-la no tubo, repetiu-se o ensaio, verificando assim a sua reprodutibilidade. As outras medidas prévias aqui descritas foram previamente efetuadas em cada sessão de ensaios.

É importante referir que os valores do coeficiente de absorção sonora obtidos para frequências inferiores a 160 Hz não têm valor representativo, apresentando uma má reprodutibilidade qualquer que seja a amostra a ensaiar; isto é, para tais frequências existe um desvio padrão elevado, que resulta, por vezes, em resultados sem significado. Essas incertezas na medição poderão estar associadas a imperfeições do próprio tubo.



Figura 4.2 – *Backing Plate* com frincha vedada por auxílio de fita isolante.

4.2.2 Influência da taxa de perfuração dos painéis perfurados e da resistividade ao fluxo de ar do material poroso

É aqui realizado um estudo relativo a uma das características dos painéis perfurados, que diferem entre si – a taxa de perfuração. Para o efeito, foram comparados painéis com igual espessura e sem véu acústico no seu tardo. O estudo é realizado para condições de montagem diferentes – com caixa-de-ar vazia e com a caixa-de-ar totalmente preenchida por material poroso. A influência do material poroso a utilizar na caixa-de-ar difere na sua resistividade ao fluxo de ar, e também será alvo de estudo. Foram testados materiais de alta, e de baixa, resistividade ao fluxo de ar.

Recorde-se que o painel 2 tem uma taxa de perfuração de 28,5%, enquanto o painel 4 apresenta uma taxa de perfuração de 5,76%, e que ambos os painéis têm 16 milímetros de espessura. A resistividade ao fluxo de ar da fibra de poliéster é de aproximadamente 2200 N.s/m⁴ e do aglomerado de espumas 15000 N.s/m⁴ (Tabelas 3.1 e 3.2).

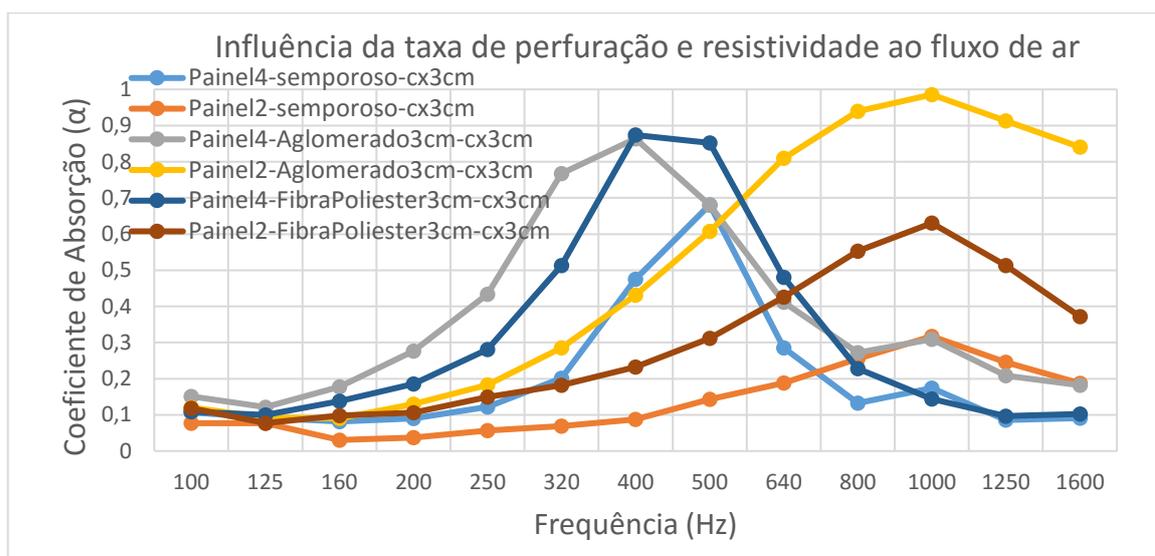


Figura 4.3 – Curvas de absorção sonora para os painéis 2 e 4, com caixa-de-ar fixa em 3cm a ser totalmente preenchida por material poroso (Fibra de Poliéster ou aglomerado de espumas) e vazia.

Analisando a figura 4.3, com resultado na gama de frequências dos 100 aos 1600 Hz, é visível que, para amostras com idênticas condições de montagem, variando apenas a taxa de perfuração, a frequência de ressonância do sistema dá-se sempre para frequências inferiores quando a taxa de perfuração é inferior – painel 4; como consequência, constata-se uma maior absorção sonora nas baixas frequências para o painel 4, e menor absorção sonora a partir dos 640/800 Hz.

Quando analisados os painéis sem material poroso na caixa-de-ar, espera-se que o comportamento por ele apresentado seja semelhante ao de um conjunto de ressoadores de *Helmholtz*. Observando as curvas, constata-se que o painel com menor taxa de perfuração apresenta um comportamento mais semelhante ao esperado. No caso do painel 2, observa-se um pico de ressonância muito pouco acentuado, nos 1000 Hz, e de baixa absorção sonora - α próximo de 0,3. Por sua vez, o pico apresentado pelo painel 4 é bastante nítido ocorrendo para uma frequência de 500Hz, observando-se uma absorção sonora significativamente superior num pequeno intervalo de frequências, localizado próximo dos 500Hz.

Sugerem-se duas conclusões relativas à influência da taxa de perfuração: com o seu aumento dá-se também um aumento na frequência de ressonância do sistema; quando analisados painéis sem material poroso na caixa-de-ar, um aumento na taxa de perfuração tende a reduzir o efeito de ressoador de *Helmholtz* do painel, podendo haver um valor para o qual o painel perca completamente esse efeito. A dimensão dos furos também varia, no entanto, segundo Davern (1970), tal parâmetro não tem influência significativa na determinação da frequência de ressonância, sendo a taxa de perfuração o parâmetro determinante.

Observando agora a influência do material poroso usado para preencher a caixa-de-ar. Foram escolhidos dois materiais diferentes, um material fibroso de baixa resistividade ao fluxo de ar – fibra de poliéster –, e uma espuma de resistividade ao fluxo de ar superior – aglomerado de espumas –, ambos com 3 centímetros de espessura (Tabela 3.2).

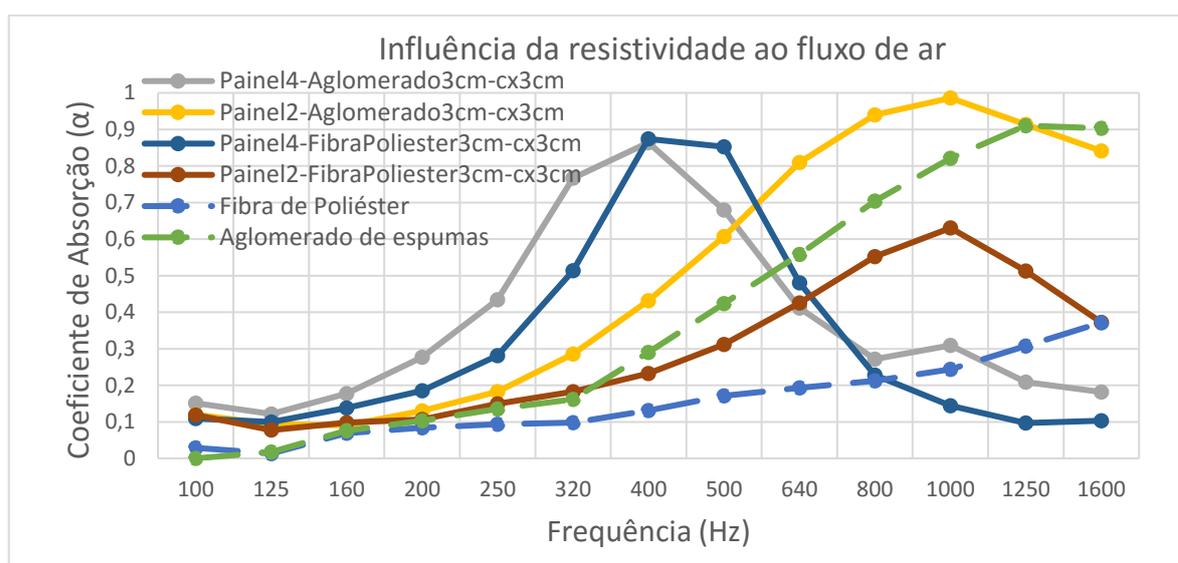


Figura 4.4 – Curvas de absorção sonora da fibra de poliéster e aglomerado de espumas; e curvas de absorção sonora dos painéis 2 e 4, com caixa-de-ar fixa em 3 cm totalmente preenchida por ambos os materiais porosos.

Observa-se, a partir da figura 4.4, que o comportamento esperado para um material poroso é verificado, sendo este mais nítido para o material com maior resistividade ao fluxo de ar – aglomerado de espumas. Tal como foi referido na análise anterior, o painel de elevada taxa de perfuração não aparenta comportamento semelhante ao de um conjunto de ressoadores de *Helmholtz*. Por análise da figura 4.4, verifica-se a semelhança comportamental entre o sistema misto composto pelo painel 2 (elevada taxa de perfuração) conjugado com aglomerado de espumas na caixa-de-ar e o aglomerado de espumas atuando isoladamente; embora haja um pico de ressonância pouco acentuado aos 1000 Hz, esta semelhança confirma a ideia de que este painel apresenta pouco efeito ressonante, sendo o comportamento do sistema fortemente influenciado pelo material poroso de enchimento. O ligeiro acréscimo de absorção sonora conferido pelo sistema (até aos 1250 Hz) pode justificar-se por efeitos de atrito viscoso e térmico provocado pelos pequenos furos do painel altamente perfurado.

Da análise das figuras 4.3 e 4.4 pode-se concluir também acerca da maior ou menor influência do material poroso presente na caixa-de-ar. Enquanto o painel 4 apresenta picos de absorção sonora muito semelhante, quer para a situação onde o material de enchimento é a fibra de poliéster, quer para a situação onde o material de enchimento é o aglomerado de espumas; o painel 2, por sua vez, é bastante influenciado pelo material poroso, apresentando picos de absorção sonora bastante diferentes, consoante o material de absorção sonora utilizado para o enchimento da caixa-de-ar; quando usado material de alta resistividade ao fluxo de ar observa-se um acréscimo de 0,7 ao coeficiente de absorção sonora (Fig. 4.3). Pode-se ainda observar que, quando usada a fibra de poliéster no enchimento da caixa-de-ar, existe um menor alargamento da gama de eficácia (domínio das frequências) de absorção sonora, isto é, o comportamento assemelha-se mais ao de um conjunto de ressoadores de *Helmholtz*. Tal pode justificar-se pela resistividade ao fluxo de ar desse material que, relativamente ao aglomerado de espumas, é extremamente baixa, estando mais próxima da resistividade do ar (situação de caixa-de-ar vazia). No entanto, qualquer que seja o material utilizado na caixa-de-ar, este confere uma maior absorção sonora, num domínio mais alargado de frequências, reduzindo a seletividade de uma grelha de ressoadores de *Helmholtz* que atue isoladamente. A frequência de ressonância, por sua vez, não aparenta sofrer alterações significativas em função da resistividade ao fluxo de ar.

Em suma: para painéis com elevada taxa de perfuração, o seu comportamento é essencialmente regido pelo material poroso no tardo, observando-se que, para uma maior resistividade ao fluxo de ar do material de enchimento tem-se maior absorção sonora. Quanto ao painel de baixa taxa de perfuração, o seu comportamento é principalmente regido pelo efeito de ressoador provocado pela grelha de ressoadores de *Helmholtz* proporcionada através do painel perfurado, onde se tem curvas bastante semelhantes, quer o material poroso de enchimento tenha alta resistividade ao fluxo de ar, quer tenha baixa.

4.2.3 Influência da espessura do painel

Para o estudo da influência da espessura do painel perfurado foram comparados painéis que apenas diferem nesse parâmetro. Fixou-se a caixa-de-ar em 2 cm, podendo esta estar totalmente preenchida pelo tecido ou vazia.

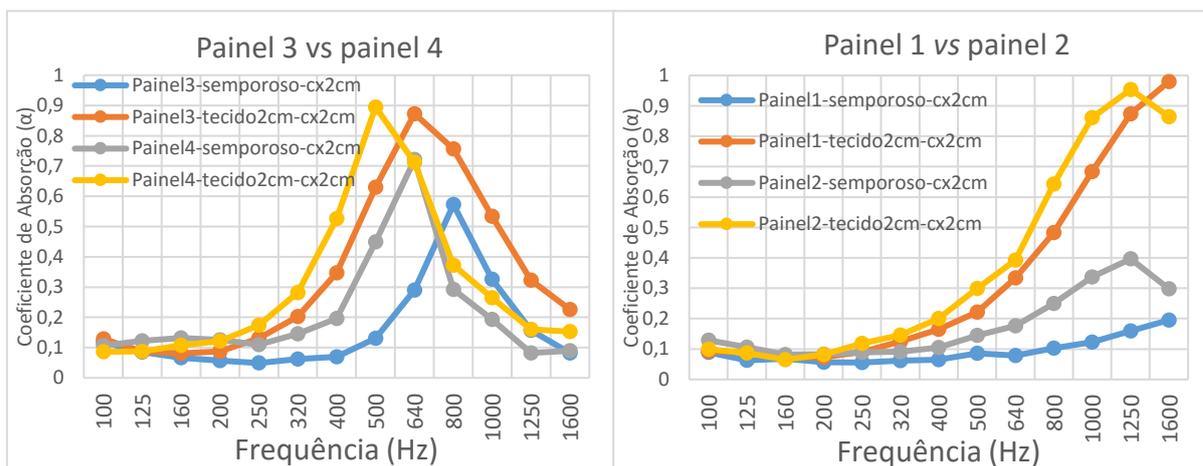


Figura 4.5 – Curvas de absorção sonora – comparação entre painéis de espessura diferente. Lado esquerdo: painel 3 vs painel 4; lado direito: painel 1 vs painel 2.

Vale a pena recordar que os painéis 3 e 4 têm taxa de perfuração de 5,76%, enquanto os painéis 1 e 2 têm 28,5%. No que diz respeito a espessura, os painéis 1 e 3 têm 8 mm, enquanto os painéis 2 e 4 têm o dobro da espessura.

Observando o gráfico do lado esquerdo da figura 4.5, constatam-se dois comportamentos distintos para cada condição de montagem. Primeiro, relativamente à situação onde a caixa-de-ar se encontra vazia, observa-se uma influência algo significativa do aumento da espessura, que se traduz num aumento de cerca de 15% no coeficiente de absorção sonora e uma translação do pico de ressonância, dos 800 Hz para os 640Hz. Para a situação onde a caixa-de-ar se encontra totalmente preenchida pelo tecido, não há alteração no coeficiente de absorção sonora máximo, havendo, no entanto, a translação para a esquerda, dos 640 Hz para os 500 Hz do pico de ressonância. Sugere-se também que, para menor espessura do painel, a gama de eficácia de absorção é ligeiramente maior, com um pico de ressonância mais alargado.

Relativamente aos painéis com elevada taxa de perfuração (gráfico do lado direito da figura 4.5), sugeriu-se no subcapítulo anterior que esta característica tende a inibir o comportamento de ressoador do painel. Através da figura 4.5, observa-se que, para a espessura de 16 mm, embora o pico de ressonância não seja tão pronunciado, existe um comportamento algo semelhante ao esperado; para a situação onde se tem uma espessura de 8 mm, como expetável,

esse pico ocorre numa frequência mais elevada, tal como aconteceu no gráfico do lado esquerdo e, por isso, não pode ser observado no domínio de frequências estudado. Quanto à diferença no coeficiente de absorção sonora, através desta comparação, não se pode confirmar se haverá o mesmo decréscimo de 0,15 observado na situação anterior. No entanto, no subcapítulo 4.2.7 esta questão será novamente abordada, sugerindo-se se, de fato, a espessura afeta significativamente a absorção sonora máxima deste tipo de sistema ressonante.

O resultado obtido está coerente com os cálculos da equação (2), onde o aumento do volume do gargalo (única variável entre os painéis comparados) provoca uma redução da frequência de ressonância.

4.2.4 Influência da tela (véu) acústica

O estudo da influência do véu acústico no desempenho das soluções aqui referidas foi realizado com auxílio dos painéis 1 e 5, que em tudo são iguais, variando apenas na existência, ou não, do véu colado no seu tardo. Foram efetuados ensaios para a situação de caixa-de-ar de 3 cm, vazia ou totalmente preenchida por lã de rocha.

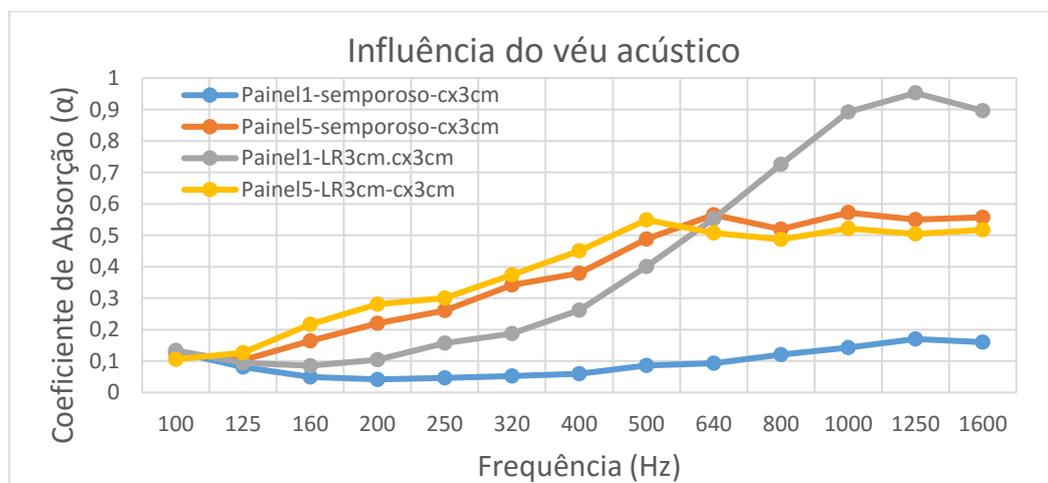


Figura 4.6 – Curvas de absorção – análise da influência do véu acústico: painel 1 vs painel 5.

Observa-se que o véu influencia significativamente o comportamento do sistema, quer relativamente à situação com caixa-de-ar vazia, quer preenchida. Godinho et al (2011) constataram que essa influência varia consoante a resistência ao fluxo de ar que caracteriza o véu.

É notória a semelhança entre as curvas de absorção sonora referentes ao painel 5 conjugado com caixa-de-ar vazia ou preenchida; evidenciando, assim, que a presença da lã-de-rocha na

caixa-de-ar não confere uma vantagem significativa. Outro aspeto a salientar, é a ausência, tanto do comportamento de ressoador, não havendo um pico de ressonância, como do comportamento típico de um material poroso, que apresente baixíssima absorção sonora nas baixas frequências e elevada absorção sonora nas altas frequências; o que se observa é um patamar a partir dos 500/640 Hz até à frequência de corte – 1600 Hz. Assim, sugere-se como conclusão que esta tela acústica tem elevada resistência ao fluxo de ar, atuando como uma barreira à propagação do som. Este raciocínio é condizente com as conclusões obtidas por Godinho et al (2011).

Dependendo do objetivo da intervenção, pode-se dizer que este painel dotado de uma tela com alta resistividade ao fluxo de ar, confere uma vantagem relativa ao painel com caixa-de-ar vazia, na medida em que colmata a seletividade de um ressoador de *Helmholtz*. No entanto, para a situação corrente, onde se tem um material absorvente na caixa-de-ar, o efeito barreira deixa de ser vantajoso, uma vez que inibe a atuação do mesmo, reduzindo drasticamente a absorção sonora. Neste caso específico, a redução foi de aproximadamente 0,4. Vale a pena salientar que, para telas de menor resistência ao fluxo de ar, o comportamento certamente será diferente.

4.2.5 Influência da espessura da amostra porosa

Duas amostras de lã de rocha, com massa volúmica próxima de 60 kg/m^3 , foram utilizadas como material de enchimento da caixa-de-ar existente entre o painel perfurado e a parede rígida. A principal diferença entre elas está na espessura – uma amostra com 4 cm, outra com 3 cm. Foram observadas duas situações distintas, uma considerando o painel com elevada taxa de perfuração (painel 2), outra para o painel com baixa taxa de perfuração (painel 4).

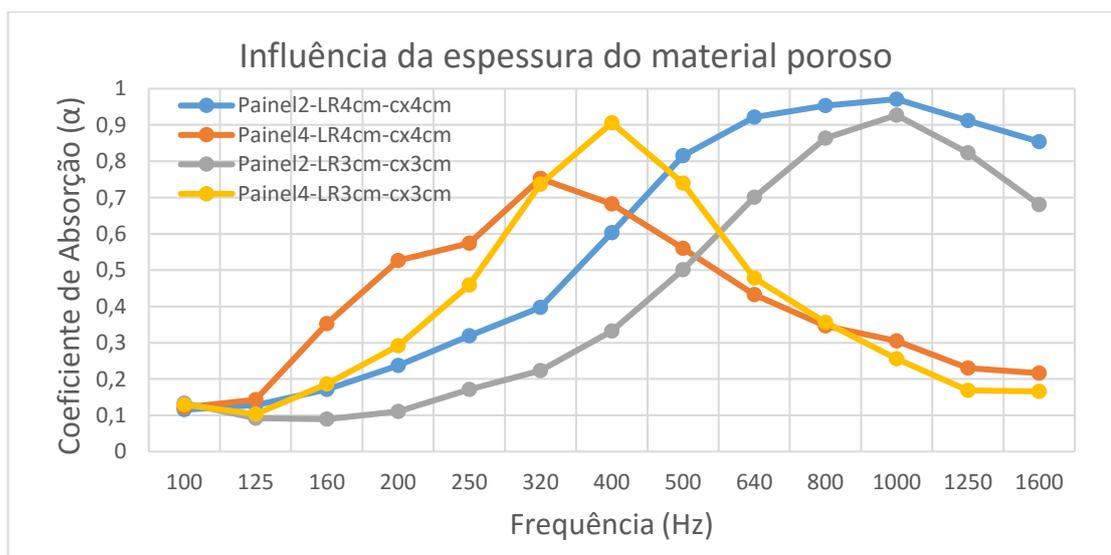


Figura 4.7 – Curvas de absorção sonora – análise da influência da espessura do material poroso: painéis 2 e 4 conjugados com lãs de rocha de 3 cm e 4 cm a preencher a caixa-de-ar.

Analisando primeiramente a situação onde se tem o painel com baixa taxa de perfuração (painel 4), pode-se constatar que, com o aumento da espessura do material poroso na sua caixa-de-ar, existe uma ligeira redução na absorção sonora de pico e uma ligeira translação do mesmo para a esquerda; além disso, observa-se uma maior absorção sonora nas frequências afastadas do pico de ressonância, principalmente nas baixas – ou seja, uma eficácia num maior domínio de frequências. A ocorrência de um menor pico de absorção sonora com o aumento da espessura não era esperada. Esse resultado pode ser justificado por ocorrência de um corte da informação resultante da análise feita por intermédio de valores médios ao longo do sinal para cada banda de terço de oitava. Este tipo de análise apresenta essa desvantagem, evidenciada sempre que o valor máximo de absorção sonora ocorre para uma frequência localizada a meio de duas frequências centrais de bandas de terço de oitava. Poderá também ser resultado de alguma falha inerente ao tubo, do próprio operador na montagem do sistema (painel conjugado de material poroso), ou ainda da heterogeneidade do material.

Relativamente ao painel com elevada taxa de perfuração, seria necessário observar o que ocorre para frequências além da frequência de corte, no entanto, pode-se observar que a tendência de comportamento é semelhante à do painel 4. O pico de absorção sonora para a situação de lã de rocha com 4 cm é muito discreto; já com lã de rocha de 3 cm observa-se um pico mais acentuado, confirmando-se a ideia de que, para uma maior espessura de material poroso na caixa-de-ar, a absorção sonora em frequências mais afastadas do pico de ressonância é maior. Diferentemente da situação relativa ao painel com baixa de perfuração, neste caso não se observa qualquer translação na absorção sonora máxima, que ocorre aos 1000 Hz e, tampouco se observa o ligeiro decréscimo de absorção sonora com o aumento da espessura.

4.2.6 Influência da posição do material poroso na caixa-de-ar

Em muitas situações construtivas correntes, opta-se pelo preenchimento parcial da caixa-de-ar, de modo que a camada de painel poroso pode ser inserida junto ao tardo do painel perfurado, com um espaço de ar entre esta e a parede rígida; ou, pode ser inserida junto ao suporte rígido, com um espaço de ar entre o painel perfurado e o material poroso. Neste subcapítulo será estudada a posição do material poroso na caixa-de-ar, que terá 2 cm vazios (espaço de ar) e o restante da sua espessura preenchida por material poroso. Os painéis utilizados – painel 3 e painel 4 –, variam na sua espessura.

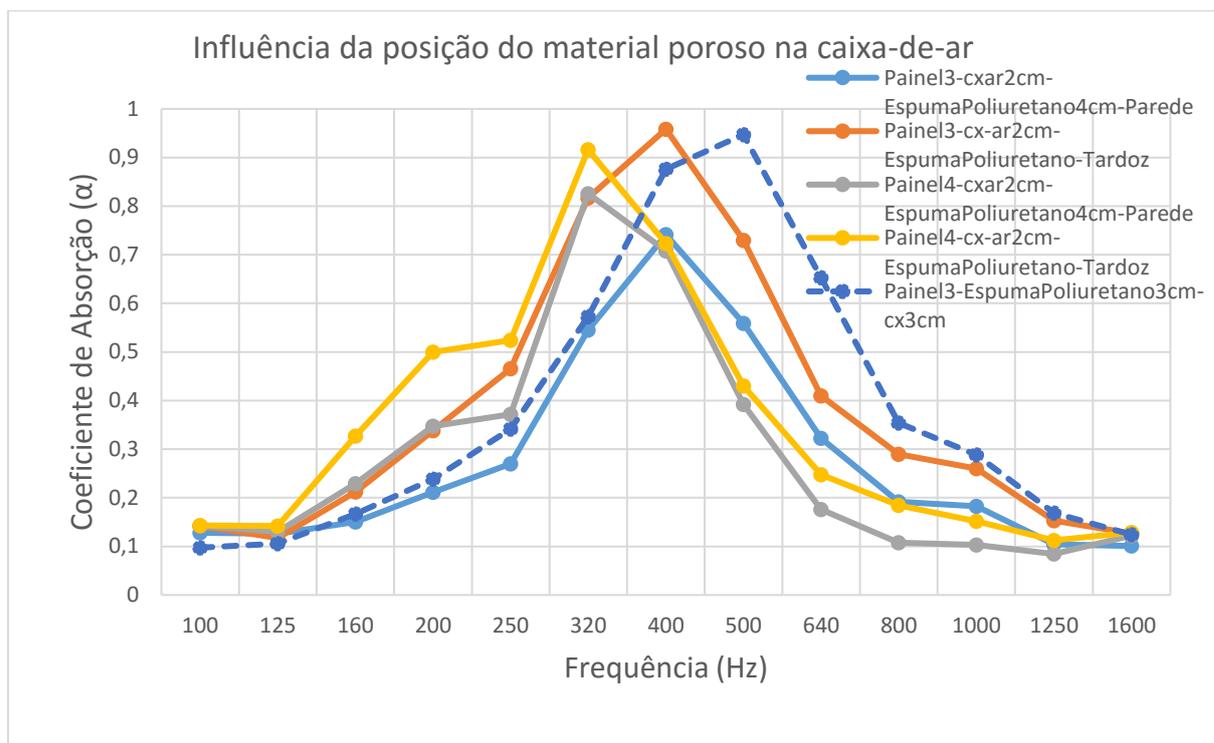


Figura 4.8 – Curvas de absorção sonora para sistemas constituídos pelos painéis 3 e 4 com caixa-de-ar parcialmente preenchida: espuma de poliuretano de 4 cm posicionada no tardo do painel ou junto à parede rígida, o restante da caixa-de-ar é vazia, com espessura de 2 cm – curvas contínuas; e para a caixa de ar totalmente preenchida – curva tracejada.

Quer o painel tenha 0,8 cm, quer tenha 1,6 cm; observa-se que, tanto para a situação onde o material poroso é posicionado no tardo do painel, como na situação onde o mesmo é posicionado junto à parede rígida, a frequência de ressonância do sistema permanece inalterada; no entanto, sempre que o painel poroso é inserido no tardo do painel, a absorção sonora é maior em todo o domínio das frequências. Embora haja a vantagem relativa à maior absorção sonora, pode considerar-se uma desvantagem estética a colocação do material poroso no tardo do painel, uma vez que, na ausência de véu, este poderia ser notado a olho nu.

Comparando o painel 3, para a situação onde a caixa-de-ar é totalmente preenchida por espuma de poliuretano, com a situação onde esta é parcialmente preenchida com material poroso junto ao tardo, observa-se que o valor máximo de absorção sonora permanece igual e que este ocorre para uma frequência inferior quando a caixa é parcialmente preenchida.

4.2.7 Influência da profundidade da caixa-de-ar

Para avaliar a influência da caixa-de-ar, adotou-se como condição de montagem o uso de um painel perfurado afastado do suporte rígido com caixas-de-ar de 3 cm e com caixa-de-ar de 6 cm. Aproveitou-se nesse estudo para fazer variar a espessura dos painéis de alta perfuração, de modo a complementar o estudo feito no subcapítulo 4.2.3, onde, para o painel 1 com caixa-de-ar de 2 cm, o pico de ressonância não podia ser observado, sugerindo-se que este viria a ocorrer para frequências superiores à de corte (1600 Hz). Acerca da espessura, há também o interesse em verificar se, de fato, esta influencia significativamente a absorção sonora máxima. Assim, serão estudadas as seguintes condições de montagem: painel 1 com caixa-de-ar de 3 cm, painel 2 com caixa-de-ar de 3 cm, painel 1 com caixa-de-ar de 6 cm e painel 2 com caixa-de-ar de 6 cm.

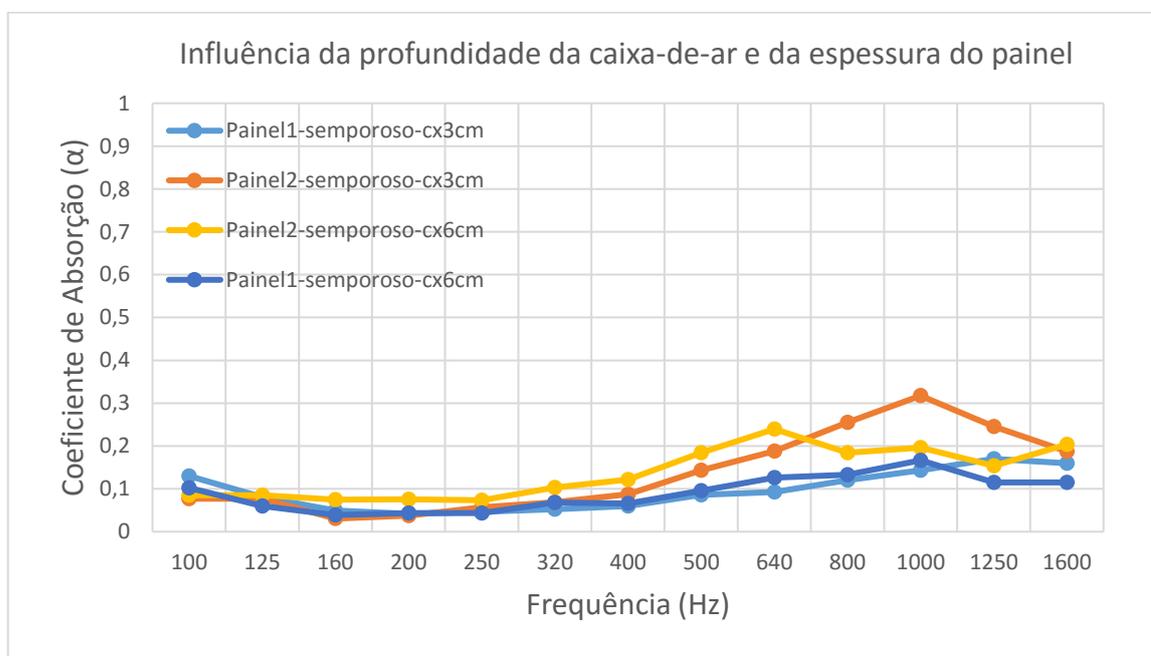


Figura 4.9 – Curva de absorção sonora para painéis 1 e 2 com caixas-de-ar de 3 cm e 6 cm.

Tendo em conta os resultados observados na figura 4.9, sugere-se como conclusão, que para painéis iguais, quanto menor for a caixa-de-ar maior a frequência de ressonância. Em relação ao coeficiente de absorção sonora, nota-se um ligeiro aumento quando a caixa-de-ar é inferior.

Com o intuito de se complementar o estudo efetuado no subcapítulo 4.2.3, observou-se a influência da espessura. A sugestão feita naquele subcapítulo é aqui reforçada, isto é, com o aumento da espessura do painel, para a mesma caixa-de-ar, tem-se um ligeiro acréscimo no valor do coeficiente de absorção sonora, nos gráficos aqui observados o acréscimo não atinge

0,15; sendo menos significativos – para o caso de caixa-de-ar de 6 cm o acréscimo é de aproximadamente 0,07; para a caixa-de-ar de 3 cm observa-se um acréscimo de aproximadamente 0,13. Este ligeiro aumento pode justificar-se por maiores perdas por atrito viscoso e térmico através de furos que apresentam maior volume. Quanto ao pico de ressonância, naquele subcapítulo, não era observável, sugerindo-se que viria a ocorrer para frequência superior à de corte. A fim de colmatar esta dificuldade experimentou-se uma caixa-de-ar maior (3 cm), porém, ainda assim, não é nítida a existência de um pico de absorção sonora para o painel menos espesso. Fixando então a caixa-de-ar em 6 cm, essa conclusão pode ser confirmada, observando-se um pico de ressonância nos 1000Hz para o painel menos espesso, enquanto para o painel mais espesso esta ocorre nos 640 Hz, evidenciando uma translação significativa para a esquerda com o aumento da espessura para o dobro.

Em suma, pode-se concluir que o aumento tanto da espessura do painel, como da caixa-de-ar compreendida entre o próprio painel e o suporte rígido, provocam uma redução da frequência de ressonância do sistema. Tais resultados aqui discutidos estão coerentes com a equação (2). Relativamente às variações no coeficiente de absorção sonora, podem justificar-se pela existência de maiores perdas por atrito através de um painel com maior volume, porém, também poderá estar relacionada com a análise de dados feita para valores médios de terços de oitava, com eventual redução do verdadeiro pico de absorção sonora.

4.2.8 Comportamento relativo de materiais porosos

Foram estudados sete materiais porosos com características diferentes: uma espuma de poliuretano e dois aglomerados de espumas; dois materiais fibrosos de diferentes resistividades ao fluxo de ar – fibra de poliéster e lã de rocha; e um material reciclado composto por tecidos. Esses materiais variam na sua espessura, massa volúmica e resistividade ao fluxo de ar (ver subcapítulo 3.3.2). Os aglomerados de espuma, como o nome indica, consistem na aglomeração de espumas diversas que haviam sido aplicadas para outros fins; ou seja, trata-se de um material reciclado, obtido por reaproveitamento de espumas. Assim, pode-se afirmar, que tanto o material designado por tecido, como os aglomerados de espumas, apresentam vantagens económica e ambiental quando comparados com materiais sintéticos, como é o caso da lã de rocha e fibra de poliéster. Neste subcapítulo serão analisados os comportamentos desses diversos materiais, procurando perceber o seu desempenho, principalmente, a nível de absorção sonora.

Por análise da figura 4.10, observa-se, que ao comparar materiais com a mesma espessura, a lã de rocha apresenta melhor desempenho do que a espuma de poliuretano. Trata-se de materiais com uma estrutura interna diferente (ver figura 2.2). Sugere-se como justificação, a baixa massa volúmica da espuma de poliuretano (27 kg/m^3). As espumas são materiais de microestrutura

celular, tendo como um dos seus parâmetros importantes a dimensão das células e a sua abertura, de forma a garantir a penetração das ondas sonoras. Uma baixa massa volúmica pode indicar que a dimensão das células é tal que não possibilita grandes perdas por atrito viscoso das ondas sonoras incidentes. Por sua vez, a lã de rocha é um material constituído por fibras, que possibilitam uma boa intercomunicabilidade entre poros; a sua massa volúmica aproximada é de 63 kg/m^3 , bastante superior à da espuma de poliuretano. Segundo Isbert (1998) é expectável que o aumento da massa volúmica proporcione um aumento de absorção sonora, desde que a intercomunicabilidade entre poros não seja afetada; situação esta propícia a ocorrer para massas volúmicas muito elevadas. As lãs de rocha apresentam como desvantagem a sua fácil degradação, o que dificulta também o seu modo de aplicação. Para colmatar tal dificuldade, por vezes esse material é aplicado em placas, com o véu acústico incorporado na sua superfície.

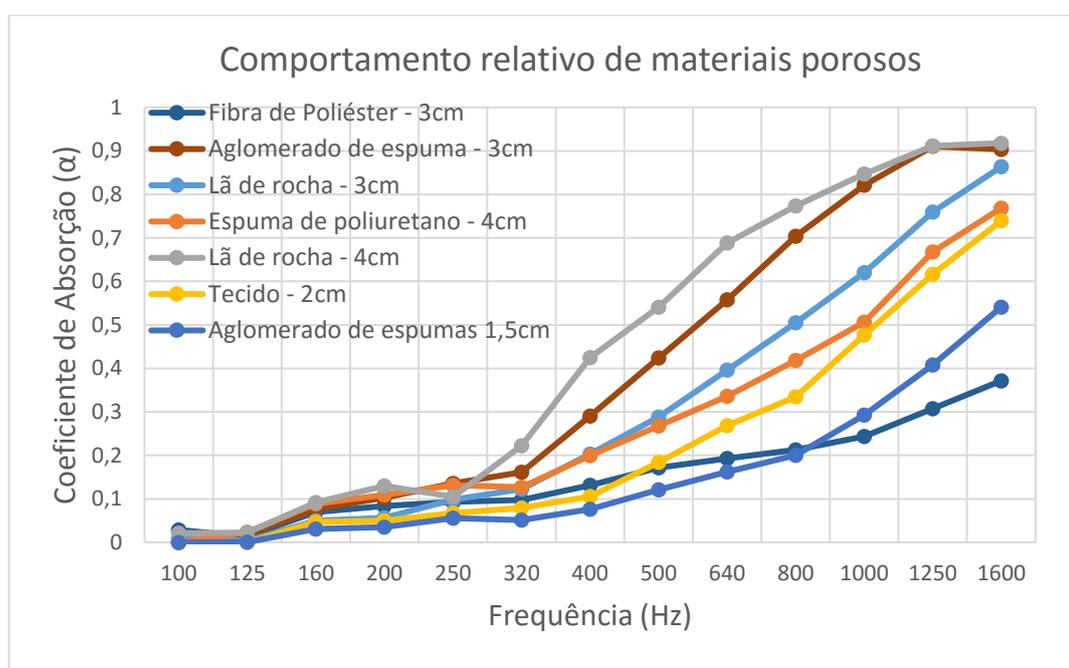


Figura 4.10 – Curvas de absorção sonora para os 7 materiais porosos em estudo.

Comparando agora a lã de rocha e o aglomerado de espumas da mesma espessura (3 cm), observa-se uma maior absorção sonora do aglomerado para baixas e médias frequências, no entanto, aos 1600 Hz, observa-se uma tendência para que ambos materiais tenham valores semelhantes de absorção sonora em frequências mais altas (próximo de 0,9). O aglomerado apresenta uma massa volúmica bastante elevada, o que poderia sugerir que a intercomunicabilidade entre poros seria afetada, no entanto, como se pode ver pela curva de absorção sonora, tal não se verifica. Segundo Isbert (1998) existe um valor ótimo a partir do qual a massa volúmica passa a ser prejudicial à capacidade de absorção sonora do material. Ora,

o fato de o material aglomerado proporcionar uma absorção sonora semelhante à da lã de rocha constitui uma boa vantagem para este tipo de material pois, como se referiu, trata-se de um material mais económico e, sendo reciclado, relativamente sustentável. Uma desvantagem desse material é a sua falta de homogeneidade (ver figura 3.9) – outra amostra do mesmo material, poderá apresentar uma curva de absorção sonora algo diferente. Por consequência, na perspetiva do investigador, há um aumento de incertezas nos valores obtidos; a inexistência de valores de referência que caracterizem o material também constitui uma desvantagem.

Outra amostra com 3 cm de espessura, é a de fibra de poliéster, uma fibra sintética muito pouco densa (22 kg/m^3). Pode-se observar que esta apresenta uma baixa absorção sonora. As fibras que se interconectam entre si podem conferir uma maior ou menor dissipação de energia das ondas sonoras que atravessam o material, conferindo uma maior ou menor resistividade ao fluxo de ar. Assim, e tal como se avalia no subcapítulo seguinte deste documento, essa amostra de fibra de poliéster revela baixa resistividade ao fluxo de ar, permitindo um fácil atravessamento de energia sonora através da própria e consequente baixa absorção sonora. Observando os valores de resistividade ao fluxo de ar das amostras ensaiadas, pode-se notar que, com o aumento da resistividade ao fluxo de ar, verifica-se também um aumento do coeficiente de absorção sonora.

Analisando agora o comportamento de outro material reciclado, o tecido, observa-se um comportamento bastante semelhante ao da espuma de poliuretano. Existe um ligeiro decréscimo de absorção sonora em toda a gama de frequência observada (até aos 1600 Hz). Nesse caso, estão a ser comparados materiais de diferentes espessuras. De forma simples, pode-se afirmar que maiores espessuras possibilitam absorção sonora para maiores comprimentos de onda, ou seja, baixas frequências, não alterando significativamente os valores de absorção sonora nas altas frequências. Por essa razão, justifica-se que a espuma de poliuretano apresente um ligeiro acréscimo de absorção sonora nas baixas e médias frequências (inferiores a 1000 Hz), e um menor acréscimo a partir dos 1000 Hz. A tendência observável é, que nas altas frequências, os valores se venham a igualar, evidenciando a semelhança comportamental entre ambos materiais. Confirma-se assim que estes materiais reciclados podem apresentar resultados semelhantes aos obtidos por materiais sintéticos.

Como se tem vindo a referir neste documento, muitos são os parâmetros associados ao material poroso que governam o seu comportamento. Para além da espessura, resistividade ao fluxo de ar, massa volúmica e tamanho das fibras ou células abertas; a forma dos poros e a compressão da amostra também se revelam influentes. Muitos parâmetros não foram aqui avaliados, porém relacionam-se entre si. A título de exemplo, Seddeq (2009) refere uma relação de proporcionalidade inversa entre o tamanho das fibras e a resistência ao fluxo de ar.

4.3 Análise da resistividade ao fluxo de ar

4.3.1 Montagem do equipamento

Na inviabilidade de se conceber um aparelho idêntico ao original proposto por Dragonetti et al (2011), procurou-se aqui concebê-lo de forma mais semelhante possível, recorrendo-se aos materiais disponíveis. A principal diferença proposta foi relativa às dimensões do equipamento. Dragonetti et al (2011) fazem referência à uma condição designada por *smallness condition*, onde a dimensão da cavidade é significativamente inferior ao comprimento de onda. Deste modo, e verificando-se a compatibilidade entre o aparelho e o altifalante, optou-se por adotar dimensões inferiores àquelas que Dragonetti et al (2011) adotaram (ver secção 3.1.2.3). Para além das dimensões, torna-se igualmente importante verificar a resposta do altifalante para baixas frequências. Como se referiu no capítulo 3, esta metodologia apenas é válida para baixas frequências. Outra diferença relativa ao equipamento original incide no material adotado, utilizando-se placas de madeira no lugar de placas acrílicas.

Assim, foram concebidas duas cavidades; a cavidade superior, de maior dimensão, assenta sobre uma placa, também de madeira. Esta placa constitui um elemento de fronteira entre as cavidades; é perfurada no seu centro, tendo a perfuração diâmetro idêntico ao do altifalante, de modo a que este fique perfeitamente adaptado à placa. No contorno de assentamento entre as cavidades e a placa, optou-se por inserir fitas de calafetagem para assegurar a inexistência de fugas de ar através do sistema. Outra medida adotada para evitar fugas de ar, foi o uso de fita isolante em todo o contorno exterior da fronteira entre as cavidades e a placa de madeira do altifalante. Foram adotados tubos de PVC para proteção dos microfones, que se inserem em cada cavidade. Toda a cavidade deve ser devidamente isolada para evitar fugas de ar; assim, utilizou-se fita isolante em todo o contorno desses tubos. Relativamente à placa perfurada onde a amostra porosa fica assente, esta foi perfurada de modo a não afetar significativamente a resistência ao fluxo de ar da amostra. Para melhor perceção das componentes do sistema, bem como das medidas adotadas para isolamento, observe-se a figura 4.11.

Para o seu funcionamento, o sistema é excitado por um gerador de ruído branco auxiliado por um amplificador. A pressão sonora medida pelos dois microfones é obtida por auxílio de um analisador digital e posteriormente avaliada no programa desenvolvido em *Matlab*, obtendo-se, então, com base na formulação teórica descrita no capítulo 3, a resistividade ao fluxo de ar. Os aparelhos aqui utilizados são os mesmos que foram previamente descritos no capítulo 3.



Figura 4.11 – Lado esquerdo: vista das cavidades superior e inferior dotadas de fitas de calafetagem no seu contorno de assentamento e placa perfurada com altifalante adaptado. Lado direito: vista da cavidade inferior sobre a qual está inserida a placa conjugada com o altifalante e a cavidade superior que assenta sobre a mesma.

O que se obtém no final é um aparelho de fácil concepção e simples montagem – ver figura 4.12. Sendo necessário, no entanto, observar a sua robustez, uma vez que, ainda que se assemelhe ao equipamento original, existem algumas diferenças. Para tal, será estudada uma fibra de poliéster com massa volúmica de 22 kg/m^3 , semelhante à fibra de poliéster estudada por Dragonetti et al (2011) e Rey et al (2013) que apresenta uma massa volúmica de 20 kg/m^3 . Os resultados serão apresentados no subcapítulo seguinte.

Deve salientar-se que a massa volúmica não é o único parâmetro influente na resistividade ao fluxo de ar do material; a estrutura interna pode diferir, nomeadamente no que diz respeito ao diâmetro das fibras, resultando assim em valores distintos. Tal fato é observável no artigo de Dragonetti et al (2011), onde estudam fibras de poliéster com massas volúmicas iguais e dimensão de fibras diferentes. É observável, no entanto, que a diferença não é muito grande. Assim, com base no referido e nos estudos elaborados por Dragonetti et al (2011) e Rey et al (2013), que obtiveram resultados, não apenas pela metodologia de Dragonetti mas também pelas outras metodologias descritas no capítulo 3, sugere-se como intervalo de referência para uma fibra de poliéster com 20 kg/m^3 , um limite inferior de 2100 Ns/m^4 e um limite superior de 2700 Ns/m^4 .



Figura 4.12 – Equipamento semelhante ao proposto por Dragonetti et al (2011) com isolamento em todos seus contornos exteriores de modo a evitar as fugas de ar.

4.3.2 Medidas prévias

Montado o equipamento e implementada a formulação teórica e de aquisição de sinais em *Matlab*, efetuaram-se alguns estudos prévios a fim de detetar possíveis anomalias no funcionamento do sistema.

A primeira dificuldade que se registou foi relativa ao valor de S (ver equação (9)), que corresponde à superfície da amostra que limita a cavidade superior. Tendo em conta a perfuração da placa perfurada onde se apoia a amostra (Figura 4.12 e Figura 3.6), coloca-se a questão se a área S corresponderia apenas à área perfurada dessa placa ou à área total da amostra. Inicialmente, considerou-se o uso da placa importante para o melhor assentamento da amostra fibrosa, sem compressão e deformação da mesma dentro do aparelho. No entanto, ao experimentar-se uma amostra mais densa, de aglomerado de espumas, optou-se por efetuar medições com e sem a placa perfurada e, assim, na presença desta, considerou-se na formulação teórica, o valor de S igual ao valor da área perfurada da placa; na ausência da placa perfurada, isto é, apoiando a amostra diretamente sobre os apoios (ver apoios na figura 4.13), considerou-se na formulação teórica a área total da amostra. Era exetável que os valores de resistividade ao fluxo de ar fossem iguais para ambas as situações, no entanto, tal não se observou. O que se pôde constatar foi que, na formulação teórica, considerando um determinado valor para S , a

presença ou ausência da placa perfurada não tem influência alguma no resultado final. Para que assim suceda, sugere-se que o escoamento de ar se dê através de toda a superfície da amostra, mesmo quando esta assenta sobre a placa perfurada. Assim, utilizou-se na formulação teórica a área da superfície da amostra que assenta sobre a placa, no lugar de se assumir que o escoamento de ar atravessa a amostra apenas nas zonas perfuradas da placa.

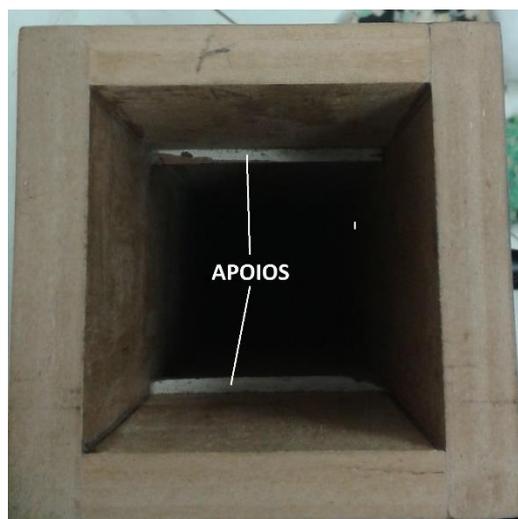


Figura 4.13 – Vista superior da cavidade superior – destaque para os apoios da placa perfurada onde apoia diretamente a amostra a ser ensaiada.

Os resultados obtidos, numa primeira instância, apresentavam valores superiores ao intervalo de referência considerado para a fibra de poliéster. A fim de se perceber esta dificuldade, experimentou-se avaliar a resistência ao fluxo de ar obtida pelo sistema sem qualquer amostra inserida, sendo expeável que esta fosse praticamente nula. Observou-se, no entanto, que o sistema sem qualquer amostra inserida apresentava uma resistência ao fluxo de ar não desprezável, da ordem dos 150 Ns/m^3 . Resultado este insatisfatório; compreendendo-se assim o valor elevado obtido para a resistividade ao fluxo de ar da fibra de poliéster. A fim de tentar colmatar esta falha, optou-se por reforçar o isolamento em todos os contornos exteriores do sistema, o que resultou numa redução significativa, de 150 Ns/m^3 para aproximadamente 90 Ns/m^3 – observar figura 4.14.

A resistência ao fluxo de ar apresentada pelo sistema sem qualquer amostra inserida, pode justificar-se, nomeadamente, por eventuais falhas em se conseguir evitar as fugas de ar. Para colmatar esse problema, uma sugestão consiste na conceção de um novo dispositivo com um sistema de encaixe mais elaborado onde as fugas fossem devidamente eliminadas e ainda uma geometria mais semelhante à de Dragonetti et al (2011), respeitando as dimensões adotadas por estes autores. Na impossibilidade de o fazer em tempo útil, sugere-se como solução contabilizar

esta resistência inicial inerente ao sistema na formulação teórica; isto é, na equação (12) subtrair 90 Ns/m^3 . Realizaram-se várias medições com o sistema sem qualquer amostra porosa, já com esta correção adaptada, observando-se valores bastante próximos de 0.

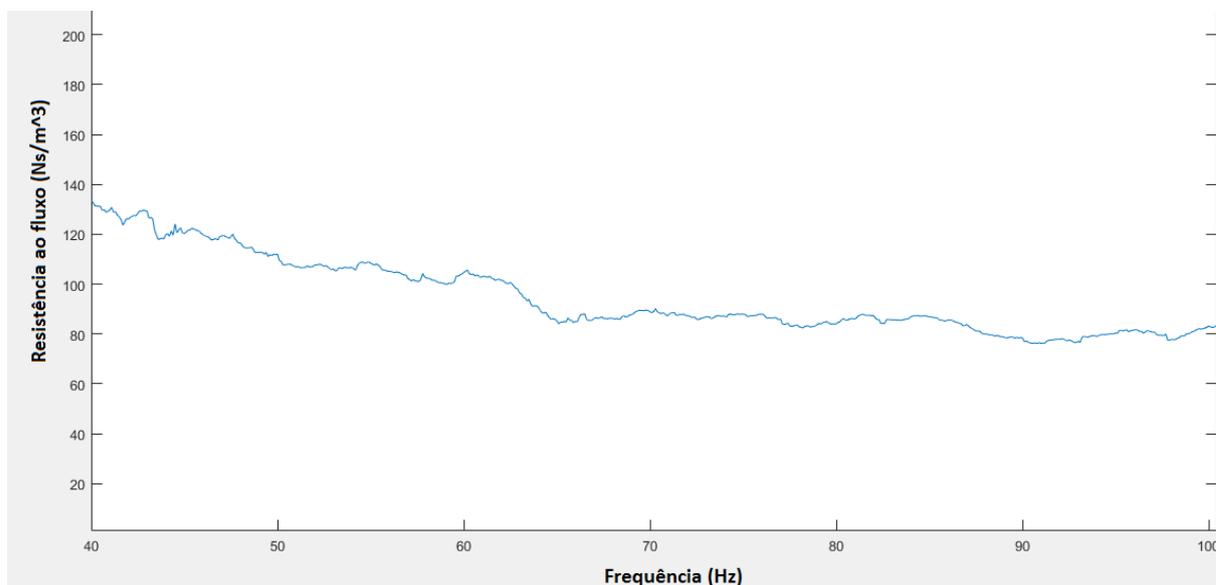


Figura 4.14 – Variação da resistência ao fluxo de ar ao longo da frequência.

4.3.3 Resultados

Foram analisadas duas amostras: uma fibra de poliéster de massa volúmica igual a 22 kg/m^3 e um aglomerado de espumas de massa volúmica igual a aproximadamente 103 kg/m^3 . Relativamente à fibra de poliéster, já se definiu um intervalo de referência considerado credível. Quanto ao aglomerado de espumas, por se tratar de um material não homogêneo, resultante do reaproveitamento de espumas diversas, torna-se difícil encontrar valores de referência precisos. Neste trabalho, recorreu-se a dois artigos onde se utilizaram espumas recicladas: Rey et al (2013) e Rey et al (2011). Entre os resultados obtidos pelos métodos de Igaard e Dear (1985), Dragonetti et al (2011) e ISO 9053:1991-B, para duas espumas recicladas de 86 kg/m^3 e 135 kg/m^3 , sugeriu-se como intervalo válido para esse tipo de material o seguinte: $[11000; 37000] \text{ Ns/m}^4$.

Para determinar o valor de resistividade ao fluxo de ar, primeiramente foi necessário definir o intervalo de frequência para o qual os resultados são considerados fiáveis. Como se referiu no capítulo 3, e segundo o artigo original de Dragonetti et al (2011), o valor limite máximo recomendado é de 100 Hz. Porém, Dragonetti et al (2011) também fazem referência à condição para a qual a formulação teórica é válida. Esta condição consiste em admitir que toda a simplificação feita para aplicação da equação (12) apenas é válida caso a parte imaginária do

quociente entre pressões nas cavidades superior e inferior tenha um decaimento próximo de linear no domínio das frequências. A partir desta verificação pode-se concluir que, de fato, o limite máximo é próximo de 100 Hz, podendo inclusive ser inferior. Como exemplo, observe-se a figura 4.15 do estudo de Dragonetti et al (2011). Para o altifalante utilizado neste trabalho e descrito no capítulo 3, tem-se uma resposta ruidosa até aos 40 Hz, sendo por isso descartados todos os valores para frequências inferiores a 40 Hz.

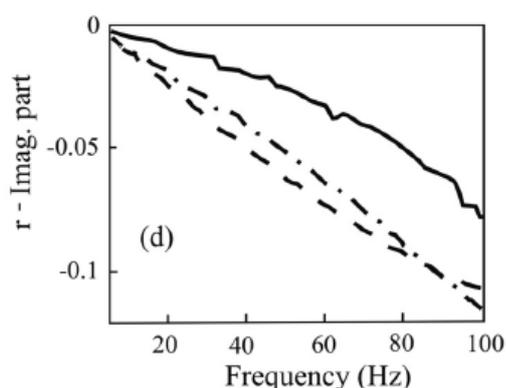


Figura 4.15 – Variação linear da parte imaginária do quociente entre as pressões superior e inferior no domínio de frequências obtido para 3 materiais diferentes (correspondentes às 3 curvas) (Dragonetti et al 2011).



Figura 4.16 – Amostra de fibra de poliéster (à esquerda) e aglomerado de espumas.

Da figura 4.17 constam os gráficos de variação da parte imaginária do quociente de pressões nas cavidades superior e inferior ao longo da frequência, a partir dos quais se propõe as frequências de corte para o estudo das amostras de fibra de poliéster e de aglomerado de espumas em tom esverdeado (ver figura 4.16).

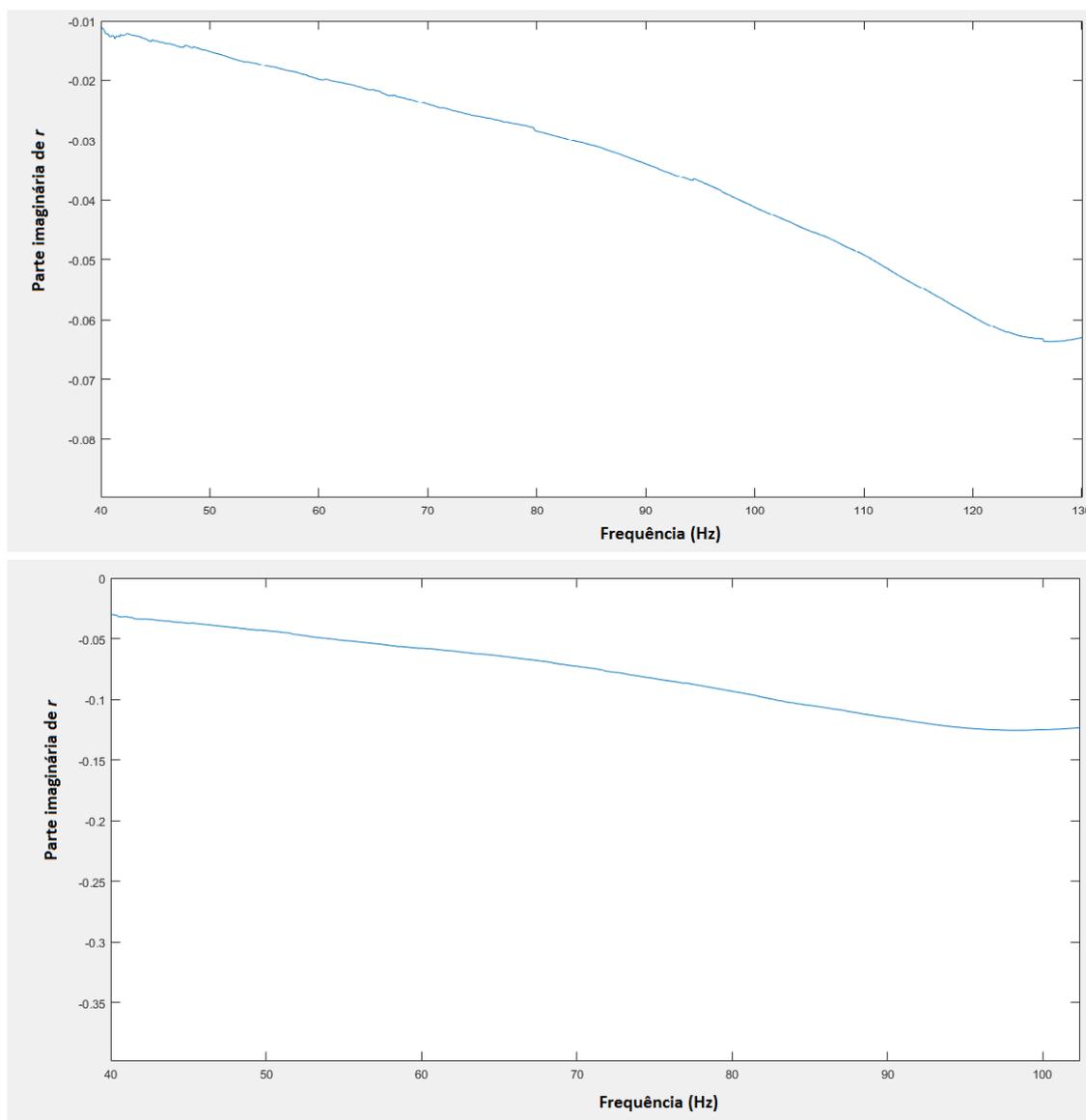


Figura 4.17 – Variação da parte imaginária do quociente de pressões nas cavidades superior e inferior ao longo da frequência para a fibra de poliéster (gráfico superior) e para o aglomerado de espumas (gráfico inferior).

A partir da observação da figura 4.17, considerou-se a existência de uma linearidade aproximada nos intervalos de [50; 100] Hz e [50; 95] Hz, para a fibra de poliéster e o aglomerado de espumas, respectivamente. No segundo caso, é mais nítida a existência de um patamar horizontal a partir dos 100 Hz. Será, portanto, dentro desses intervalos que se irá avaliar a resistência ao fluxo de ar de cada material, de modo a obter-se posteriormente a resistividade ao fluxo de ar.

Definido o intervalo de frequência para o qual a equação (12) é válida, obtém-se, através da mesma, a variação da resistência ao fluxo de ar no mesmo domínio. Como a resistência ao fluxo de ar é um valor único, a sua determinação resulta do seu valor médio no intervalo considerado.

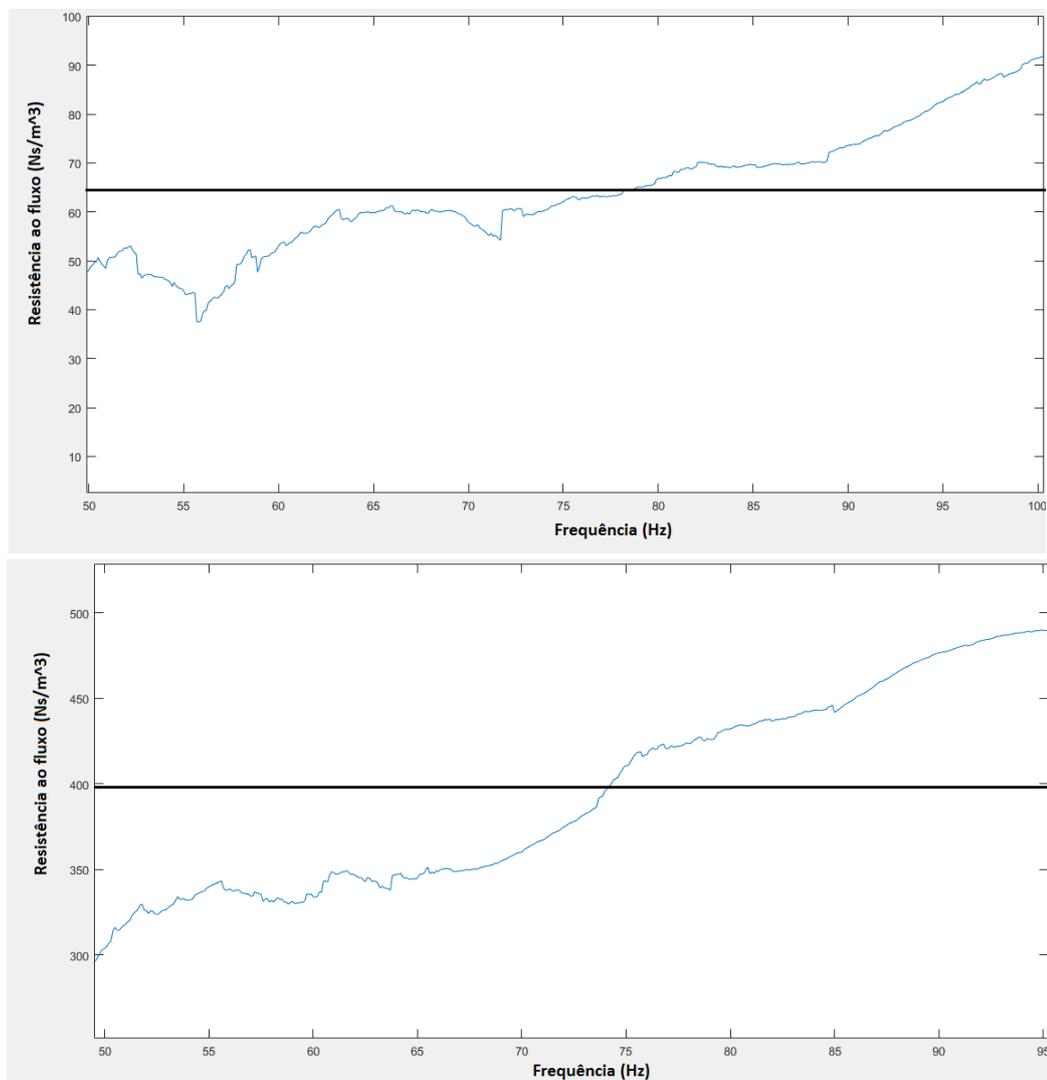


Figura 4.18 – Valor médio da resistência ao fluxo de ar na gama de frequências operacional.

O valor médio, representado por uma linha contínua preta, é facilmente calculado através do *Matlab* e das leituras efetuadas. De forma semelhante ao que se fez na análise do coeficiente de absorção sonora, realizaram-se três ensaios para cada amostra, variando a sua posição no interior do sistema e verificando assim a sua reprodutibilidade. Relativamente aos ensaios acima observados tem-se, para a fibra de poliéster, uma resistência ao fluxo de ar de 63,92 Ns/m³ e, para o aglomerado de espumas, 394 Ns/m³. A resistividade ao fluxo de ar é obtida dividindo-se estes valores pela espessura das amostras, que é de 3 cm.

Quadro 4.1 – Resistividade ao fluxo de ar das amostras ensaiadas.

Ensaíos	1	2	3	Valor médio
Fibra de poliéster	2130,5 Ns/m ⁴	2066 Ns/m ⁴	2115,9 Ns/m ⁴	2104,1 Ns/m ⁴
Aglomerado de espumas	13134 Ns/m ⁴	12973 Ns/m ⁴	12775 Ns/m ⁴	12960,7 Ns/m ⁴

Pode-se constatar que o valor da resistividade ao fluxo de ar para a fibra de poliéster se encontra dentro do intervalo de referência admitido. Dragonetti et al (2011) obtiveram um valor igual a 2254 Ns/m⁴ através do seu equipamento, e 2473 Ns/m⁴ através do método normalizado. Assim, considera-se o valor obtido bastante satisfatório. Em relação ao aglomerado de espuma, esperava-se valores mais elevados, uma vez que o valor mais baixo (11000 Ns/m⁴) do intervalo de referência admitido corresponde a espumas com massa volúmica de 86 kg/m³; os valores mais altos (37000 Ns/m⁴) correspondem a espumas de massa volúmica igual a 135 kg/m³. Por essa razão, seria de esperar que a espuma aqui ensaiada, cuja massa volúmica é de 103 kg/m³ tivesse valores na ordem dos 20000 Ns/m⁴. No entanto, como já se referiu, tratam-se de materiais não homogêneos, o que dificulta a análise crítica de resultados.

Avaliando apenas o valor obtido para a fibra de poliéster, pode-se dizer que o equipamento aqui utilizado apresenta valores fiáveis. Porém, o resultado obtido para um material mais denso, pode suscitar algumas dúvidas. Outro aglomerado de espumas, com massa volúmica de 135 kg/m³ (ver figura 4.16) também foi testado, no entanto, para não sobrecarregar o documento, os gráficos não foram aqui apresentados. O resultado foi considerado insatisfatório, sendo a sua resistividade ao fluxo de ar de aproximadamente 13687 Ns/m⁴. Para uma espuma de tão elevada massa volúmica esperava-se um valor superior, semelhante ao obtido por Rey et al (2013).

4.3.4 Método inverso

Este método foi descrito no capítulo 3 e a sua aplicação neste trabalho terá por base o modelo de Delany-Bazley-Miki, válido para materiais porosos fibrosos. De forma sucinta, vale lembrar que o método inverso aqui utilizado ajusta valores teóricos aos valores do coeficiente de absorção sonora determinados pelo método do tubo de impedância. A partir de tal ajuste consegue-se determinar a resistividade ao fluxo de ar de materiais fibrosos. Os materiais fibrosos avaliados em tubo de impedância são a fibra de poliéster, idêntica àquela que foi usada no subcapítulo anterior (4.3.3) e uma lã de rocha, ambas de 3 cm de espessura. Relativamente à fibra de poliéster, já foi sugerido um intervalo de referência [2100; 2700] Ns/m⁴, tendo-se

obtido um valor de $2104,1 \text{ Ns/m}^4$ através do método proposto por Dragonetti et al (2011). Quanto à lã de rocha, com massa volúmica de 59 kg/m^3 , os valores aqui obtidos pelo método inverso são comparados com valores de referência sugeridos em documentos da bibliografia.

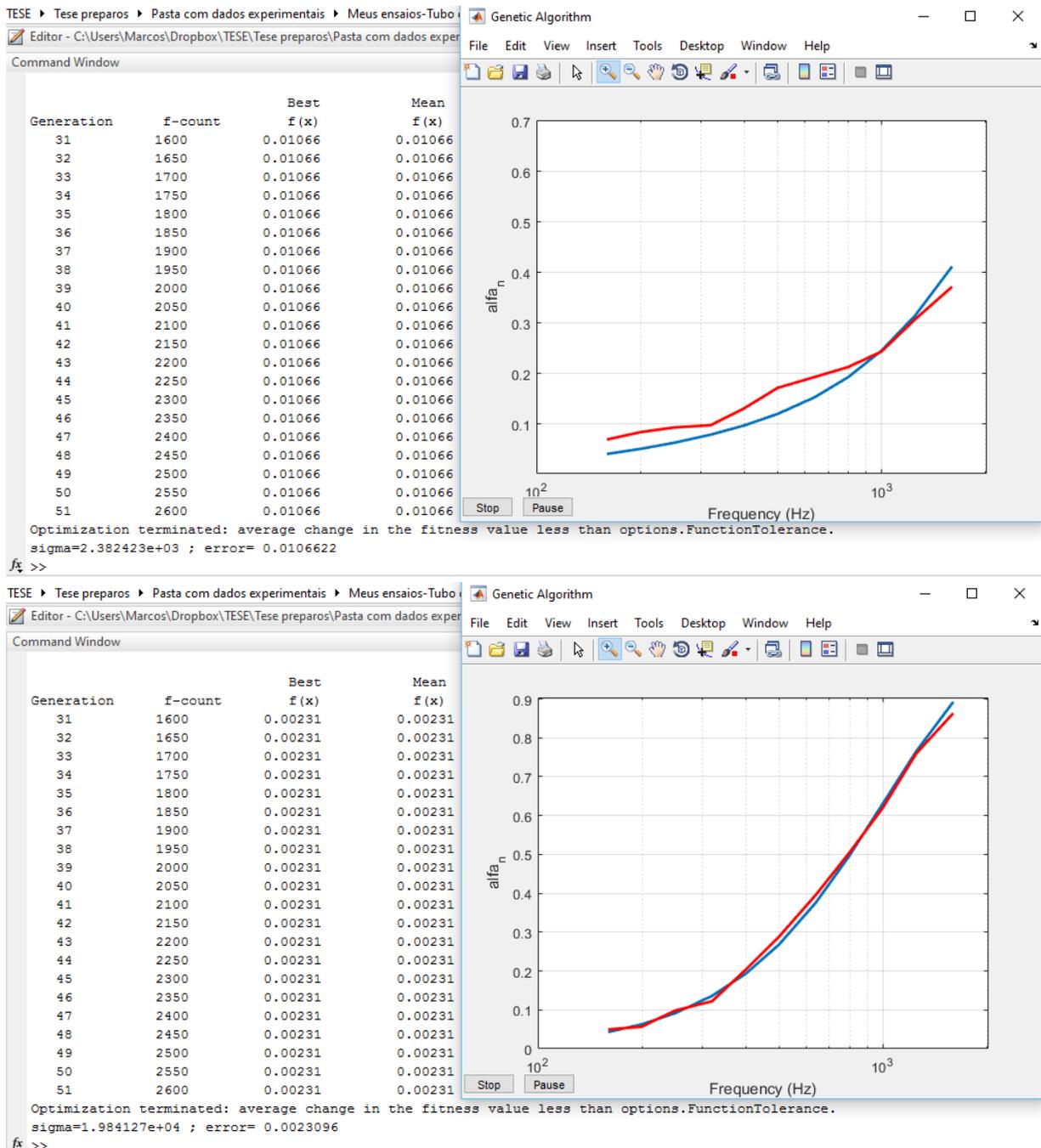


Figura 4.19 – Resistividade ao fluxo de ar obtida através do método inverso, por ajuste da curva de absorção sonora teórica (azul) à curva experimental (vermelha). Imagem superior: Fibra de poliéster; imagem inferior: Lã de rocha.

Da observação da figura 4.19, constata-se que a aproximação conseguida para a lã de rocha é bastante satisfatória, porém, para a fibra de poliéster o resultado, ainda que satisfatório, não é tão aproximado. Observa-se uma diferença máxima, aos 500 Hz, de 0,05 no valor de α , entre as curvas teórica e experimental. A função objetivo (ver equação (13)) dá um valor para o erro, considerando o somatório da diferença quadrática entre valores de α teórico e experimental para cada frequência; assim, embora haja um erro relativamente grande aos 500 Hz, esse erro seria compensado por erros menores nas outras frequências. O erro obtido foi de aproximadamente 0,011 como se pode observar na figura 4.19. Já para a lã de rocha, este valor foi de aproximadamente 0,002; o que significa que em todo o domínio de frequências, os valores são sempre muito próximos.

Analisando-se os resultados obtidos, numa primeira instância de salientar-se que, como referido no capítulo 3, é difícil precisar a espessura da fibra de poliéster, devido à sua baixa massa volúmica e fácil degradação (o que origina excesso de irregularidades superficiais). A espessura é um parâmetro não-acústico do material, porém necessário à determinação do α pelo modelo teórico (ver equações (16) e (17)). O aumento de 1 mm na espessura do material provoca um acréscimo de absorção sonora em toda gama de frequência, aproximando, de forma ligeira, a curva teórica à curva experimental; provocando também um decréscimo de aproximadamente 300 Ns/m⁴ no valor da resistividade ao fluxo de ar. Assim, e acreditando que ao considerar-se a espessura desse material igual a 3,1 cm não é violada a situação real, obteve-se o ajuste representado na figura 4.19, ligeiramente melhor do que o ajuste inicial onde a espessura considerada foi 3,0 cm. O valor da resistividade ao fluxo de ar, de 2382,4 Ns/m⁴, encontra-se dentro do intervalo de referência, bastante próximo ao valor obtido pelo método de Dragonetti et al (2011) aqui implementado – 2104,1 Ns/m⁴ –, e bastante próximo do valor obtido no trabalho de Dragonetti et al (2011) – 2254 Ns/m⁴.

Quanto à lã de rocha, primeiramente interessa definir valores de referência. No livro *Building Acoustics*, página 197 (Vigran, 2008), encontra-se um ábaco que relaciona a massa volúmica da lã de rocha com a resistividade ao fluxo de ar, onde se pode observar um valor de aproximadamente 26000 Ns/m⁴ de resistividade ao fluxo de ar para uma massa volúmica de 60 kg/m³. Consultando um catálogo da empresa Rockwool (gearlutz@2017) encontra-se um valor de aproximadamente 28000 Ns/m⁴. Outro catálogo, da mesma empresa, foi consultado, este agora com várias lãs de rocha e considerando não um valor aproximado, mas intervalos de referência para a resistividade ao fluxo de ar (przewodnik-produktow.rockwool-rti@2017). Neste catálogo observou-se o intervalo [20000; 30000] Ns/m⁴ para lãs de rocha com 60 kg/m³. Portanto, com base nestas referências, o intervalo considerado será entre 20000 e 30000 Ns/m⁴.

O valor da resistividade ao fluxo de ar obtido para a lã de rocha, de massa volúmica igual a 59 kg/m^3 , foi de $19841,3 \text{ Ns/m}^4$. Este valor fica ligeiramente fora do intervalo considerado, no entanto, não se considera que seja um valor erróneo. Como já foi referido, o tamanho das fibras também influencia a resistividade ao fluxo de ar dos materiais. A título de exemplo, tem-se o artigo de Dragonetti et al (2011), onde, para fibras de poliéster com a mesma massa volúmica e diferente tamanho das fibras se obteve valores significativamente diferentes de resistividade ao fluxo de ar; também no catálogo mencionado, observa-se diferença no intervalo de referência considerado para duas lãs de rocha com a mesma massa volúmica.

Estas foram as duas amostras porosas fibrosas ensaiadas neste trabalho, as espumas não foram analisadas, uma vez que o modelo teórico aqui utilizado é concebido para materiais porosos fibrosos com porosidade próxima à unidade. A concordância verificada entre valores de resistividade ao fluxo de ar obtidos pela metodologia de Dragonetti et al (2011), método inverso e valores de referência é considerada bastante satisfatória. O mesmo se sugere relativamente à lã de rocha. Portanto, sugere-se que este método pode constituir uma opção válida, de simples e rápida aplicação.

5 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS COM MODELO TEÓRICO

5.1 Introdução

Este capítulo surge com o interesse de comparar os resultados experimentais obtidos no capítulo anterior, com resultados obtidos por via de um modelo teórico. Num primeiro subcapítulo serão descritas as bases teóricas deste modelo. De seguida, serão apresentados os gráficos de comparação entre resultados teóricos e experimentais, de modo a concluir acerca da fiabilidade de ambas metodologias, tanto do modelo teórico desenvolvido em *Matlab*, como dos resultados experimentais obtidos experimentalmente através do tubo de impedância. Uma vez que este modelo tem como parâmetro de entrada a resistividade ao fluxo de ar, outro objetivo aqui almejado passa pela consideração dos valores de resistividade ao fluxo de ar (obtidos experimentalmente e por método inverso no capítulo anterior) no próprio modelo.

5.2 Formulação teórica

Para modelação da absorção sonora de painéis perfurados, considera-se um sistema concebido por tubos circulares, cujo comprimento corresponde à espessura do painel de modo a representarem os seus furos e, para a parte não perfurada, recorre-se a um material totalmente refletor. A partir da impedância acústica de um único furo, obtém-se o valor equivalente correspondente à área perfurada do painel. O sistema referido é estudado com base no método da matriz de transferência, a partir do qual é possível determinar a impedância superficial de uma dada amostra, Z_s . Para o efeito, devem ser conhecidos a impedância característica do meio, Z_c , e o número de onda característico, k_c . Por fim, sabendo o valor de Z_s , é possível determinar o coeficiente de absorção sonora, α . Deste modo, importa determinar a impedância superficial do sistema, que pode ser composto por uma caixa-de-ar totalmente preenchida, vazia ou parcialmente preenchida:

$$Z_{S,sistema} = Z_{S,painel} + Z_{S,interior} \quad (24)$$

onde $Z_{S,interior}$ representa a impedância superficial do interior da caixa-de-ar, na interface adjacente ao painel perfurado. $Z_{S,painel}$ é obtida pelo quociente entre a impedância superficial de um furo e a taxa de perfuração do painel, ε :

$$Z_{S,painel} = \frac{Z_{S,tubo}}{\varepsilon} \quad (25)$$

Na presença de véu acústico no tardo do painel perfurado, de espessura t e resistividade ao fluxo de ar σ , deve-se adicionar à equação anterior o seguinte termo: $r_m = \sigma t / \varepsilon$. A impedância específica de um orifício de um tubo de circular de raio r e comprimento l_0 , é dada por (Lord Rayleigh, 1894 e Crandall, 1926):

$$Z_{S,tubo} = j\omega\rho_0 l_0 \left[1 - \frac{2J_1(x\sqrt{-j})}{(x\sqrt{-j})J_1(x\sqrt{-j})} \right]^{-1} + \left(2\sqrt{2\omega\rho_0\eta} + \rho_0 c \pi^2 \left(\frac{2r}{\lambda} \right)^2 + j\omega\rho_0\delta \right) \quad (26)$$

onde $x = r\sqrt{\omega\rho_0/\eta}$, é um parâmetro referente à relação entre as forças de inércia e as forças de origem viscosa, sendo r o raio da secção do tubo; η é a viscosidade do ar ($\eta \approx 1,84 \times 10^{-5}$); l_0 é o comprimento do tubo; J_n é a função de Bessel de ordem n . A segunda parcela da adição é referente a termos corretivos, devidos à viscosidade do ar, radiação acústica e à interação entre orifícios. Para mais detalhes com relação a estes termos corretivos consultar Patraquim e Patrício (2008), Morse e Ingard (1986).

A determinação de $Z_{S,interior}$ varia consoante a configuração da caixa-de-ar. À cada camada constituinte da caixa-de-ar, tem-se uma impedância superficial associada. Será aqui representada uma situação mais complexa, onde se tem um sistema composto por um painel perfurado, material poroso junto ao tardo do painel e uma caixa-de-ar entre o poroso e a parede rígida, porém, o ângulo de incidência será considerado 0° (ver figura 5.1).

Observando a figura 5.1, tem-se, no ponto 0, uma impedância superficial igual a infinito, pois trata-se de uma parede rígida. No ponto 1, a impedância superficial é dada por:

$$Z_{S1} = -jZ_{c0} \cot(k_{c0}D_1) \quad (27)$$

onde Z_{c0} e k_{c0} correspondem, respetivamente, à impedância característica do ar e número de onda característico do ar. Relativamente ao ponto 2, a impedância superficial, Z_{S2} , é obtida pela seguinte equação:

$$Z_{S2} = Z_{ca} \frac{-jZ_{S1} \cot(k_{ca} d_2) + Z_{ca}}{-jZ_{ca} \cot(k_{ca} d_2) + Z_{S1}} \quad (28)$$

onde Z_{ca} e k_{ca} correspondem, respetivamente, à impedância característica e ao número de onda característico do material poroso. Tais parâmetros podem ser obtidos por intermédio de um dos modelos teóricos descritos no subcapítulo 3.2.

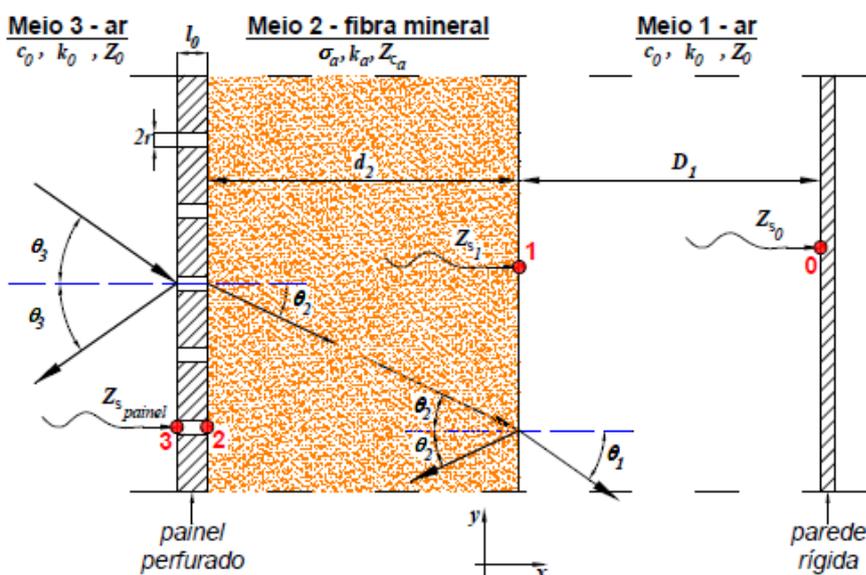


Figura 5.1 – Sistema composto por painel perfurado, material poroso a preencher parcialmente a caixa-de-ar e parede rígida (Patraquim e Patrício, 2008).

No ponto 3 a impedância superficial é dada pela equação (24) onde $Z_{S\text{interior}} = Z_{S2}$. Tendo a impedância superficial do sistema acima referido, é possível determinar o coeficiente de absorção sonora pela equação (17) (ver subcapítulo 3.2.1) (Patraquim e Patrício, 2008).

Em suma, existem 5 parâmetros de entrada para determinação do coeficiente de absorção sonora através do modelo descrito: a espessura do painel poroso (l_0); o raio dos furos (r); a taxa de perfuração do painel (ε); a espessura de cada camada que possa vir a existir na caixa-de-ar – camada de ar (D_1) e camada de material poroso (d_2) –; e, havendo material poroso na caixa-de-ar, a sua resistividade ao fluxo de ar (σ).

5.3 Análise comparativa de resultados

A comparação de resultados aqui apresentada, será feita de modo a avaliar a coerência entre metodologias distintas e também a confirmação de algumas conclusões sugeridas no capítulo anterior. Nos gráficos que se seguem são apresentadas as curvas teóricas a tracejado e as experimentais a traço contínuo.

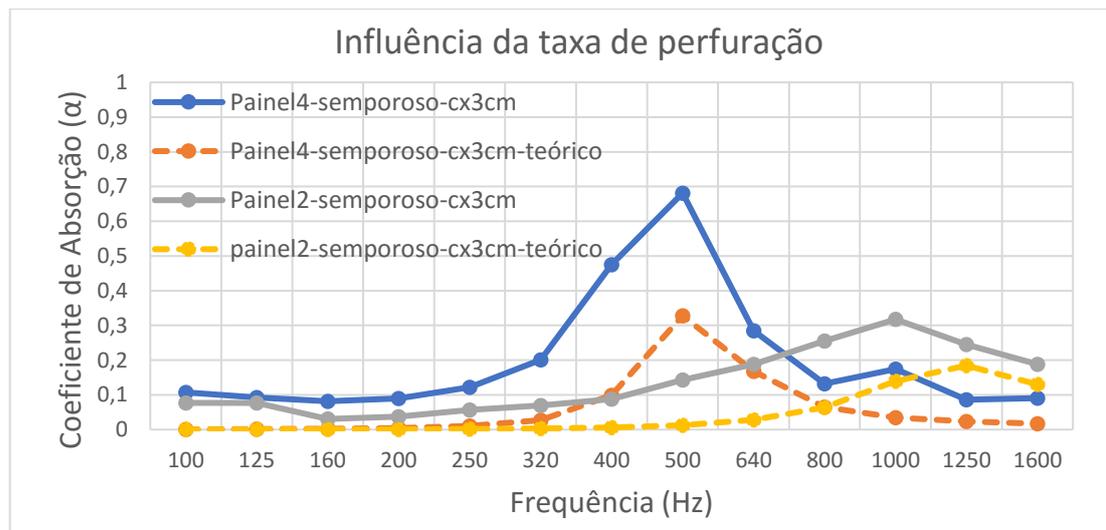


Figura 5.2 – Curvas experimentais a traço contínuo e curvas teóricas a tracejado. Análise dos painéis 2 e 4, para situação com caixa-de-ar vazia com 3 cm de espessura.

Na figura 5.2 observa-se alguma discrepância nos resultados experimentais e teóricos, sendo notória em todo o domínio de frequências uma maior absorção sonora para os resultados experimentais. Teoricamente, nas baixas frequências, a absorção sonora deveria ser bastante próxima de zero. O tubo de impedância, devido às suas imperfeições poderá produzir alguma absorção sonora, em todo o domínio de frequências. Por esta razão, seria expetável alguma discrepância entre valores, ainda que não tão significativas como essas que se observaram. Um aspeto positivo a salientar foi a semelhança comportamental das curvas, observando-se picos de ressonância na mesma frequência ou em frequências próximas. Assim, as conclusões previamente retiradas não são colocadas em causa por estes resultados teóricos – menor taxa de perfuração implica menor frequência de ressonância e um comportamento mais semelhante ao de um agrupamento de ressoadores de *Helmholtz*, com um pico de ressonância nítido nas frequências médias; quando a taxa de perfuração é elevada (28,5%) observa-se que este comportamento tende a desaparecer, com um menor pico de absorção sonora e menor seletividade.

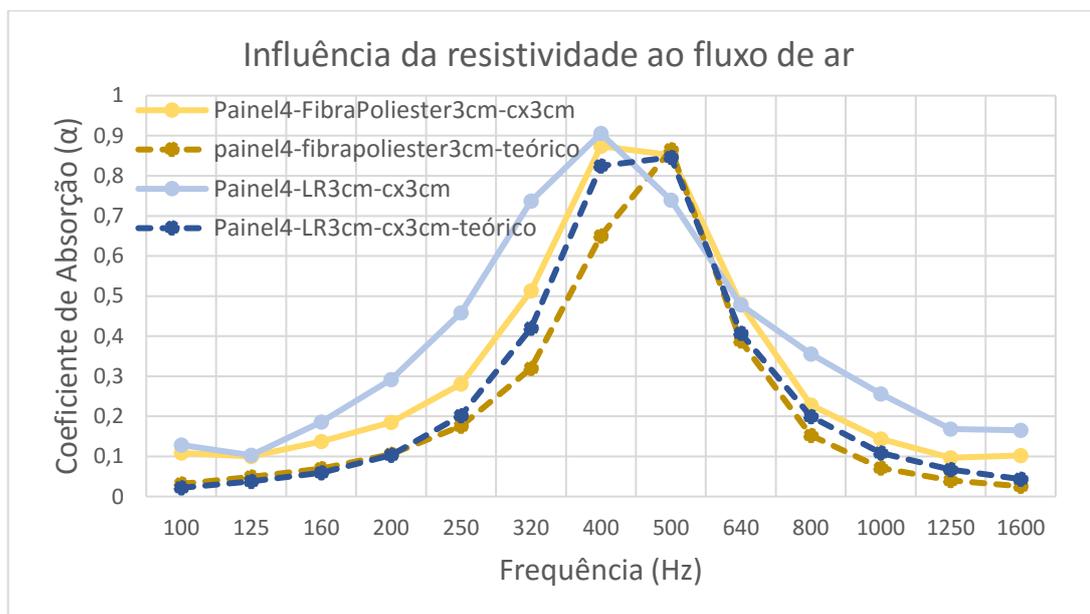


Figura 5.3 – Curvas de absorção sonora do sistema constituído pelo painel 4 com caixa-de-ar de 3 cm totalmente preenchida por fibra de poliéster ou lã de rocha.

Neste estudo o objetivo foi avaliar as curvas de absorção sonora, inserindo-se no modelo o parâmetro resistividade ao fluxo de ar determinado no capítulo anterior para a lã de rocha e fibra de poliéster. Relativamente à coerência de resultados, verifica-se uma pequena discrepância de resultados, com maiores valores de absorção sonora em todo o domínio de frequências para os valores experimentais. Quanto ao desenvolvimento das curvas, o pico de absorção sonora da curva experimental da fibra de poliéster não tem a sua posição nítida, existindo um patamar dos 400 aos 500 Hz, o mesmo acontece na curva teórica da lã de rocha. Isto acontece porque a análise é feita com base num valor médio para cada banda de terço de oitavo centrada numa determinada frequência, basta que o pico de ressonância ocorra entre duas frequências centrais (400 e 500 Hz por exemplo), para esta situação ocorrer. Assim, a frequência de ressonância observada nos resultados comparativos é próxima e o valor de absorção sonora máxima semelhante. Pode-se observar que as curvas teóricas realçam as conclusões obtidas pela via experimental, isto é, quando a resistividade ao fluxo de ar do material de enchimento é maior, tem-se uma maior gama de eficácia da absorção sonora no domínio das frequências de interesse; e, para um painel com baixa taxa de perfuração, a maior ou menor resistividade ao fluxo de ar do material poroso de enchimento pouco influencia na absorção sonora máxima.

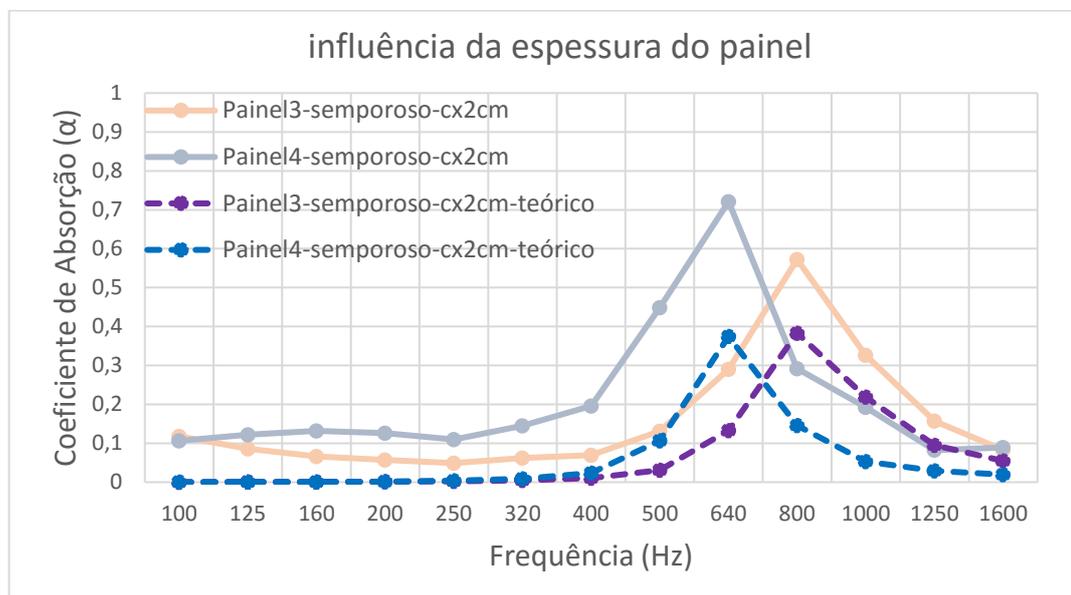


Figura 5.4 – Curvas de absorção sonora para os painéis 3 e 4 de espessura 8 mm e 16 mm, com caixa-de-ar vazia de 2 cm de espessura.

Observando a figura 5.4 verifica-se que, tanto nos resultados teóricos como experimentais, ocorre a translação da frequência de ressonância para a esquerda quando a espessura é aumentada. Não se verifica, no entanto, o acréscimo de absorção sonora para a situação onde a espessura é maior. Novamente se pode verificar a semelhança no desenvolvimento da curva de absorção sonora, com um incremento significativo de absorção sonora em todo domínio de frequências para os resultados obtidos experimentalmente.

Avaliando os resultados experimentais (capítulo 4), colocou-se a hipótese de que a espessura poderia ter influência quando a caixa-de-ar não fosse preenchida por material poroso, provocando um aumento de absorção sonora próximo a 0,15. Sugeriu-se que este aumento verificado, poderia ser justificado pelo maior volume do furo (gargalo) que proporcionaria maiores perdas por atrito. Assim, para melhor compreensão dessa questão, efetuou-se um estudo paramétrico através do modelo teórico, que não será aqui apresentado para não sobrecarregar o documento. Nesse estudo aumentou-se gradativamente a espessura do painel, verificando-se a tendência para um aumento na absorção sonora máxima. Podendo-se assim constatar que, para que fosse proporcionado um aumento de 0,15 no valor de α , seria necessário um incremento de 4 centímetros na espessura do painel. Outra conclusão observada pelas curvas de absorção sonora teórica é a maior gama de absorção sonora no domínio das frequências para a situação onde a espessura é menor.

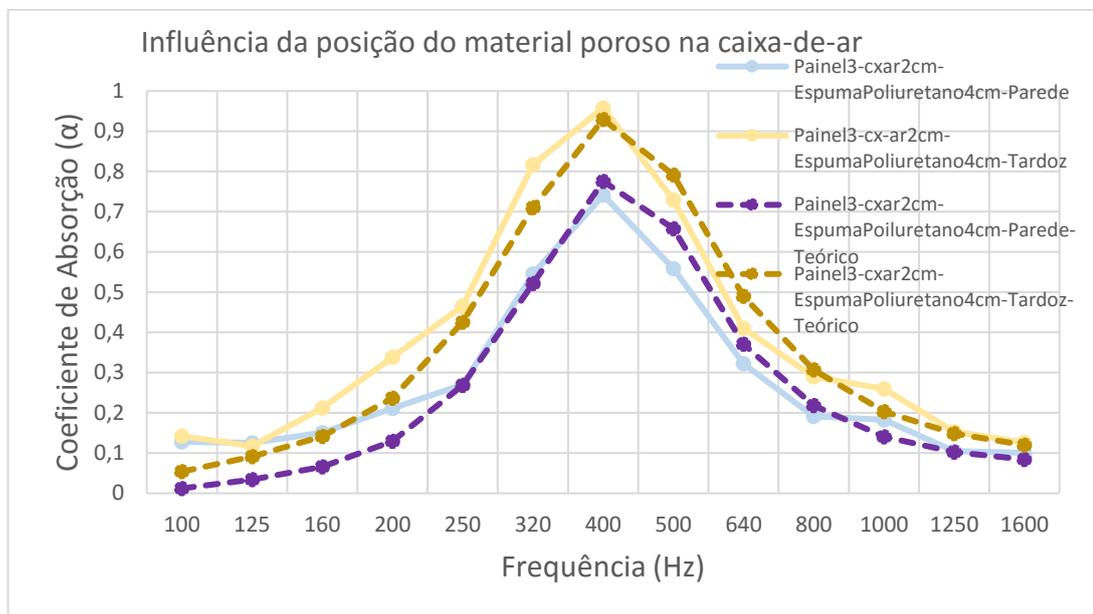


Figura 5.5 – Curvas de absorção sonora para sistemas compostos pelo painel 3 com caixa-de-ar parcialmente preenchida por espuma de poliuretano.

Neste gráfico pode verificar-se que se obteve uma coerência bastante satisfatória relativamente aos anteriores. De modo que as conclusões propostas no capítulo 4 são realçadas. A resistividade ao fluxo de ar da espuma de poliuretano foi considerada tendo como referência o trabalho de Joshi et al (2011) que realizaram um estudo comparativo da resistividade ao fluxo de ar de diversas espumas de poliuretano; adotando-se o valor de 10000 Ns/m^4 .

Pode-se constatar que as discrepâncias entre resultados teóricos e experimentais foi maior para situação onde se tem caixa-de-ar vazia. Sugere-se que tal aconteça devido a maior facilidade em manter o sistema compacto e estático para uma situação onde a caixa-de-ar é preenchida ao invés de vazia; ainda que se tenha a caixa-de-ar de 2cm (caixa-de-ar parcialmente preenchida), o anel acrílico (ver figura 3.8) contribui para que se obtenha um sistema mais estático. Essa sugestão também tem em conta a reprodutibilidade do ensaio para a condição de montagem referente à caixa-de-ar vazia, onde, por vezes, aconteceu maiores desvios padrões.

6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

A dissertação elaborada surgiu com o principal objetivo de se estudar e caracterizar diferentes materiais fono-absorventes utilizados em condicionamento acústico, sua influência em sistemas de absorção sonora com diferentes condições de montagem, e, ainda, a influência das características dos painéis de madeira utilizados.

Para concretizar os objetivos propostos, primeiramente, procedeu-se à realização de diversos ensaios em tubo de impedância (ASTM E 1050:1998), procurando-se pôr em evidência diversas variáveis relacionadas com os sistemas considerados. Nesse estudo, observou-se que a frequência de ressonância reduz com: a redução da taxa de perfuração, o aumento da espessura do painel e o aumento da caixa-de-ar. Estes resultados são coerentes com a equação (2), que permite obter um valor aproximado da frequência de ressonância com base nas características do ressoador de *Helmholtz*. Concluiu-se também que, para painéis com elevada taxa de perfuração, o comportamento seletivo típico de um agrupamento de ressoadores de *Helmholtz* tende a ser inibido, observando-se um pico de absorção sonora bastante inferior e menos acentuado, ou seja, com menor declive à direita e à esquerda do ponto máximo de absorção sonora. Ao comparar-se curvas de absorção sonora para estes painéis com elevada taxa de perfuração, verifica-se que o seu comportamento é fortemente influenciado pelo material poroso de enchimento, ao passo que, relativamente ao painel com baixa taxa de perfuração, o material poroso inserido no seu tardo não tem influência significativa, havendo, no entanto, uma gama de frequências absorvidas ligeiramente superior quando o material poroso de enchimento tem maior resistividade ao fluxo de ar. Este aumento na gama de eficácia também é verificado através da redução da espessura do painel perfurado e do aumento de espessura do material poroso de enchimento. Quanto ao aumento da espessura do material poroso, pode-se concluir que é de mais valia principalmente nas baixas frequências.

No estudo das condições de montagem verificou-se que, ao adotar-se uma caixa-de-ar parcialmente preenchida, com material poroso junto ao tardo do painel, obtém-se uma curva de absorção sonora semelhante à situação onde se tem o material poroso junto à parede rígida, com a mesma frequência de ressonância, porém, com maior absorção sonora em todo domínio de frequências. Comparativamente à situação onde se tem o material poroso com a mesma espessura a preencher totalmente a caixa-de-ar, observou-se que, neste caso, a frequência de

ressonância toma valor superior e, por consequência, o seu comportamento é melhor nas altas frequências e pior nas baixas frequências.

Observou-se também a influência de um véu acústico inserido no tardo de um painel. A sua presença confere drástica alteração do comportamento esperado do sistema. O que se observou foi que, quer para a situação onde a caixa-de-ar estava vazia, quer para a situação onde esta era totalmente preenchida por material poroso, as curvas de absorção sonora são bastante semelhantes, evidenciando assim a sua função de barreira, que acaba por inibir o efeito da lã de rocha presente na caixa-de-ar. Esse efeito barreira não apenas inibe o efeito da lã de rocha como condiciona o funcionamento de um ressoador de *Helmholtz*.

Uma última análise em tubo de impedância teve como objetivo observar o comportamento individual dos materiais absorventes estudados. Sugerindo-se, como conclusão, que os materiais de maior massa volúmica apresentam maior absorção sonora, desde que esse aumento não ponha em causa a comunicabilidade entre poros. Para materiais de baixa resistividade ao fluxo de ar, tem-se menores valores de absorção sonora. Observou-se, também, a semelhança comportamental entre materiais sintéticos e materiais reciclados, sugerindo-se que tal semelhança pode conferir uma vantagem económica e ambiental aos materiais reciclados.

Após o estudo experimental do coeficiente de absorção de sistemas de absorção sonora, prosseguiu-se neste documento, ao estudo de um parâmetro de grande relevância na caracterização de materiais fono-absorventes – a resistividade ao fluxo de ar. Para o efeito, implementaram-se duas metodologias distintas para determinação deste parâmetro – metodologia de Dragonetti et al (2011) e um método inverso implementado em *Matlab*. A coerência entre resultados obtidos por estas duas vias e valores de referência obtidos em outros estudos, podem dar indícios acerca da fiabilidade destas metodologias. Assim, recorreu-se a uma fibra de poliéster, para a qual se obtiveram resultados bastante satisfatórios quando comparados com valores de referência oriundos de dois artigos diferentes. Para melhor apurar a fiabilidade do método, ensaiou-se, através da metodologia de Dragonetti et al (2011), espumas de elevada massa volúmica, obtendo-se valores que podem pôr em causa a sua fiabilidade. O método inverso, por sua vez, demonstrou-se eficaz para valores de fibra de poliéster bem como para uma amostra de lã de rocha. Sugere-se que este método apresenta valores fiáveis. Para uma melhor perceção da fiabilidade do método de Dragonetti et al (2011), sugere-se, como trabalho futuro, o uso de materiais com valores de referência bem presentes na bibliografia e de espessuras diferentes, a fim de se comparar a sua coerência. O ponto positivo a salientar foi a boa concordância entre valores obtidos (relativos à fibra de poliéster) por ambas as metodologias aqui apresentadas e os valores obtidos em artigos de referência, nos quais se recorreram às diferentes metodologias apresentadas no capítulo 3 deste documento.

Por fim, com o objetivo de comparar resultados obtidos por vias distintas, recorreu-se à um modelo teórico implementado em *Matlab*, que possibilita a obtenção de curvas de absorção sonora de sistemas com diferentes condições de montagem. Um dos parâmetros de entrada deste modelo é a resistividade ao fluxo de ar do material poroso de enchimento, tornando possível, nesse estudo final, relacionar todos os métodos e modelos utilizados. Os valores de resistividade ao fluxo de ar inseridos no modelo (obtidos pelas metodologias aqui descritas e utilizadas) influenciaram as curvas de absorção sonora teóricas que foram comparadas com as curvas de absorção sonora experimentais. A boa relação entre resultados pode ser um parâmetro de contributo para atribuir fiabilidade aos métodos. O que se verificou foi que, para situações onde a caixa-de-ar não tinha qualquer preenchimento, houve alguma discrepância de resultados, ainda que as curvas apresentassem formas semelhantes. Para a situação onde a caixa-de-ar é preenchida, os resultados teóricos e experimentais foram mais próximos, demonstrando-se fiáveis. A dificuldade encontrada poderá relacionar-se com a estabilização do painel no interior do tubo quando a caixa-de-ar se encontra vazia. Havendo enchimento na caixa-de-ar, este funciona como suporte para o painel, reduzindo as vibrações e garantindo melhores resultados; por outro lado, estando a caixa-de-ar vazia, o sistema torna-se mais vulnerável às vibrações. Ainda assim, vale a pena realçar que era previamente esperado um ligeiro aumento de absorção sonora nas curvas experimentais, pois tal como se verificou no capítulo 4, o *backing plate* ensaiado sem qualquer amostra apresenta uma ligeira absorção em todo domínio de frequências.

Em geral, pode-se observar que as características de materiais fono-absorventes, as características do painel perfurado e a variação nas condições de montagem do sistema condicionam significativamente as soluções que se venham a adotar para condicionamento acústico de espaços fechados. Os métodos de análise podem ser vários e podem também ser de rápida e económica aplicação. A coerência de resultados teóricos e experimentais deverá ser melhorada para situação onde se tem caixa-de-ar vazia. Sugerindo-se, a fim de colmatar essa dificuldade, a inserção de anéis acrílicos com profundidades diferentes de modo a servirem como suporte ao painel, reduzindo eventuais vibrações.

Neste documento foram apresentadas, para além das metodologias aqui aplicadas, outras, que poderão ser usadas ou desenvolvidas em trabalhos futuros, a fim de se confirmar a fiabilidade de alguns métodos aqui presentes. O uso de câmara reverberante para estudo de soluções com dimensões mais realistas poderá ser uma boa ferramenta para comparar com os resultados teóricos. Outra metodologia de relativa simplicidade de aplicação é o método proposto por Ingaard e Dear (1985) para cálculo da resistividade ao fluxo de ar, que não exige instrumentação especializada como aquelas que se exigem nos métodos normalizados. Os resultados obtidos por esta metodologia podem ser comparados com os resultados obtidos por Dragonetti et al (2011) e pelo método inverso. Sugere-se também a implementação do modelo de Johnson-Allad-Champoux como base do método inverso no lugar do método de Delany-Bazley-Miki.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Apmr.matelys@ (2017). <http://apmr.matelys.com/>. Acoustical Porous Material Recipes.
- Arenas, J. P.; Crocker, M. J. (2010). “Recent Trends in Porous Sound-Absorbing Materials”. *Sound&Vibration*.
- ASTM E 1050 (1998). “Standard Test Method for Impedance and Absorption of Acoustical Materials Using a Tube, Two Microphones and Digital Frequency Analysis System”. American Society for Testing and Materials, USA.
- Attenborough, K. (1982). “Acoustical characteristics of porous materials”. *Physics Reports*, Vol 82, n. 3, pp. 179-227.
- Beranek, L. (1940). “Acoustic impedance of commercial materials”. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol 12, pp 14.
- Biot, M. A. (1956). “Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid”. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol 28, pp. 168-191.
- Bolt, R. H., (1947). “On the Design of Perforated Facings for Acoustic Materials”. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 19, pp 917-921.
- Brandão, E. (2016). “Acústica de salas: projeto e modelagem”. Edgard Blucher, São Paulo.
- Carvalho, A. P. Oliveira (2004). “Acústica Ambiental e de Edifícios”, textos de apoio à disciplina de Acústica Ambiental e de Edifícios. FEUP, Porto.
- Champoux, Y.; Allard, J. F. (1991). “Dynamic tortuosity and bulk modulus in air-saturated porous media”. *Journal of Applied Physics*, Vol 70, p. 1975-1979.
- Cox, J. Trevor; D’Antonio, Peter. (2009). “Acoustic absorbers and diffusors: Theory, design and application”, 2nd Edition. Taylor & Francis, Abingdon.
- Crandall, I. B. (1926). “Theory of vibrating systems and sound”. Van Nostrand, New York.

- Davern, W.A. (1977). “Perforated facings backed with porous materials as sound absorbers – an experimental study”, *Applied Acoustics*, Vol 10, pp. 85-112.
- Delany, M.E.; Bazley, E. N. (1970). “Acoustical properties of fibrous absorbent materials”. *Applied Acoustics*, Vol 3, pp 105-116.
- Domingues, O. (2005). “A Acústica nos edifícios: Materiais e sistemas absorventes sonoros – coeficiente de absorção”. LNEC, Lisboa.
- Dragonetti, R.; Ianniello, C.; Romano, R. A. (2011). “Measurement of the resistivity of porous materials with an alternating air-flow method”. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol 129 (2) pp. 753-764, DOI: 10.1121/1.3523433.
- Garai, M.; Pompoli, F. (2005). “A simple empirical model of polyester fibre materials for acoustical applications”. *Applied Acoustics*, Vol 66, pp. 1383-1398.
- Godinho, L.; Mendes, P. A.; Patraquim, R.; Jordão, A. C. (2011). “Avaliação do comportamento acústico de painéis ressonantes incorporando telas acústicas”. *TecniAcustica*, Cáceres.
- Ingard, K. U.; Bolt, R. H. (1951). “Absorption Characteristics of Acoustic Materials with Perforated Facings”. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol 23, pp 533-540.
- Ingard, K. U. (1953). “On the theory and design of acoustic resonators”. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol 25, pp 1037-1062.
- Ingard, K. U.; Dear, T. A. (1985). “Measurement of acoustic flow resistance”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol 103, pp 567-572.
- Isbert, A. C. (1998). “Diseño acústico de espacios arquitectónicos”. *Universitat Politècnica de Catalunya*, Barcelona.
- ISO 10534-2 (2001). “Acoustics. Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes. Transfer-function method”. *International Organization for Standardization*.
- ISO 9053 (1991). “Acoustics. Materials for acoustical applications – Determination of airflow resistance”. *International Organization for Standardization*.
- Johnson, D. L.; Koplik, J.; Dashen, R. (1987). “Theory of dynamic permeability and tortuosity in fluid-saturated porous media”. *Journal of Fluid Mechanics*, Vol 176, pp. 379-402.
-

- Joshi, M. P.; Shrivage, P.; Jain, S. K.; Karanth, N. V. (2011). "A Comparative Study on Flow Resistivity for Different Polyurethane Foam Samples". *Journal of Acoustical Society of India*, Vol 38 (4), pp. 153-157.
- Kingan, M. J.; Pearse, J. R. (2004). "Sound absorption of porous material in combination with perforated facings". *Proceedings of ACOUSTICS 2004*, Gold Coast, Australia.
- Kuttruff, H. (2009). "Room Acoustics", 4th Edition. Spon Press, Abingdon.
- Lafarge D.; Lemarinier P.; Allard J.-F.; Tarnow V. (1997). "Dynamic compressibility of air in porous structures at audible frequencies". *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol 102(4), pp. 1995-2006.
- Lord Rayleigh. (1894). "Theory of Sound". McMillan, London.
- Mareze, P. H. (2013). "Análise da influência da microgeometria na absorção sonora de materiais porosos de estrutura rígida". Tese de doutoramento, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Mechel, F. P. (1976). "Ausweitung der Absorberformel von Delany und Bazley zu tiefen Frequenzen" [Extending the Absorption Formulae of Delany and Bazley to Low Frequencies]. *Acustica*, Vol 35, pp 210-213.
- Mechel, F. P. (1988). "Design charts for sound absorbers layers", *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 83, nº3, pp. 1003-1013.
- Meisser, M.; Maldonado, R. L. (1973). "Acústica de los edificios". Editores Técnicos Asociados, Barcelona.
- Miki Y. (1990). "Acoustical properties of porous materials - Modifications of Delany-Bazley models". *J. Acoust. Soc. Jpn (E)*. Vol 11(1), pp. 19-24
- Morse, P. M.; Bolt, R. H.; Brown, R. L. (1940). "Acoustic Impedance and Sound Absorption". *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol 12-2, pp 217-227.
- Morse, P. M.; Ingard, K. U. (1986). "Theoretical Acoustics". 1st Princeton University Press edition.
- NP EN ISO 354 (2007). "Acústica. Medição da absorção sonora em câmara reverberante". Instituto Português de Qualidade (IQP), Portugal.
-

- Patraquim, R. J.; Patrício, J. V. (2008). “Modelação do comportamento acústico de painéis perfurados em madeira”. Acústica 2008, Universidade de Coimbra, Coimbra.
- Patraquim, R.; Godinho, L.; Mendes, P. A. (2012). “Análise da absorção sonora de painéis ranhurados e perfurados incorporando espumas sintéticas”. VIII Congresso Iberoamericano de acústica, Évora.
- Patrício, J.; Patraquim, R. (2008). “Avaliação experimental da absorção sonora em painéis de madeira”. VI Congresso Iberoamericano de Acústica – FIA 2008, Buenos Aires.
- Patrício, J. (2010). “Acústica nos Edifícios”, 6ª Edição. Verlag Dashofer, Lisboa.
- Pereira, M. (2015). “Caracterização de materiais de absorção para aumento de desempenho da atenuação acústica de câmaras de expansão”. Trabalho de conclusão de curso, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria.
- Pride S. R.; Morgan F. D.; Gangi A. F. (1993). “Drag forces of porous-medium acoustics”. Phys. Rev. B 47, pp. 4964-4978.
- Rey, R.; Alba, J.; Arenas, J. P.; Sanchis, V. (2011). “Sound absorbing materials made of recycled polyurethane foam”. Inter.noise 2011, Osaka.
- Rey, R.; Alba, J.; Arenas, J. P.; Ramis, J. (2013). “Evaluation of Two Alternative Procedures for Measuring Airflow Resistance of Sound Absorbing Materials”. ARCHIEVES OF ACOUSTICS, Vol 38(4), pp. 547-554.
- rockwool@ (2017). http://przewodnik-produktow.rockwool-rti.pl/media/673904/rti_product_catal_export_final_version_24_oct2012.pdf.
- rockwool@ (2017). <https://www.gearslutz.com/board/attachments/studio-building-acoustics/333484d1362590934-common-gas-flow-resistivity-numbers-air-flow-resistance.pdf+&cd=2&hl=pt-PT&ct=clnk&gl=pt>.
- Seddeq, H. S. (2009). “Factors Influencing Acoustic Performance of Sound Absorptive Materials”. Australian Journal of Basic and Applied Sciences, Vol 3, pp. 4610-4617.
- Silva, P. Martins da. (2006). “Projecto de condicionamento acústico de edifícios”. LNEC, Lisboa.
- Tadeu, A.; Mateus, D.; Antonio, J.; Godinho, L.; Mendes, P. A. (2010). “Acústica Aplicada”, textos de apoio à disciplina de Acústica Aplicada, DEC, FCTUC, Coimbra.
-

Vigran, T. E. (2008). “Building Acoustics”. Taylor & Francis, Abingdon.

Zhang, B.; Zhu, J. (2016). “Inverse methods of determining the acoustical parameters of porous sound absorbing metallic materials”. PROCEEDINGS of the 22nd International Congress on Acoustics – ICA 2016, Buenos Aires.

Zwikker, C.; Kosten, C. W. (1949). “Sound Absorbing Materials”. New York: Elsevier.