

Acústica e Vibrações

Sociedade Brasileira de Acústica - Sobrac

Julho de 2020 - Vol. 35 ▶ N° 52

Otimização de um metamaterial acústico labiríntico para absorção sonora na faixa de frequências de 100–300 Hz

Desenvolvimento e otimização de silenciador automotivo orientado a protótipos Formula Student

Ajuste de um modelo de parâmetros concentrados da orelha média usando diferentes funções objetivo

Exposição do risco ocupacional às vibrações mão-braço na operação de lixadeiras orbitais em marcenarias

Adequação acústica do Teatro Armando Gonzaga por meio de simulação computacional

Percepção da qualidade acústica de ambientes por alunos dos cursos de Arquitetura e Design de Interiores

Considerações iniciais sobre a regulamentação de ruído para aeronaves eVTOL

Chamadas: Publique na A&V, Escrevendo artigo em LaTeX/Overleaf, Associe-se à Sobrac, INAD Brasil 2020, Ano Internacional do Som 2020–2021, Congresso FIA/Sobrac 2020, V SeGAV, Congressos de acústica pelo mundo e Proceedings online

News & Reviews: Resenhas de livros, Novo sonômetro B&K 2245 e Seminário FAU USP sobre Mapeamento Sonoro

(Esta página foi deixada intencionalmente em branco.)

Acústica & Vibrações

n. 52, julho de 2020, vol. 35

doi: [10.55753/aev.v35e52](https://doi.org/10.55753/aev.v35e52)

<https://revista.acustica.org.br>

ISSN: 2764-3611 (e) | 1983-442X (i)



Comissão Editorial

Editor-Chefe

William D'Andrea Fonseca | ✉

Editores Associados

Ranny L. X. N. Michalski | ✉

Olavo M. Silva | ✉

Editor Convidado n. 52

Paulo Henrique Marez | ✉

English Proofreader

Joseph Lacey | ✉

Capa e Diagramação

William D'Andrea Fonseca

Endereços

UFSM – Centro Tecnológico – Sala 212

Av. Roraima no 1000, Camobi

Santa Maria, RS, Brasil - 97105-900

www.acustica.org.br

sobrac@acustica.org.br

Diretoria Sobrac 2019–2020

Presidente: Stelamaris Rolla Bertoli | ✉

Vice-pres.: Krisdany S. M. Cavalcante | ✉

1º Sec.: Débora Miranda Barretto | ✉

2º Sec.: Maria Lygia Alves de Niemeyer | ✉

1º Tesoureiro: Roberto Jordan | ✉

2º Tesoureiro: Gustavo S. V. Melo | ✉

Conselhos

Deliberativo 2019–2022

Aline Lisot, Cândida de Almeida Maciel, Daniel Fernando Zajarkiewicz, Dinara Xavier da Paixão e José Augusto Mannis.

Deliberativo 2017–2020

Newton Sure Soeiro, Ricardo Eduardo Musafir, Julio Cordioli, Márcio H. Avelar Gomes e Bianca Dantas de Araujo.

Fiscal 2019–2020

Maria Lucia G. da Rosa Oiticica, Ranny L. X. N. Michalski e Viviane Suzey G. Melo.

Regionais 2019–2020

Região Norte, Região Nordeste, Região Centro Oeste, Regional São Paulo e Regional Rio Grande do Sul.

Informações

Todos os artigos publicados passam por um sistema de revisão-parecer duplo-cego antes da aceitação. Os pareceristas são profissionais com conhecimento notável no assunto. Os conteúdos dos artigos são de responsabilidade dos autores.

Sumário

Editorial	3
<i>Editorial in English</i>	5

Artigos

Otimização de um metamaterial acústico labiríntico para absorção sonora na faixa de frequências de 100–300 Hz .	7
Desenvolvimento e otimização de silenciador automotivo orientado a protótipos Formula Student	23
Ajuste de um modelo de parâmetros concentrados da orelha média usando diferentes funções objetivo	45
Exposição do risco ocupacional às vibrações mão-braço na operação de lixadeiras orbitais em marcenarias	59
Adequação acústica do Teatro Armando Gonzaga por meio de simulação computacional	73
Percepção da qualidade acústica de ambientes por alunos dos cursos de Arquitetura e Design de Interiores	89
Considerações iniciais sobre a regulamentação de ruído para aeronaves eVTOL.....	101

Chamadas

Publique seu artigo na A&V	129
Introdução ao L ^A T _E X e como iniciar um novo projeto no Overleaf	133
Associe-se à Sobrac	141
Regionais da Sobrac.....	142
Dia Internacional da Conscientização sobre o Ruído – INAD Brasil 2020	143
International Year of Sound 2020 & 2021 – IYS'20	147
12º Congresso Iberoamericano de Acústica – FIA 2020 & XXIX Encontro da Sobrac	149
V Seminário Gaúcho de Acústica e Vibrações (V SeGAV-e)	151
Congressos de acústica pelo mundo	153
Proceedings online.....	163

News & Reviews

Resenhas de livros	165
Novo moderno sonômetro Brüel & Kjær modelo 2245	171
1º Seminário FAU USP sobre Mapeamento Sonoro.....	177

(Esta página foi deixada intencionalmente em branco.)

Editorial

A Comissão Editorial da **Revista Acústica & Vibrações** apresenta com grande satisfação a edição número 52, contendo uma série de novidades. Começamos elaborando sobre a estruturação da própria comissão, sendo que já neste número contamos com o apoio dos Editores Associados Ranny Michalski e Olavo Silva, profissionais com ampla experiência nos temas de A&V, que chegam para apoiar o crescimento da revista. Temos também, neste número, o apoio do Editor Convidado Paulo Mareze, professor do Curso de Engenharia Acústica da UFSM.

No caminho da internacionalização e buscando a qualidade, junta-se também ao time da A&V o revisor profissional de inglês Joseph Lacey, norte-americano nativo, com vasta experiência em traduções e revisões em língua inglesa. Isso significa que todos os *titles*, *abstracts* e *keywords* dos artigos já deste número passaram por sua revisão. É importante salientar que cada autor deve cobrir os custos do serviço para seu próprio artigo.

Diante do cenário atual de pandemia pelo novo Coronavírus, responsável pela doença Covid-19, passamos todos por mudanças e adaptações. Voltamos aos nossos lares, lugar de refúgio e segurança, mudamos nossos locais de trabalho, nossa jornada de trabalho, adaptamos nossas casas ao teletrabalho, tentamos continuar dando aulas, pesquisando e fazendo ciência, apesar das dificuldades. É importante destacar que nos solidarizamos com aqueles que sofrem os efeitos da doença, e com familiares e amigos daqueles que se foram. Reforçamos também que o leitor mantenha o isolamento social mesmo diante da flexibilização. Fique em casa se puder e, caso necessite sair, o faça apenas em caso de extrema necessidade e cumpra rigorosamente as medidas de proteção. Saúde em primeiro lugar. Em breve e com o esforço de todos, vamos superar esse momento difícil pelo qual estamos passando.

Temos diversas chamadas neste número: atualização dos detalhes da chamada para publicação de artigos; associe-se à Sobrac; detalhes sobre as atividades do INAD 2020 e do Ano Internacional do Som 2020-2021; atualização de informações acerca do congresso FIA-Sobrac 2020 e do V Seminário Gaúcho de Acústica e Vibrações; assim como a atualização da seção de *congressos de acústica pelo mundo* (que teve grande impacto devido às adequações necessárias impostas pela pandemia).

Na seção *News & Reviews* temos uma novidade: inauguramos as resenhas de livros (ou *book reviews*) com pequenos resumos do conteúdo de quatro livros, de forma a provocar o leitor a conhecer essas obras. A seção conta também com dois pequenos artigos muito interessantes. No primeiro, Fernando Diaz e Denison Oliveira nos apresentam a descrição do novo sonômetro Brüel & Kjaer, modelo 2245, um equipamento de uso intuitivo e fácil manuseio para medições de ruído ambiental. No segundo, Ranny Michalski conta um pouco sobre como foi o “Primeiro Seminário FAU USP sobre Mapeamento Sonoro”, realizado pela Faculdade de Arquitetura e Urbanismo da USP e pela Sobrac São Paulo.

Nesta edição de número 52 temos sete artigos publicados. Diversos temas da área de Acústica e Vibrações foram abordados, como por exemplo metamateriais, silenciadores, dinâmica da orelha média humana, vibração ocupacional, acústica de salas, percepção de qualidade acústica e regulamentação de ruído de aeronaves elétricas. Para facilitar o leitor na busca pelos temas de maior interesse, uma breve apresentação sobre cada artigo pode ser contemplada a seguir.

Gildean Almeida, Felipe Vergara, Leandro Barbosa e Linconl Farias, da UFSC, propõem uma geometria de metamaterial acústico que contém micro perfurações cilíndricas acopladas às cavidades de espaços enrolados. O dispositivo foi otimizado para atuar em baixa frequência (100 Hz–300 Hz) como um absorvedor de sub-comprimento de onda: a espessura do conjunto é muito menor do que o comprimento de onda da frequência de atuação. Alexandre Piccini, Paulo Mareze, Mário Martins e William D’A. Fonseca, da UFSM, expõem a metodologia empregada para o desenvolvimento e otimização de

um silenciador acústico focado para a equipe Formula UFSM, na qual as técnicas de matrizes de transferência, elementos finitos e algoritmos genéticos são adotadas ao longo do projeto. O trabalho resulta em um silenciador que atinge seguramente os limites regulamentados pela *Formula SAE*.

Lucas Lobato, Igor Bavaresco, Stephan Paul e Júlio Cordioli, da UFSC, apresentam resultados do ajuste de um modelo de parâmetros concentrados da orelha média, obtidos por meio de um algoritmo de otimização multi-objetivo (erros associados são discutidos). Cibele Flores, auditora fiscal do trabalho do Ministério da Economia, e Erasmo Vergara, professor da UFSC, avaliam o risco ocupacional da aceleração resultante da exposição do sistema mão-braço de trabalhadores que operam lixadeiras orbitais em atividades de marcenaria (observando ainda detalhes sobre os procedimentos de medição e as normativas vigentes).

O artigo de Guilherme Fagerlande, Maria Lygia Niemeyer e Júlio Torres, da UFRJ, apresenta resultados de simulações computacionais (utilizando o *software* BRASS) e medições acústicas para avaliar a qualidade acústica e propor adequações no Teatro Armando Gonzaga, projetado pelo arquiteto Affonso Eduardo Reidy e único equipamento cultural no bairro de Marechal Hermes, na cidade do Rio de Janeiro, RJ. O artigo de Eduardo Henrique Silva e Maria Lucia Oiticica, da UFAL, tem por objetivo analisar a evolução da percepção das características acústicas de ambientes por estudantes de graduação em diferentes períodos dos cursos de Arquitetura e Urbanismo e de Design de Interiores, submetidos a testes sonoros com fones de ouvido.

Por fim, Stephan Paul, Matheus de Lorenzo e Júlio Cordioli, da UFSC, apresentam o estado atual da regulamentação de ruído para aeronaves elétricas de pequeno porte com capacidade de decolagem e pouso na vertical (eVTOL), incluindo uma análise crítica considerando as principais características de projeto de tais aeronaves.

Gostaríamos também de aproveitar a oportunidade para convidar o leitor para o 12º Congresso Iberoamericano de Acústica (FIA) em conjunto com o XXIX Encontro da Sobrac, que será realizado em Florianópolis, de 23 a 26 de maio de 2021, devidamente reagendado por conta da pandemia. A programação incluirá palestras de especialistas mundialmente renomados, bem como apresentações de trabalhos e pôsteres sobre temas relacionados às áreas de Acústica e Vibrações. Uma exposição técnica com os últimos avanços em produtos e equipamentos ocorrerá em paralelo ao Congresso. Além disso, no dia 14 de agosto de 2020 ocorrerá o V Seminário Gaúcho de Acústica e Vibrações, batizado de V SeGAV-e por ter sido convertido na versão eletrônica-online. A novidade desse ano para o evento é que trabalhos inéditos poderão ser enviados em formato de *short paper*. Veja as chamadas com mais detalhes dentro da revista.

É interessante lembrar ao leitor que acompanha a Revista A&V que temos uma *versão livre* da revista, que contém a primeira página de cada artigo e as seções de Chamadas e *News & Reviews* na íntegra. A partir deste número começamos a atualizar (ainda internamente) o modelo (*template*) de artigo, contemplando detalhes requeridos pelos autores de 2018 a 2020. Na próxima edição ele deverá ser publicado.

Esperamos, a cada edição, publicar trabalhos dos mais variados ramos da área de acústica e vibrações. Para tanto, estamos investindo no aumento da atratividade da revista com a criação de novas seções, com mais espaço dedicado para a divulgação de ferramentas e eventos, e com a ampliação da publicidade nos meios acadêmicos. Queremos ainda agradecer à Sobrac, aos autores e ao grupo de pareceristas-revisores, pelo árduo e dedicado trabalho, imprescindíveis para tornar realidade esta publicação.

Aproveite a leitura!

Cordialmente, Editores Revista A&V n° 52, julho de 2020.

Editorial in English

It is with great satisfaction that the Editorial Committee of Acoustic & Vibrations Journal (*Revista Acústica & Vibrações*) presents issue number 52, containing a series of novelties. We started by elaborating on the commission structure itself. Already in this issue, we have the assistance of Associate Editors Ranny Michalski and Olavo Silva, professionals with extensive experience in A&V topics. Their contribution furthers the journal's growth. In this issue, we have also counted upon Guest Editor Paulo Mareze, professor in the Acoustical Engineering Program at UFSM.

On the road to an increased international readership, highlighting the scientific quality of our publication, the English professional proofreader Joseph Lacey, native from the United States, with great expertise in English translations and revisions, also joins the A&V team. This means that all titles, abstracts, and keywords of the articles in this issue have been professionally reviewed. It is important to highlight that each author covers the costs for this service for their own article.

In view of the current pandemic scenario due to the new coronavirus, responsible for the disease Covid-19, we have gone through changes and adaptations. We have remained in our homes, places of refuge, and security. We have changed our homes into workplaces in order to continue teaching, researching, and practicing science to further our field. It is important to note that we sympathize with those who have already suffered from the effects of the disease and with family members and friends of those who have passed. We also reinforce that our readers maintain social isolation even in the face of flexibility. Stay at home if you can. If you need to leave, only do so in case of extreme need, strictly complying with protective measures. Health first. Soon and with joint effort, we will overcome this difficult moment that we are going through.

We have several Calls in this number: to update details for the call for publication of articles; to become an associate of Sobrac; to provide details on INAD 2020 activities and the International Year of Sound 2020-2021; to update information about the FIA-Sobrac 2020 conference and the V Southern Acoustic & Vibration Seminar; as well as to update the section on acoustics conferences around the world (which has been greatly impacted due to necessary adjustments imposed by the pandemic).

In the *News & Reviews* section, we have a novelty: book reviews containing short summaries of four books in order to invite the reader to explore these excellent works. The section also has two very interesting technical articles. In the first, Fernando Diaz and Denison Oliveira present us the description of the new Brüel & Kjaer Sound Level Meter, Type 2245, an intuitive and easy-to-use equipment for measuring environmental noise. In the second, Ranny Michalski tells a little about the "First FAU USP Seminar on Sound Mapping", held by the Faculty of Architecture and Urbanism at USP and by Sobrac São Paulo.

In this issue number 52, we have published seven articles. Several topics in the area of Acoustics & Vibrations were addressed, such as metamaterials, silencers, dynamics of the human middle ear, occupational vibration, room acoustics, perception of acoustic quality, and noise regulation of electric aircraft. To facilitate the reader in the search for the topics of major interest, a brief presentation of each article is contemplated below.

Gildean Almeida, Felipe Vergara, Leandro Barbosa, and Linconl Farias, from UFSC, propose an acoustic metamaterial geometry that contains cylindrical micro-perforations attached to cavities in coiled spaces. The device has been optimized to operate at low-frequency (100 Hz–300 Hz) as a sub-wavelength absorber – the thickness of the device is much less than the wavelength of the actuation frequency. Alexandre Piccini, Paulo Mareze, Mário Martins, and William D'A. Fonseca, from UFSM, expose the methodology used for the development and optimization of an acoustic silencer designed

for the Formula UFSM team, in which the transfer matrix techniques, finite elements, and genetic algorithms were adopted throughout the project. The study results in a silencer that safely meets the limits established by *Formula SAE* regulation.

Lucas Lobato, Igor Bavaresco, Stephan Paul, and Júlio Cordioli, from UFSC, present their results on adjusting a model for concentrated parameters of the middle ear, obtained through a multi-objective optimization algorithm (associated errors are discussed accordingly). Cibele Flores, labor inspector at the Ministry of Economy, and Erasmo Vergara, professor at UFSC, assess the occupational risk of acceleration resulting from exposure to the hand-arm system of workers who operate orbital sanders in joinery activities (details about the measurement procedures and current regulations are also observed).

The article by Guilherme Fagerlande, Maria Lygia Niemeyer, and Júlio Torres, from UFRJ, presents their results on computational simulations (using BRASS software) and acoustic measurements to assess acoustic quality and propose adaptations to the Teatro Armando Gonzaga – designed by the architect Affonso Eduardo Reidy and the only cultural installation in the neighborhood of Marechal Hermes, in the city of Rio de Janeiro, RJ. The article by Eduardo Henrique Silva and Maria Lucia Oiticica, from UFAL, aims to evaluate the evolution among students of perception of environmental acoustic characteristics (in two periods of the Architecture and Urbanism, and Interior Design courses), submitted to sound evaluations with headphones.

Finally, Stephan Paul, Matheus de Lorenzo, and Júlio Cordioli, from UFSC, present the current state of noise regulation for small electric aircraft with vertical takeoff and landing capability (eVTOL), including a critical analysis considering the main characteristic designs of such aircraft.

We take the opportunity to invite the reader to the 12th Ibero-American Acoustic Congress (FIA) together with the XXIX Sobrac Meeting, which will be held in Florianópolis, from May 23 to 26, 2021, duly rescheduled due to the pandemic. The program will include lectures by world-renowned experts, as well as presentations and posters on topics related to Acoustics and Vibrations. A technical exhibition with the latest advances in products and equipment will take place in parallel to the Congress. In addition, on August 14, 2020, the V Southern Seminar on Acoustics and Vibrations will take place, named V SeGAV-e for having been converted into the electronic-online version. The novelty of this year for the event is that unpublished works may be sent in *short paper* format. See the calls in more detail inside this issue.

It is important to remind the reader who accompanies A&V Journal that we have a free version of this issue, which contains the first page of each article and the sections of Calls and News & Reviews in full details. From this issue, we have begun to update (still internally) the article template, including details required by the authors from 2018 to 2020. In our next edition, it should be published.

We hope, with each edition, to publish works from the most varied branches of acoustics and vibrations. To this end, we are investing in increasing the journal's attractiveness with the creation of new sections, with more space dedicated to the dissemination of tools and events, and with the expansion of advertising in academic circles. We would also like to thank Sobrac, the authors and the group of peer-reviewers for their hard and dedicated work, which were essential to transform this publication into reality.

Enjoy reading!

Cordially, Editors A&V n° 52, July 2020.

Otimização de um metamaterial acústico labiríntico para absorção sonora na faixa de frequências de 100–300 Hz

Almeida, G. N.¹ ; Vergara, E. F.² ; Barbosa, L. R.³ ; Farias, L. C. B.⁴ 

^{1,2,3,4} Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA), Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Florianópolis, SC, gildean_fsa@hotmail.com, e.f.vergara@ufsc.br

Resumo

O controle da energia sonora em ambientes fechados ao longo de todo espectro de frequência é um fator importantíssimo, especialmente quando o conforto acústico é uma necessidade do projeto arquitetônico do ambiente. Este controle é realizado pelo tratamento acústico, sendo o coeficiente de absorção sonora um parâmetro físico do material acústico utilizado. Todavia, os materiais acústicos absorvedores convencionais (e.g. espumas e fibras) apresentam limitações geométricas e operacionais no controle da energia sonora relativa a região das baixas frequências (100–600 Hz). Recentemente este controle ganhou notabilidade com o advento dos metamateriais acústicos (MMA). Neste artigo apresentamos uma avaliação teórica, numérica e experimental de um instituído metamaterial absorvedor de baixas frequências. O metamaterial acústico fundamenta-se na teoria dos painéis micro perfurados (MPP) e no conceito de espaços enrolados, os quais se assemelham a um labirinto. Os efeitos de atrito viscoso e difusão térmica, importantes na descrição analítica do modelo são corroborados por meio de uma análise numérica utilizando o método dos elementos finitos (MEF). O coeficiente de absorção sonora do metamaterial é maximizado por um método heurístico para a região de frequência entre (100–300 Hz). Uma amostra do metamaterial foi fabricada pela tecnologia de impressão 3D e avaliada em um aparato de tubo de impedância. Os resultados obtidos revelam uma absorção sonora de 0,97% em 216 Hz com uma largura de banda relativa de 49,0%. É demonstrado que o metamaterial acústico apresenta uma escala de sub comprimento de onda, uma vez que sua espessura total é de $0,026\lambda$.

Palavras-chave: absorção sonora, metamaterial acústico, otimização paramétrica.

PACS: 43.50.Gf, 43.55.Ev, 43.58.Bh, 43.20.Mv.

Optimization of a labyrinthine acoustic metamaterial for sound absorption in the frequency range 100–300 Hz

Abstract

Controlling sound energy in closed environments over the entire frequency spectrum is an extremely important factor, especially when acoustic comfort is a necessity of the architectural design of the environment. This control is performed by acoustic treatment, the sound absorption coefficient being a physical parameter of the acoustic material used. However, conventional sound absorbing materials (e.g. foams and fibers) have geometric and operational limitations towards controlling the sound energy with respect to the low frequency region (100–600 Hz). Such control has recently gained notoriety with the advent of metamaterial absorbers (MMA). In this article we present a theoretical, numerical and experimental evaluation of an established low-frequency absorption metamaterial. The acoustic metamaterial is based on the theory of micro-perforated panels (MPP) and the concept of coiled-up spaces, which resemble a labyrinth. The effects of viscous friction and thermal diffusion, important in the analytical description of the model, are corroborated through a numerical analysis using the finite element method (FEM). The sound absorption coefficient of the metamaterial is maximized by a heuristic method for the 100–300 Hz frequency region. A sample of the metamaterial was manufactured using 3D printing technology and evaluated in an impedance tube apparatus. The results obtained reveal sound absorption of 0.97% at 216 Hz with relative bandwidth of 49.0%. This demonstrates that the acoustic metamaterial presents a subwavelength scale, since its total thickness is 0.026λ .

Keywords: sound absorption, acoustic metamaterial, parametric optimization.

1. INTRODUÇÃO

A busca pelo conforto acústico, bem como pelo controle de ruídos e vibrações em diversas situações do cotidiano, motivaram nas últimas décadas pesquisas e desenvolvimento de materiais ou dispositivos acústicos inovadores [1, 2]. Comumente, para tais finalidades faz-se uso de materiais porosos do tipo celular ou fibroso [3, 4], assim como dispositivos ressonantes do tipo painel micro perfurado (MPP). Todavia, para que os materiais porosos [5–7] e os MPP [8–14] sejam eficazes no controle da energia sonora nas baixas frequências (100 – 600 Hz), são necessárias espessuras demasiadamente grandes. No entanto, esta condição nem sempre é possível na prática [7]. Neste contexto, surgiu a necessidade de estudos e desenvolvimento de novos materiais que possam sanar esta lacuna, ou seja, que permitam o controle da energia sonora relativa as baixas frequências, mas que apresentem dimensões geométricas menores que os dispositivos ressonantes tradicionais ou similares.

Para remediar tal problemática, uma nova classe de material surgiu com potencial de aplicação e apresentam espessuras de sub comprimento de onda, são eles os metamateriais acústicos (MMA) ou metasuperfícies [15–22]. MMA são estruturas periódicas que possuem propriedades e comportamento únicos para grandes comprimentos de onda [23]. Este comportamento único ocorre quando os MMA apresentam: 1) eficiente capacidade de converter energia sonora em energia térmica ou em outras formas de energia, 2) uma impedância de superfície total correspondente à do ar, permitindo assim que a onda sonora ingresse de maneira eficiente em seu interior sem haver reflexão sonora [18].

Duas considerações têm-se mostrado bastante úteis quando se deseja projetar eficientemente um MMA, os efeitos viscotérmicos, quer dizer, os efeitos de atrito viscoso e difusão térmica que afetam a propagação sonora em pequenos espaços [24–28] e o conceito de espaços enrolados [29–34]. Destaque para a segunda consideração, pois tem sido frequentemente utilizada em absorvedores baseados em canais do tipo Fabry-Pérot (FP). Os canais do tipo FP por pos-

sibilitarem a otimização do espaço interno da célula unitária do metamaterial, ganharam notabilidade proporcionando a redução do volume físico do MMA para uma escala de sub comprimento de onda profundo [31].

Deste modo, motivado por um modelo de MMA existente na literatura [35], o qual baseia-se no conceito de espaços enrolados e no projeto de painéis micro perfurado, o presente trabalho tem como objetivo estudar, avaliar e otimizar mediante um método heurístico o comportamento do metamaterial, cujo intuito é obter uma ótima absorção sonora na faixa de frequência entre 100 e 300 Hz. Utilizando os métodos analítico e numérico (método dos elementos finitos - MEF) demonstramos que o MMA apresenta absorção sonora máxima na região de interesse com uma estrutura notavelmente fina. Além disso, uma validação experimental em um tubo de impedância aplicando o método de funções de transferência para obtenção do coeficiente de absorção sonora por incidência normal de uma amostra proposta, é utilizado para corroborar a ótima absorção sonora do MMA otimizado.

2. MÉTODO TEÓRICO E NUMÉRICO

O metamaterial é composto por um rígido painel contendo uma micro perfuração cilíndrica acoplado a uma cavidade de espaços enrolados, que se assimila a um labirinto. Um esboço 3D do modelo com células acopladas e unitária com seus respectivos parâmetros geométricos são ilustrados nas Figuras 1 a) e 1 b), respectivamente. Uma vista lateral em 2D de uma célula unitária é ilustrado na Figura 1 c).

Os parâmetros geométricos considerados no modelo, conforme Figura 1, são:

- ⇒ d : diâmetro da perfuração cilíndrica do painel;
- ⇒ t : espessura do painel;
- ⇒ h : espessura da cavidade de espaços enrolados;
- ⇒ L : comprimento de uma única célula no eixo y ;
- ⇒ m : largura de uma única célula no eixo x ;
- ⇒ T : posição da perfuração no plano xy ;

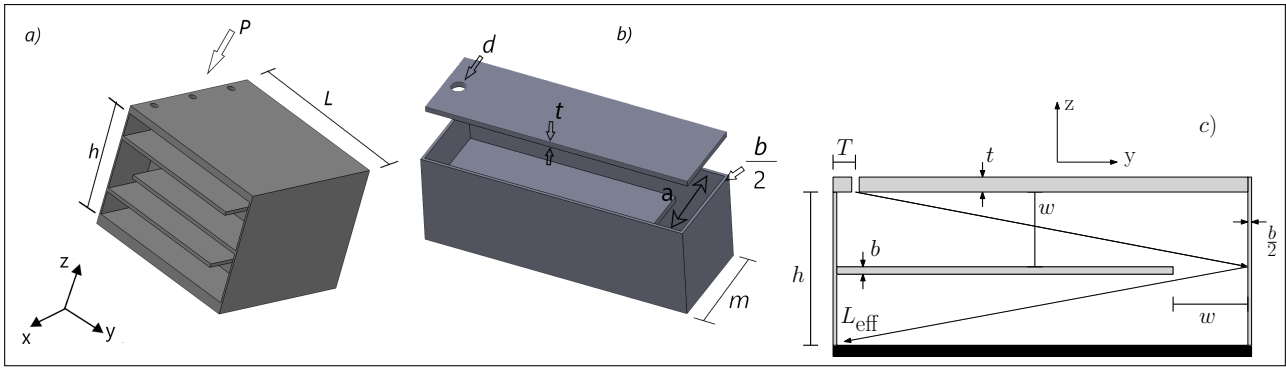


Figura 1: a) Células acopladas do MMA composto de um rígido painel contendo uma micro perfuração cilíndrica acoplado a uma cavidade de espaços enrolados e seus parâmetros geométricos. b) Célula unitária. c) Vista lateral em 2D de uma célula unitária do modelo contendo dois espaços enrolados.

- ⇒ b : espessura das paredes internas;
- ⇒ w : altura da seção transversal dos espaços enrolados;
- ⇒ a : largura da seção transversal dos espaços enrolados.

2.1 Modelo teórico

Uma onda sonora de amplitude P oriunda do meio incide no painel ao longo da direção $-z$ (ver Figura 1 a)), considerando que o modelo tenha quatro espaços enrolados e sendo os comprimentos de onda maior que a largura destes espaços, a onda sonora se propaga dentro dos espaços enrolados na ausência de uma frequência de corte [5, 36], conforme ilustrado pelas setas na Figura 1 c). O comprimento efetivo de propagação é designado por L_{eff} , o mesmo aumenta a medida que o número de espaços enrolados aumenta.

A impedância de superfície total (\tilde{Z}_T) do MMA é dada pela associação em série da impedância do painel frontal com a impedância acústica específica dos espaços enrolados, quer dizer, $\tilde{Z}_T = \tilde{Z}_p + \tilde{Z}_s$. Para determinar a impedância dos espaços enrolados deve-se considerar que a propagação de ondas sonoras em espaços com área de seção transversal retangular constante pode ser descrita mediante as funções densidade e compressibilidade efetivas, complexas e dependentes da frequência [37]. Neste contexto, representa-se a impedância acústica dos espaços por um modelo de fluido equivalente [37, 38], admitindo que ondas planas se propa-

gam nestes espaços. Estas duas funções¹ são expressas respectivamente por

$$\tilde{\rho}_{\text{ef}} = \rho_0 \frac{va^2w^2}{4j\omega} \left[\sum_{k=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \left[\alpha_k^2 \beta_n^2 \left(\alpha_k^2 + \beta_n^2 + \frac{j\omega\gamma}{v} \right) \right]^{-1} \right]^{-1}, \quad (1)$$

$$\tilde{C}_{\text{ef}} = \frac{1}{P_0} \left[1 - \frac{4j\omega(\gamma-1)}{v'a^2w^2} \sum_{k=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \left[\alpha_k^2 \beta_n^2 \left(\alpha_k^2 + \beta_n^2 + \frac{j\omega\gamma}{v'} \right) \right]^{-1} \right], \quad (2)$$

em que $\alpha_k = (k+1/2)\pi/a$, $\beta_n = (n+1/2)\pi/w$ e $v' = \kappa/\rho_0 C_v$ são constantes, com $\kappa = 0,026 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ e $C_v = 0,712 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ representando a condutividade térmica e o calor específico a volume constante, respectivamente; $v = \eta/\rho_0$ é a viscosidade cinemática do ar, com $\eta = 1,8134 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ caracterizando a viscosidade dinâmica do ar; $P_0 = 101325 \text{ Pa}$ é a pressão atmosférica; ω a frequência angular e $\gamma = 1,41$ a relação de calor específico. Considerando a análise em frequências abaixo de 1.100 Hz, os termos de ordem superior na soma das séries nas Equações 1 e 2 são desprezíveis, a soma infinita de cada série pode ser truncada a um número finito de termos suficientes para obter uma solução precisa [39], ou seja, $k \leq 200$

¹Para mais detalhes sobre todo o desenvolvimento matemático destas duas funções, a referência [7] pode ser consultada.

e $n \leq 200$.

A partir das funções densidade e da compressibilidade efetivas pode-se determinar a impedância efetiva dos espaços enrolados e o número de onda complexo efetivo [37], as mesmas são descritas respectivamente por

$$\tilde{Z}_{ef} = \sqrt{\frac{\tilde{\rho}_{ef}}{\tilde{C}_{ef}}}, \quad (3)$$

$$\tilde{k}_c = \omega \sqrt{\tilde{\rho}_{ef} \tilde{C}_{ef}}. \quad (4)$$

Consequentemente, a impedância acústica específica na entrada dos espaços enrolados é obtida por

$$\tilde{Z}_s = -j \frac{S_o}{S_i} \tilde{Z}_{ef} \cot(\tilde{k}_c L_{eff}), \quad (5)$$

sendo $S_o = mL$ a área no plano xy de uma célula individual, $S_i = aw$ a área de seção transversal dos espaços enrolados, $a = m - b$, com n representando o número de espaços enrolados, $w = [h - (n - 1)b]/n$, por fim, o comprimento efetivo de propagação é $L_{eff} \approx (n \times (\sqrt{w^2 + (L - b)^2})$.

A impedância de um rígido painel micro perfurado é dada pela soma da impedância da perfuração cilíndrica (\tilde{Z}_f) com a impedância da borda da perfuração (\tilde{Z}_b), isto é, $\tilde{Z}_p = \tilde{Z}_f + \tilde{Z}_b$. Maa [8, 40] assumiu a impedância de um painel micro perfurado deduzida da solução da equação da onda em tubos cilíndricos porposta por Lord Rayleigh [41] e resolvida por Crandall [42] para tubos curtos. Admitindo que ondas planas incidem a partir do meio no rígido painel e que a perfuração cilíndrica é um pequeno tubo circular, a impedância da perfuração cilíndrica é dada por

$$\tilde{Z}_f = \frac{j\omega\rho_0 t}{\Theta} \left[1 - \frac{2J_1(K\sqrt{-j})}{K(\sqrt{-j})J_0(K\sqrt{-j})} \right]^{-1}, \quad (6)$$

sendo $K = d\sqrt{\rho_0\omega/4\eta}$ a constante de perfuração [8, 40], a qual é $(\sqrt{2}/2)$ vezes a razão entre o diâmetro da perfuração e a espessura da camada limite viscosa do tubo, J_0 e J_1 são as

funções de Bessel de primeira classe de ordens zero e um, respectivamente. $\Theta = NS_f/S_o$ é a relação entre a superfície perfurada e a superfície total do painel, em outras palavras a porosidade, N o número de perfurações, com S_f e S_o representando a área da micro perfuração e do painel, respectivamente.

Concordando com [8], o fenômeno físico na perfuração do painel altera o fluxo de ar e consequentemente influencia a impedância do painel, caracterizando a impedância acústica da borda. Esta impedância é composta de um termo resistivo, devido ao atrito do fluxo de ar na camada limite viscosa que produz um efeito viscoso adicional e um termo reativo, oriundo da radiação do ar em ambas as extremidades da perfuração. Portanto, a impedância na borda com as correções finais é obtida por [43],

$$\tilde{Z}_b = R_{res} + jR_{rea} = \frac{\sqrt{2}\eta K}{\Theta d} + \frac{j0,85\omega\rho_0 d}{\Theta F(\varepsilon)}, \quad (7)$$

sendo

$$F(\varepsilon) = [1 - 1,4\varepsilon + 0,338\varepsilon^3 + 0,0679\varepsilon^5 \dots]^{-1}, \quad (8)$$

a função Fok, aqui $\varepsilon = \sqrt{\Theta}$. Melling [44] baseado nos trabalhos de Fok [45, 46], propôs esta função que caracteriza a correção do termo reativo em Z_b , esta correção é devido a interação da radiação do ar nas perfurações quando houver células do MMA acopladas.

Por fim, a partir da impedância do painel micro perfurado e da impedância dos espaços enrolados, determina-se a impedância de superfície total do MMA

$$\tilde{Z}_T = \frac{j\omega\rho_0 t}{\Theta} \left[1 - \frac{2J_1(K\sqrt{-j})}{K(\sqrt{-j})J_0(K\sqrt{-j})} \right]^{-1} + \frac{\sqrt{2}\eta K}{\Theta d} + \frac{j0,85\omega\rho_0 d}{\Theta F(\varepsilon)} - j \frac{S_o}{S_i} \tilde{Z}_{ef} \cot(\tilde{k}_c L_{eff}). \quad (9)$$

O coeficiente de absorção sonora do metamaterial pode ser obtido a partir da impedância de superfície total (Equação 9), quando o absorvedor estiver apoiado em uma parede rígida, o qual é dada por $\alpha = 1 - |R|^2$, sendo

$R = (\tilde{Z}_T - Z_0) / (\tilde{Z}_T + Z_0)$ o coeficiente de reflexão, $Z_0 = \rho_0 c_0$ é a impedância característica do ar, $\rho_0 = 1,21 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ e $c_0 = 343 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ representando a densidade e velocidade do som no ar, respectivamente.

2.2 Análise numérica por MEF

Uma análise numérica do MMA foi realizada utilizando o software comercial COMSOL *Multiphysics* 5.4 com o método dos elementos finitos (MEF). As perdas viscotérmicas importantes na descrição teórica do modelo tanto na micro perfuração como nos espaços enrolados a medida que os mesmos aumentam são consideradas utilizando a *interface thermoacoustics* completa. Contudo, pelo fato da amostra do MMA, fabricada a partir da tecnologia de impressão 3D (material *ABS (Acrylonitrile butadiene styrene)*), admite-se a hipótese nas avaliações numérica que não existe interação fluido-estrutura, pois todas as paredes da estrutura são consideradas corpos rígidos perfeitos, haja visto que o material adotado na fabricação apresenta densidade e velocidade do som superiores ao do ar ($\rho = 1.180 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$ e $c = 2.700 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$).

A Figura 2 ilustra a geometria de um tubo de impedância com uma célula unitária do MMA usado na simulação de um experimento virtual. Uma condição de radiação de ondas planas com amplitude de pressão de 1 Pa foi utilizada para simular incidência de ondas sonoras em uma extremidade do tubo de impedância. Com a célula unitária do metamaterial localizada na extremidade oposta. O tamanho dos elementos da malha foi escolhido utilizando o critério de *Nyquist*, de tal modo que as dissipações viscotér-

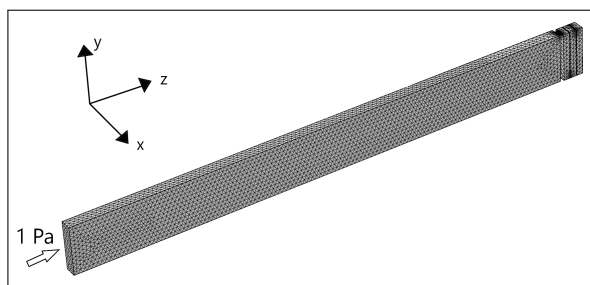


Figura 2: Malha de elementos finitos da simulação numérica do MMA.

micas, especialmente quando as regiões forem estreitas, fossem capturadas na simulação. Para mais, o tipo de elemento selecionado foi o tetraédrico livre, sendo a escolha na possibilidade de se utilizar um refinamento adaptável se necessário. No presente estudo o tamanho mínimo do elemento foi definido como 1/10 do menor comprimento de onda simulado.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A seguir análises do comportamento do MMA é denotada, as análises decorrem com a avaliação do coeficiente de absorção sonora e da impedância de superfície total para células com $n = 2, 3, 4$ e 5 espaços enrolados, bem como para células acopladas.

3.1 Análise teórica do modelo

Algumas configurações e os valores dos parâmetros geométricos do MMA são ilustrados na Figura 3. A correção devido a interação da radia-

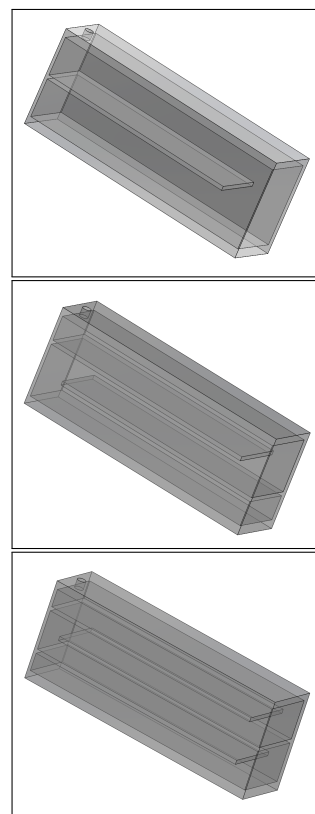


Figura 3: Algumas configurações analisadas do MMA cujos parâmetros geométricos são: $m = 14 \text{ mm}$, $L = 42 \text{ mm}$, $d = 1,8 \text{ mm}$, $t = 2,4 \text{ mm}$, $h = 22 \text{ mm}$, $b = 1 \text{ mm}$ e $T = 2 \text{ mm}$.

ção na perfuração é considerada $F(\varepsilon) = 1$, uma vez que não existe interação. Ademais, o comprimento efetivo de propagação para cada configuração é $L_{\text{eff}} = 84,6 \text{ mm}$, $124,6 \text{ mm}$, $165,1 \text{ mm}$ e $205,8 \text{ mm}$ relativo a célula unitária com 2, 3, 4 e 5 espaços enrolados, respectivamente.

A Figura 4 evidencia o comportamento do coeficiente de absorção sonora para as distintas configurações. Nota-se que os picos de absorção sonora estão localizados a 368 Hz com amplitude 0,998; 337 Hz com amplitude 0,995; 300 Hz com amplitude 0,994 e 264 Hz com amplitude 0,99 para $n = 2, 3, 4$ e 5 espaços enrolados, respectivamente. Isto revela que o pico de absorção sonora desloca-se para as baixas frequências a medida que o número de espaços enrolados aumenta. Ademais, a largura de banda relativa a 50% do máximo de absorção [6, 18] é de 109 Hz, 82 Hz, 57 Hz e 40 Hz para $n = 2, 3, 4$ e 5, respectivamente. Além disso, a relação entre a largura de banda e a frequência central do pico de absorção é 29,6%, 24,3%, 19,0% e 15,2%, correspondentemente.

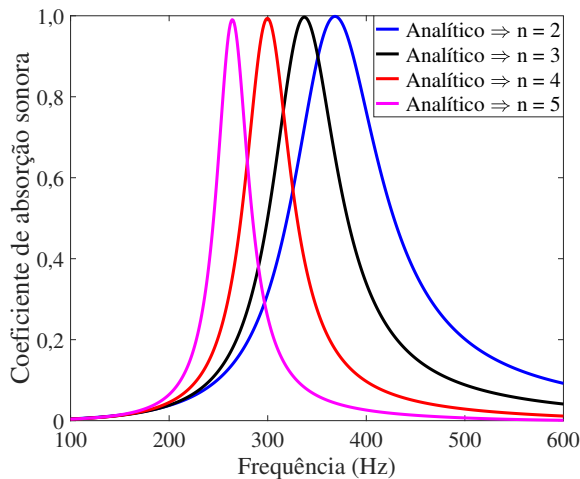


Figura 4: Comportamento do coeficiente de absorção do modelo para 2, 3, 4 e 5 espaços enrolados.

O conceito de espaços enrolados torna-se uma simplificação de um canal do tipo Fabry-Pérot (FP) [47], de tal forma que tanto o comprimento efetivo de propagação L_{eff} quanto a área de seção transversal S_i dos espaços enrolados, influenciam significativamente a posição do pico de absorção sonora. O L_{eff} aumenta a medida que o número de espaços enrolados incrementam,

tornando uma maneira efetiva de ajustar o pico de absorção sonora para a frequência que se deseja atenuar, ao mesmo tempo, o S_i diminui com o aumento do número de espaços enrolados. A Figura 5 ilustra a influência do S_i no comportamento do coeficiente de absorção sonora do metamaterial, para tal, fez-se variar o S_i sob o mesmo $L_{\text{eff}} = 165,1 \text{ mm}$. Como se observa, a frequência do pico de absorção sonora aumenta a medida que o S_i diminui, ou seja, uma área de seção transversal dos espaços enrolados menor induz uma absorção sonora em frequências mais altas, o que demonstra um efeito contrário comparado com o efeito do parâmetro L_{eff} . Assim, a frequência do pico de absorção é principalmente determinada pelo L_{eff} , o qual pode ser ajustado para a frequência desejada, sobretudo aumentando o número de espaços enrolados.

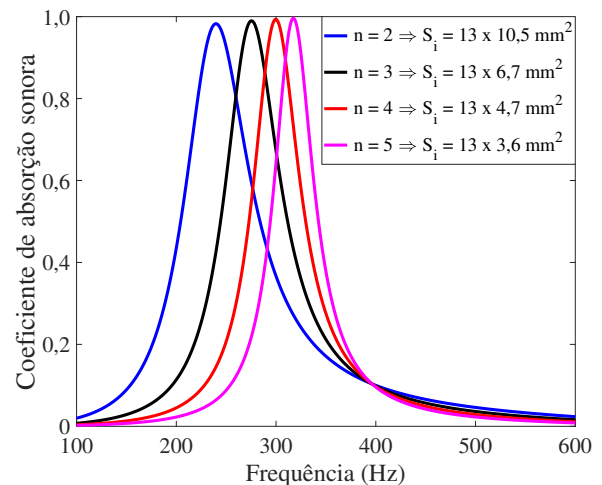


Figura 5: Coeficiente de absorção sonora em função da variação do S_i e mantendo o L_{eff} fixo.

O comportamento do coeficiente de absorção sonora (Figura 4) está vigorosamente vinculado ao comportamento da impedância de superfície total do modelo (\tilde{Z}_T), haja visto que a mesma deve apresentar uma ótima correspondência com a impedância do meio (ar) para que uma absorção sonora efetiva seja galgada. A Figura 6 ilustra as partes real e imaginária da impedância de superfície total do modelo já normalizadas pela impedância do ar. Nota-se que a parte real apresenta valores 0,93, 0,89, 0,86 e 0,83 alusivos aos picos de absorção relativos a $n = 2, 3, 4$ e 5 espaços enrolados, respectivamente. Enquanto

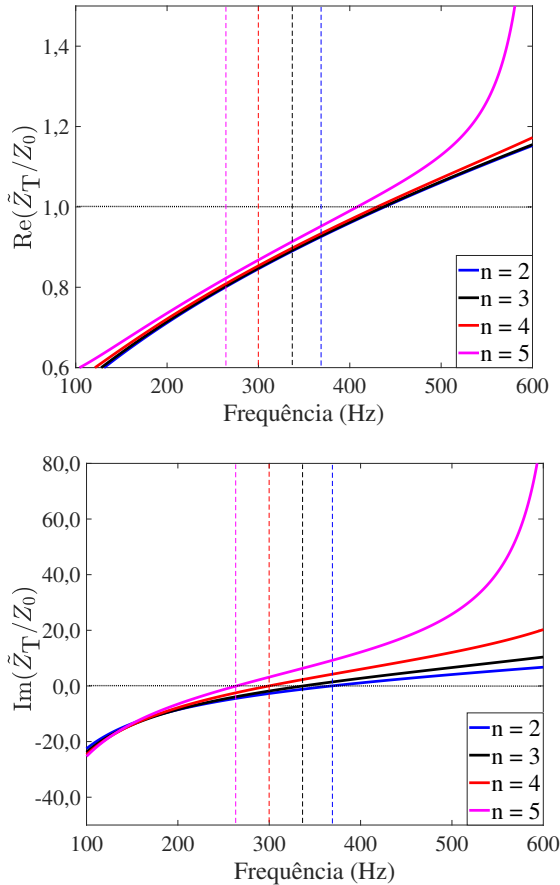


Figura 6: Comportamento da impedância de superfície total do modelo para 2, 3, 4 e 5 espaços enrolados.

isso, a parte imaginária é zero em todos os casos. Consequentemente, a absorção sonora máxima é quase alcançada quando $n = 2$, cuja parte real está mais próxima de 1, o que significa um ajuste quase ideal da impedância de superfície total do metamaterial com a impedância do ar.

Na Figura 4 é notório que dependendo da configuração, o modelo pode apresentar uma absorção sonora com estreita largura de banda relativa. Sendo assim, uma estratégia a ser adotada para ampliar a largura de banda é acoplar paralelamente células unitárias com parâmetros geométricos ou número de espaços enrolados distintos. Assim, a nova impedância do sistema pode ser obtida mediante uma associação em paralelo de impedâncias, a qual é obtida por [6, 48],

$$\frac{1}{\tilde{Z}_{ac}} = \frac{1}{S_o} \sum_{i=1}^{\Pi} \frac{S_{oi}}{\tilde{Z}_{Ti}}, \quad (10)$$

no qual Π é o número de células unitárias acopladas, $S_o = \sum_{i=1}^{\Pi} S_{oi}$, sendo S_{oi} a área de cada célula e \tilde{Z}_{ac} a impedância do sistema acoplado.

A Figura 7 (linha preta pontilhada) ilustra o comportamento do coeficiente de absorção sonora do metamaterial com duas células distintas acopladas, e para efeito comparativo a absorção sonora das células unitárias também é exibida (linhas vermelha e azul contínuas). Nota-se dois picos de absorção sonora a 301 Hz com amplitude 0,94 e a 364 Hz com amplitude de 0,92. Estes picos não coincidem precisamente com os descritos pelas células individuais, devido a influência do acoplamento [49].

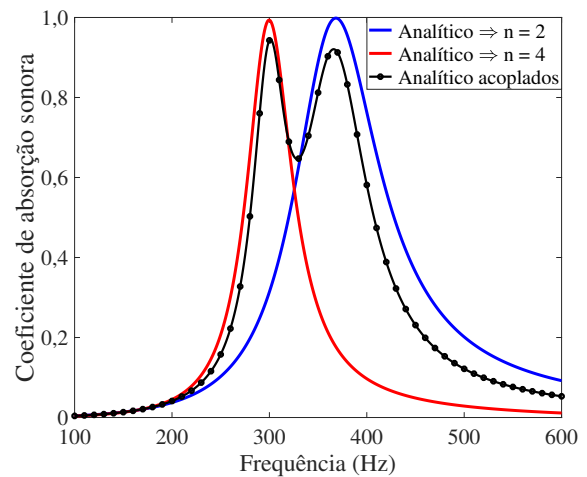


Figura 7: Comportamento do coeficiente de absorção sonora do modelo proposto para células unitárias e acopladas com 2 e 4 espaços enrolados.

Além disso, a nova largura de banda relativa a 50% do máximo de absorção é 129 Hz, e a relação entre a largura de banda e a frequência central é ampliada para 39%. É importante destacar que os picos de absorção sonora do sistema acoplado apresentam amplitudes menores, tal fato se deve à sobreposição dos efeitos decorrentes das distintas células unitárias, o que suprime a amplitude de absorção sonora do sistema acoplado [50].

A Figura 8 ilustra a impedância de superfície total do sistema acoplado. A parte real apresenta valores 1,5 e 1,7 em 301 Hz e 364 Hz, respectivamente, referentes aos picos de absorção da Figura 7. Enquanto isso, a parte imaginária tende

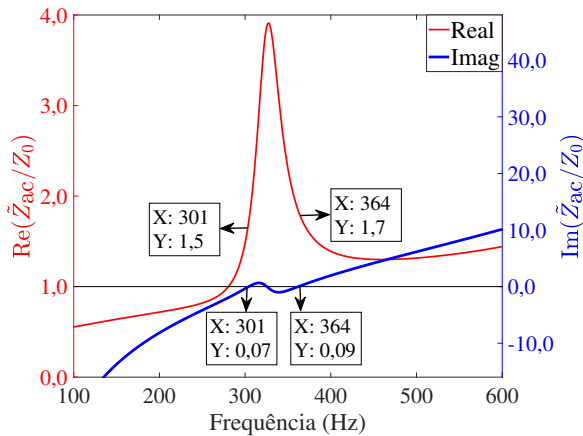


Figura 8: Comportamento da impedância de superfície das células acopladas.

a 0 nestas frequências. Além do mais, nota-se que a parte real da impedância do sistema acoplado apresenta um pico de amplitude 3,9, o mesmo refere-se a região que evidencia o vale existente entre os picos de absorção na Figura 7, ou seja, este vale caracteriza um distanciamento do máximo de absorção sonora e o mesmo é corroborado pelo pico de amplitude da parte real da impedância.

3.2 Simulação por MEF

Utilizando os mesmos parâmetros geométricos da Figura 3, uma validação numérica do MMA foi realizada e seu comportamento está ilustrado na Figura 9. É observada uma boa concordância entre os métodos analítico e numérico, principalmente à medida que o número de espaços enrolados aumentam. Esta maior concordância deve-se ao aumento da influência dos efeitos de atrito viscoso e difusão térmica nos espaços enrolados [5], uma vez que a área de seção transversal destes espaços diminuem. A alteração na posição do pico de absorção sonora para as baixas frequências corroborado nos métodos analítico e numérico, é creditada ao fato deste pico ser induzido pela ressonância severa a qual é produzida pela forte compressão do ar na micro perfuração do painel. Conseqüentemente a energia sonora é principalmente dissipada pelos efeitos das perdas por atrito e amortecimento viscoso tanto na perfuração, como em seguida nos espaços enrolados [35]. A diferença pontual entre os métodos ocorrem, na largura de banda

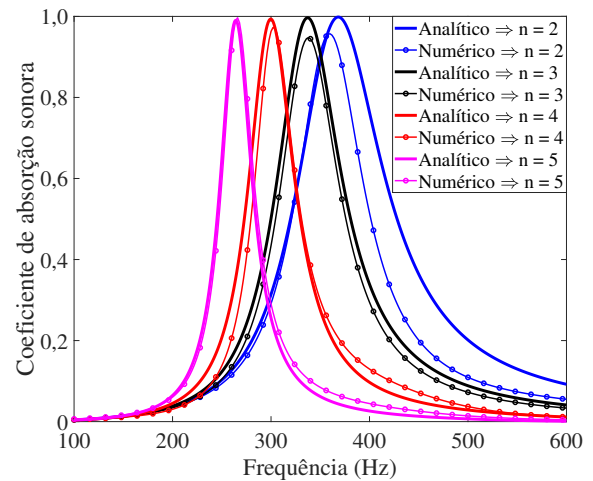


Figura 9: Comportamento teórico e numérico do coeficiente de absorção sonora para 2, 3, 4 e 5 espaços enrolados.

relativa a 50% do máximo de absorção, com um erro relativo de 23,8% e na amplitude com um erro de 3,5%, ambas para a configuração com $n = 2$ espaços enrolados.

Para explorar ainda mais o mecanismo de absorção sonora de baixa frequência do MMA, plotamos o campo de pressão acústica na frequência de ressonância de uma célula unitária com $n = 3$ espaços enrolados (ver Figura 10). Observa-se que a pressão sonora apresenta magnitude 6 vezes maior no final dos espaços enrolados em comparação à entrada do painel (micro perfuração). Como resultado, a energia das ondas incidentes é dissipada principalmente devido ao maior atrito entre a onda acústica e a pe-

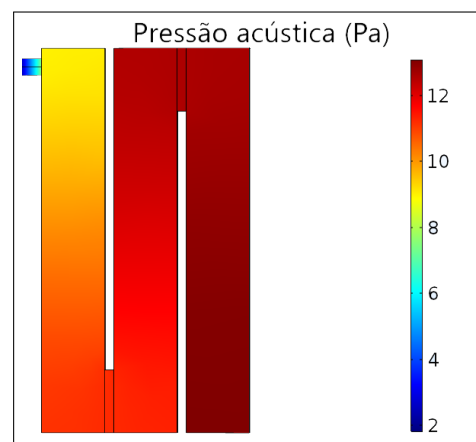


Figura 10: Campo de pressão acústica de uma célula com $n = 3$ espaços enrolados na frequência de atuação (338 Hz).

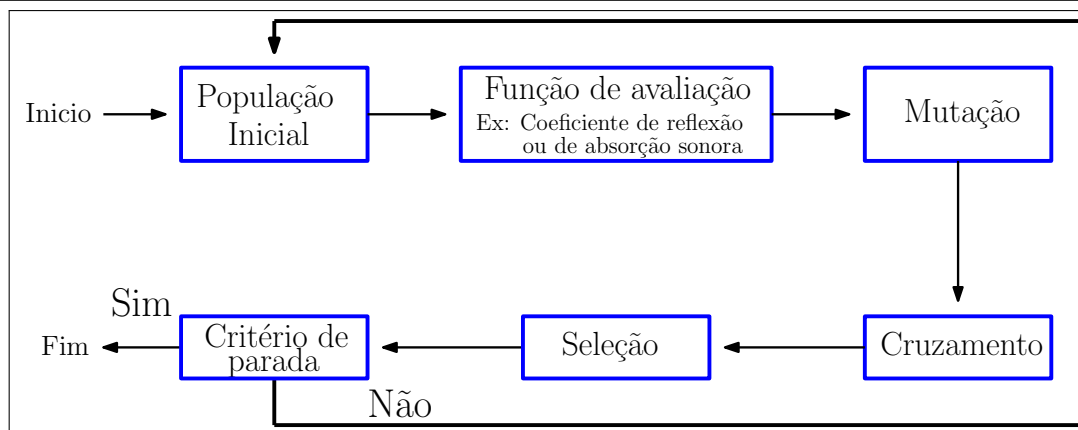


Figura 11: Sequência do algoritmo DE para otimização do coeficiente de absorção sonora.

quena dimensão da micro perfuração. Portanto, o principal mecanismo de absorção de baixa frequência do MMA é a conversão da energia acústica em energia térmica na frequência de ressonância [31].

3.3 Otimização paramétrica

É notório que a absorção sonora total nas baixas frequências por meio do MMA é possível, no entanto, o modelo apresenta diversos parâmetros geométricos de ajuste que permitem alcançar este objetivo. Assim, com o intuito de maximizar sua operacionalidade para a faixa de frequência entre 100 e 300 Hz, uma otimização paramétrica mediante um método heurístico foi realizada, sendo utilizado o algoritmo de Evolução Diferencial (DE^2) [51]. O DE é um algoritmo de busca global estocástico, de fácil implementação, reconhecida eficiência e que utiliza vários vetores de parâmetros dimensionais. O DE baseia-se nos seguintes operadores: mutação, cruzamento e seleção. A sequência de operação do algoritmo encontra-se ilustrado na Figura 11 [52, 53].

A otimização decorre para células unitárias com

²Differential Evolution.

$n = 2$ espaços enrolados somente, a busca pelo valor ótimo decorreu para os parâmetros geométricos h , t e d . Os parâmetros T e b por pouco influenciar o comportamento do modelo e os parâmetros L e m , devido a limitação do tubo de impedância disponível serão mantidos fixos, ou seja, $T = 2$ mm, $b = 1$ mm, $L = 46$ mm e $m = 13$ mm. Os parâmetros variantes foram atribuídos limites inferiores e superiores, conforme a Tabela 1. A população inicial adotada no algoritmo foi de 100 indivíduos, com fator de mutação 0,9, fator de cruzamento 0,5 e o número de gerações de 100 iterações, de maneira a garantir um tempo de processamento não muito longo. Por fim, a função objetivo utilizada na otimização foi

$$F = \sum_{i=1}^{n_f} (1 - \alpha_i(f, h, t, d))^2, \quad (11)$$

sendo α_i o coeficiente de absorção sonora do MMA, f a faixa de frequência para o qual pretende-se obter a absorção sonora ótima, isto é, $100 \leq f \leq 300$ Hz e n_f o número de frequências analisadas. Os resultados das duas otimização paramétrica realizadas estão dispostos na parte inferior da Tabela 1.

Tabela 1: Limites atribuídos aos parâmetros utilizados na otimização. Resultados ótimos fornecidos pela otimização.

Parâmetros geométricos	h [mm]	t [mm]	d [mm]
Limites inferiores e superiores	[10, 40]	[2, 7]	[1,5, 2,5]
Otimização 1	35,0	6,2	2,0
Otimização 2	26,5	3,8	1,9

A Figura 12 ilustra o comportamento do coeficiente de absorção sonora a partir da otimização paramétrica. Conforme observa-se, os picos de absorção sonora estão localizados a 215 Hz e 284 Hz com amplitudes de 0,99, a largura de banda relativa a 50% do máximo de absorção é 68 Hz e 81 Hz, respectivamente. Consequen-

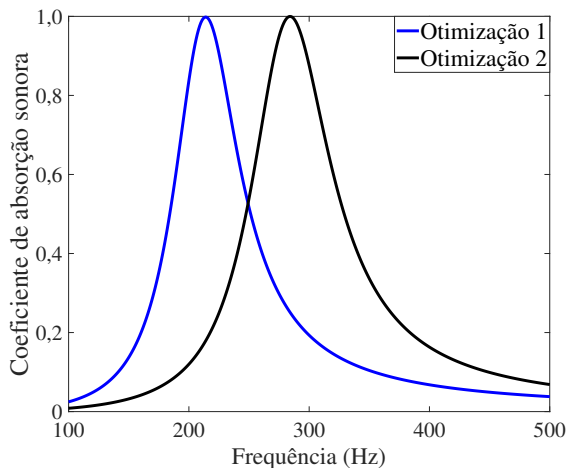


Figura 12: Comportamento do coeficiente de absorção sonora do metamaterial a partir da otimização paramétrica.

temente a relação entre largura de banda e a frequência central é 31,6% e 28,5% para o primeiro e segundo resultado da otimização, respectivamente. Apesar da faixa de frequência imposta na otimização, os valores ótimos fornecidos do parâmetro espessura da cavidade de espaços enrolados h não foram elevados, contudo, os valores do parâmetro espessura do painel foram, isto é, $t = 6,2$ mm e $t = 3,8$ mm, respectivamente. Logo, este último parâmetro é o principal responsável por definir a absorção sonora máxima nas frequências de atuação, uma vez que esta obtenção deve-se ao aumento da quantidade de massa de ar na perfuração do painel (aumento da reatância da massa acústica) contribuir vigorosamente para uma maior dissipação de energia [10, 14]. Assim, conclui-se que o algoritmo *DE* mostrou um desempenho eficaz e convergiu para a maximização pretendida do comportamento acústico do metamaterial.

A Figura 13 ilustra o comportamento da impedância de superfície total que corrobora o desempenho do coeficiente de absorção sonora

adquirido. Pode-se ver facilmente que a parte real (linha vermelha contínua e tracejada) estão próximas de 1 e a parte imaginária (linha preta contínua e tracejada) se aproximam de zero nas frequências dos picos de absorção sonora da Figura 12.

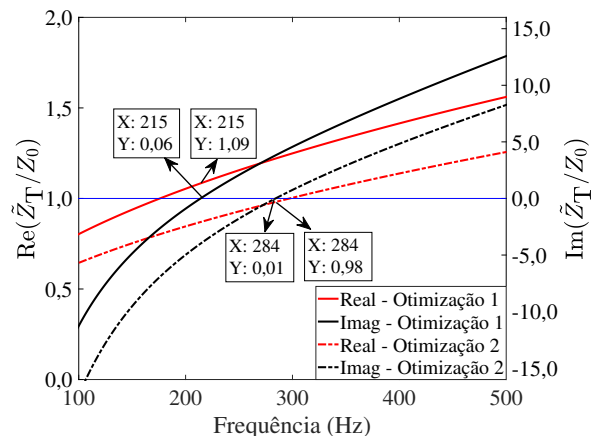


Figura 13: Comportamento da impedância de superfície a partir da otimização paramétrica.

4. ANÁLISE EXPERIMENTAL

O coeficiente de absorção sonora do MMA foi avaliado por meio de ensaios em um tubo de impedância cilíndrico com diâmetro interno de 107 mm, utilizando o método padrão de dois microfones [54]. A relação de equipamentos utilizados nos ensaios e a bancada experimental são elencados na Tabela 2 e na Figura 14, respectivamente.

Tabela 2: Equipamentos utilizados na análise experimental.

Item	Descrição
1	Analizador de sinais Bruel & Kjaer Pulse com 6 canais
2	Desktop Windows XP com software LabShop - versão (19.0.0.128)
3	Microfones B & K tipo 4189-A-021
4	Calibrador B & K tipo 4231
5	Amplificador B & K tipo 2718
6	Medidor de umidade relativa do ar e de temperatura
7	Tubo de impedância

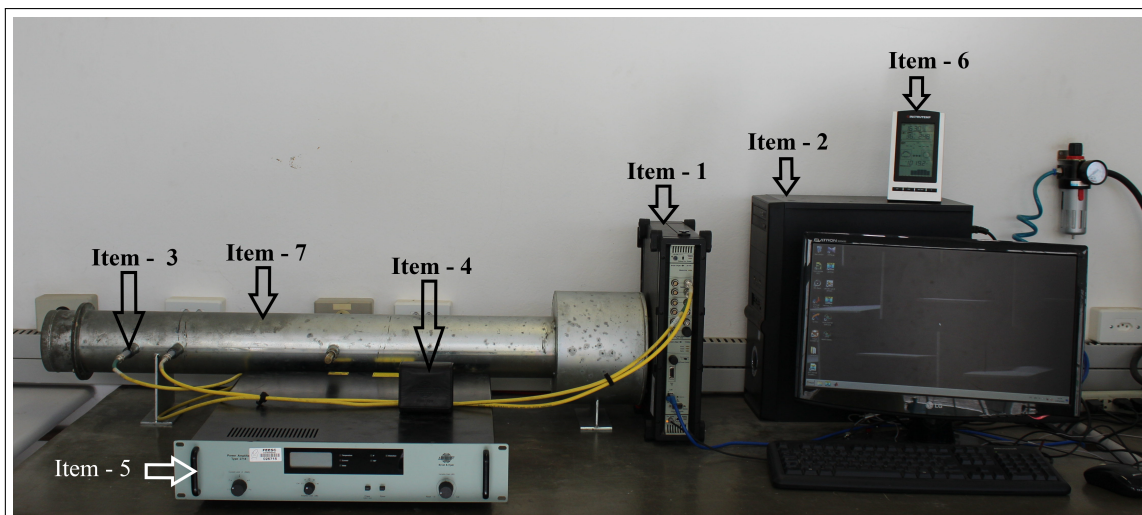


Figura 14: Bancada e equipamentos utilizados na análise experimental.

4.1 Validação experimental da amostra

A partir do resultado da primeira otimização paramétrica, uma amostra contendo células unitárias com $n = 2$ espaços enrolados foi fabricada com a tecnologia de impressão 3D utilizando a técnica de modelagem por fusão e deposição (FDM^3). O material usado na fabricação foi o *ABS*, com uma resolução de 0,1 mm. Devido à limitação do tubo de impedância cilíndrico, a amostra foi fabricada no molde cilíndrico do tubo com um acoplamento de 10 células unitária. A Figura 15 ilustra um esboço e a amostra do metamaterial fabricada.

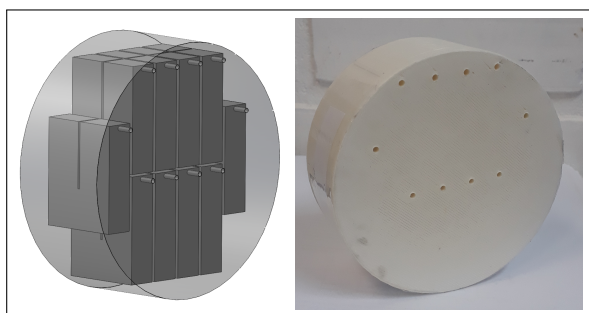


Figura 15: Esboço da estrutura e amostra impressa para o experimento. Os parâmetros geométricos são: $L = 46$ mm, $m = 13$ mm, $h = 35$ mm, $t = 6,2$ mm, $d = 2$ mm, $b = 1$ mm e $T = 2$ mm.

A Figura 16 demonstra o resultado do coeficiente de absorção sonora da amostra para os métodos analítico, numérico e experimental. É

possível verificar uma excelente concordância entre as previsões, em que os picos de absorção sonora estão localizados a 215 Hz com amplitude 0,99; 215 Hz com amplitude 0,95 e 216 Hz com amplitude 0,97 relativo aos métodos analítico, numérico e experimental, respectivamente. Além do mais, a predição experimental corrobora com a teoria, em que a ótima absorção sonora alcançada deve-se ao valor ótimo do parâmetro espessura do painel, quer dizer, $t = 6,2$ mm.

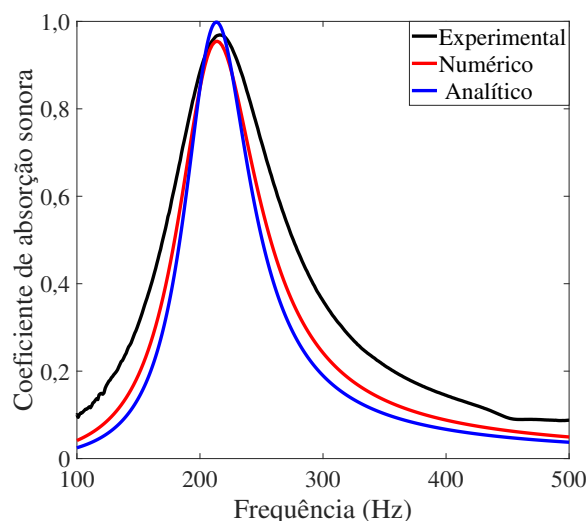


Figura 16: Comportamento teórico, numérico e experimental do coeficiente de absorção sonora da amostra com células unitárias com $n = 2$ espaços enrolados.

³Fused Deposition Modeling

Com relação a largura de banda relativa a 50%,

tem-se 68 Hz, 78 Hz e 106 Hz referentes aos métodos analítico, numérico e experimental, respectivamente. Como consequência, a relação entre a largura de banda e a frequência central do pico é 31,6%, 36,3% e 49,0%, correspondentemente. Uma largura de banda experimental maior que a dos métodos analítico e numérico é alcançada, provavelmente devido à dissipação adicional da energia sonora pelas superfícies rugosa da amostra [55], a qual não é considerada nos métodos analítico e numérico. Por fim, o MMA comporta-se como um absorvedor de sub-comprimento de onda, dado que sua espessura total é menor que o comprimento de onda da frequência de atuação, quer dizer, $(h + t) \approx 0,026\lambda$.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho apresentamos uma análise de um metamaterial acústico do tipo labiríntico na absorção sonora de baixas frequências. As perdas viscotérmicas descritas na predição teórica, uma vez que estes efeitos tornam-se mais evidentes conforme o número de espaços enrolados aumentam, foram corroboradas mediante análise numérica (MEF). Foi investigado teoricamente, que a estratégia de acoplar distintas células objetivando alcançar uma ótima absorção sonora com uma largura de banda relativa ampliada pode ser adotada. Aplicando uma otimização paramétrica com auxílio do algoritmo *DE* chegou-se a conclusão que para galgar uma ótima absorção sonora na faixa de frequência pretendida, o parâmetro espessura do painel t desempenha importante função neste objetivo por imprimir maior dissipação na perfuração do painel. O mecanismo de absorção sonora foi investigado experimentalmente por meio da técnica do tubo de impedância para ondas sonoras de incidência normal, e uma boa concordância na frequência com as demais predições foi alcançada. Finalmente, a ótima absorção sonora e a capacidade de ajuste do modelo torna-o um material inovador no controle da energia sonora relativa às baixas frequências (100 – 300 Hz), desde que o mesmo seja fabricado com qualquer material rígido o suficiente, para que não existam vibrações estruturais de suas paredes

internas e tais efeitos influenciem o seu desempenho acústico.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio financeiro e a infraestrutura disponibilizada para o desenvolvimento desta pesquisa fornecidos pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina (POS-MEC) e pelo Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA).

REFERÊNCIAS

1. BA, Amadou; LAVIE, Antoine; LEBLANC, Alexandre. Soft 3d printed membrane type-acoustic metamaterials. In: *Proceedings of the 23rd International Congress on Sound & Vibration*. [S.l.: s.n.], 2016.
2. PENG, Hao; PAI, P Frank. Acoustic metamaterial plates for elastic wave absorption and structural vibration suppression. *International Journal of Mechanical Sciences*, Elsevier, v. 89, p. 350–361, 2014. doi: [10.1016/j.ijmecsci.2014.09.018](https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2014.09.018).
3. ALLARD, J-F; DAIGLE, Gilles. Propagation of sound in porous media: Modeling sound absorbing materials. Acoustical Society of America, 1994. doi: [10.1121/1.409801](https://doi.org/10.1121/1.409801).
4. BIES, David H; HANSEN, Colin H; CAMPBELL, Richard H. *Engineering noise control*. [S.l.]: Acoustical Society of America, 1996. doi: [10.1121/1.416038](https://doi.org/10.1121/1.416038).
5. WANG, Yang; ZHAO, Honggang; YANG, Haibin; ZHONG, Jie; ZHAO, Dan; LU, Zhongliang; WEN, Jihong. A tunable sound-absorbing metamaterial based on coiled-up space. *Journal of Applied Physics*, AIP Publishing LLC, v. 123, n. 18, p. 185109, 2018. doi: [10.1063/1.5026022](https://doi.org/10.1063/1.5026022).
6. ZHAO, Honggang; WANG, Yang; WEN, Jihong; LAM, Yiu Wai; UMNOVA, Olga. A slim subwavelength absorber based on coupled microslits. *Applied Acous-*

- tics, Elsevier, v. 142, p. 11–17, 2018. doi: [10.1016/j.apacoust.2018.08.004](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.08.004).
7. ALMEIDA, Gildean N. *Análise de um meta-material acústico do tipo labiríntico na absorção sonora de baixas frequências*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2019.
8. MAA, Dah-You. Microperforated-panel wideband absorbers. *Noise control engineering journal*, v. 29, n. 3, p. 77–84, 1987. doi: [10.3397/1.2827694](https://doi.org/10.3397/1.2827694).
9. WANG, Chunqi; HUANG, Lixi; ZHANG, Yumin. Oblique incidence sound absorption of parallel arrangement of multiple micro-perforated panel absorbers in a periodic pattern. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 333, n. 25, p. 6828–6842, 2014. doi: [10.1016/j.jsv.2014.08.009](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2014.08.009).
10. LI, Dengke; CHANG, Daoqing; LIU, Bilong. Enhanced low-to mid-frequency sound absorption using parallel-arranged perforated plates with extended tubes and porous material. *Applied Acoustics*, Elsevier, v. 127, p. 316–323, 2017. doi: [10.1016/j.apacoust.2017.06.019](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.06.019).
11. BRAVO, Teresa; MAURY, Cédric; PINHÈDE, Cédric. Optimising the absorption and transmission properties of aircraft microperforated panels. *Applied acoustics*, Elsevier, v. 79, p. 47–57, 2014. doi: [10.1016/j.apacoust.2013.12.009](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2013.12.009).
12. COBO, Pedro; SIMÓN, Francisco. Multiple-layer microperforated panels as sound absorbers in buildings: A review. *Buildings*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 9, n. 2, p. 53, 2019. doi: [10.3390/buildings9020053](https://doi.org/10.3390/buildings9020053).
13. MAREZE, Paulo H; BRANDÃO, Eric; FONSECA, William D'A; SILVA, Olavo M; LENZI, Arcanjo. Modeling of acoustic porous material absorber using rigid multiple micro-ducts network: Validation of the proposed model. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 443, p. 376–396, 2019. doi: [10.1016/j.jsv.2018.11.036](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2018.11.036).
14. BRANDÃO, Eric. *Acústica de Salas: Projeto e Modelagem*. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2016. ISBN 9788521210061.
15. TANG, Yufan; XIN, Fengxian; HUANG, Lixi; LU, Tianjian. Deep subwavelength acoustic metamaterial for low-frequency sound absorption. *EPL (Europhysics Letters)*, IOP Publishing, v. 118, n. 4, p. 44002, 2017. doi: [10.1209/0295-5075/118/44002](https://doi.org/10.1209/0295-5075/118/44002).
16. JUNG, Jae Woong; KIM, Jae Eun; LEE, Jin Woo. Acoustic metamaterial panel for both fluid passage and broadband soundproofing in the audible frequency range. *Applied Physics Letters*, AIP Publishing LLC, v. 112, n. 4, p. 041903, 2018. doi: [10.1063/1.5004605](https://doi.org/10.1063/1.5004605).
17. WU, Xiaoxiao; FU, Caixing; LI, Xin; MENG, Yan; GAO, Yibo; TIAN, Jingxuan; WANG, Li; HUANG, Yingzhou; YANG, Zhiyu; WEN, Weijia. Low-frequency tunable acoustic absorber based on split tube resonators. *Applied Physics Letters*, AIP Publishing LLC, v. 109, n. 4, p. 043501, 2016. doi: [10.1063/1.495995](https://doi.org/10.1063/1.495995).
18. LI, Junfei; WANG, Wenqi; XIE, Yangbo; POPA, Bogdan-Ioan; CUMMER, Steven A. A sound absorbing metasurface with coupled resonators. *Applied Physics Letters*, AIP Publishing LLC, v. 109, n. 9, p. 091908, 2016. doi: [10.1063/1.4961671](https://doi.org/10.1063/1.4961671).
19. ZHAO, Xiang; CAI, Li; YU, Dianlong; LU, Zhimiao; WEN, Jihong. A low frequency acoustic insulator by using the acoustic metasurface to a helmholtz resonator. *AIP Advances*, AIP Publishing LLC, v. 7, n. 6, p. 065211, 2017. doi: [10.1063/1.4989819](https://doi.org/10.1063/1.4989819).
20. KRUSHYNSKA, AO; BOSIA, F; MINICACI, M; PUGNO, NM. Spider web-structured labyrinthine acoustic metamaterials for low-frequency sound control. *New Journal of Physics*, IOP Publishing, v. 19, n. 10, p. 105001, 2017. doi: [10.1088/1367-2630/aa83f3](https://doi.org/10.1088/1367-2630/aa83f3).
21. LEBLANC, Alexandre; LAVIE, Antoine. Three-dimensional-printed membrane-type acoustic metamaterial for low frequency sound attenuation. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of

- America, v. 141, n. 6, p. EL538–EL542, 2017. doi: [10.1121/1.4984623](https://doi.org/10.1121/1.4984623).
22. DONDA, Krupali; ZHU, Yifan; FAN, Shi-Wang; CAO, Liyun; LI, Yong; ASSOUAR, Badreddine. Extreme low-frequency ultrathin acoustic absorbing metasurface. *Applied Physics Letters*, AIP Publishing LLC, v. 115, n. 17, p. 173506, 2019. doi: [10.1063/1.5122704](https://doi.org/10.1063/1.5122704).
23. GAN, Woon Siong. *New Acoustics Based on Metamaterials*. [S.l.]: Springer, 2017. ISBN 9811063761.
24. ZWIKKER, Cornelis; KOSTEN, Cornelis Willem. *Sound absorbing materials*. [S.l.]: Elsevier, 1949.
25. GROBY, J-P; HUANG, W; LARDEAU, A; AURÉGAN, Y. The use of slow waves to design simple sound absorbing materials. *Journal of Applied Physics*, AIP Publishing LLC, v. 117, n. 12, p. 124903, 2015. doi: [10.1063/1.4915115](https://doi.org/10.1063/1.4915115).
26. JIMÉNEZ, Noé; GROBY, Jean-Philippe; PAGNEUX, Vincent; ROMERO-GARCÍA, Vicente. Iridescent perfect absorption in critically-coupled acoustic metamaterials using the transfer matrix method. *Applied Sciences*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 7, n. 6, p. 618, 2017. doi: [10.3390/app7060618](https://doi.org/10.3390/app7060618).
27. JIMÉNEZ, Noe; HUANG, Weichun; ROMERO-GARCÍA, Vicente; PAGNEUX, Vincent; GROBY, J-P. Ultra-thin metamaterial for perfect and quasi-omnidirectional sound absorption. *Applied Physics Letters*, AIP Publishing LLC, v. 109, n. 12, p. 121902, 2016. doi: [10.1063/1.4962328](https://doi.org/10.1063/1.4962328).
28. ROMERO-GARCIA, Vicente; HLADKY-HENNION, Anne-Christine. *Fundamentals and Applications of Acoustic Metamaterials: From Seismic to Radio Frequency*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2019. ISBN 1786303361.
29. ZHANG, Chi; HU, Xinhua. Three-dimensional single-port labyrinthine acoustic metamaterial: Perfect absorption with large bandwidth and tunability. *Physical Review Applied*, APS, v. 6, n. 6, p. 064025, 2016. doi: [10.1103/PhysRevApplied.6.064025](https://doi.org/10.1103/PhysRevApplied.6.064025).
30. LI, Yong; ASSOUAR, Badreddine M. Acoustic metasurface-based perfect absorber with deep subwavelength thickness. *Applied Physics Letters*, AIP Publishing LLC, v. 108, n. 6, p. 063502, 2016. doi: [10.1063/1.4941338](https://doi.org/10.1063/1.4941338).
31. WU, Fei; XIAO, Yong; YU, Dianlong; ZHAO, Honggang; WANG, Yang; WEN, Jihong. Low-frequency sound absorption of hybrid absorber based on micro-perforated panel and coiled-up channels. *Applied Physics Letters*, AIP Publishing LLC, v. 114, n. 15, p. 151901, 2019. doi: [10.1063/1.5090355](https://doi.org/10.1063/1.5090355).
32. LONG, Houyou; SHAO, Chen; LIU, Chen; CHENG, Ying; LIU, Xiaojun. Broadband near-perfect absorption of low-frequency sound by subwavelength metasurface. *Applied Physics Letters*, AIP Publishing LLC, v. 115, n. 10, p. 103503, 2019. doi: [10.1063/1.5109826](https://doi.org/10.1063/1.5109826).
33. CHEN, Changru; DU, Zhibo; HU, Gengkai; YANG, Jun. A low-frequency sound absorbing material with subwavelength thickness. *Applied Physics Letters*, AIP Publishing LLC, v. 110, n. 22, p. 221903, 2017. doi: [10.1063/1.4984095](https://doi.org/10.1063/1.4984095).
34. SHEN, Yuchen; YANG, Yanye; GUO, Xiasheng; SHEN, Yong; ZHANG, Dong. Low-frequency anechoic metasurface based on coiled channel of gradient cross-section. *Applied Physics Letters*, AIP Publishing LLC, v. 114, n. 8, p. 083501, 2019. doi: [10.1063/1.5081926](https://doi.org/10.1063/1.5081926).
35. WANG, Yang; ZHAO, Honggang; YANG, Haibin; ZHONG, Jie; WEN, Jihong. A space-coiled acoustic metamaterial with tunable low-frequency sound absorption. *EPL (Europhysics Letters)*, IOP Publishing, v. 120, n. 5, p. 54001, 2018. doi: [10.1209/0295-5075/120/54001](https://doi.org/10.1209/0295-5075/120/54001).
36. LI, Yong; LIANG, Bin; GU, Zhong-ming; ZOU, Xin-ye; CHENG, Jian-chun. Unidirectional acoustic transmission through a prism with near-zero refractive index. *Applied Physics Letters*, American Institute of Physics, v. 103, n. 5, p. 053505, 2013. doi: [10.1063/1.4817249](https://doi.org/10.1063/1.4817249).
37. STINSON, Michael R. The propagation of plane sound waves in narrow and wide circular tubes, and generalization to uniform tubes of arbitrary cross-sectional shape. *The Journal*

- of the *Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, v. 89, n. 2, p. 550–558, 1991. doi: [10.1121/1.400379](https://doi.org/10.1121/1.400379).
38. MAREZE, Paulo Henrique. *Análise da influência da microgeometria na absorção sonora de materiais porosos de estrutura rígida*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2013. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/106792/320039.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.
39. RYOO, Hyeonbin; JEON, Wonju. Dual-frequency sound-absorbing metasurface based on visco-thermal effects with frequency dependence. *Journal of Applied Physics*, AIP Publishing LLC, v. 123, n. 11, p. 115110, 2018. doi: [10.1063/1.5017540](https://doi.org/10.1063/1.5017540).
40. MAA, Dah-You. Potential of microperforated panel absorber. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, v. 104, n. 5, p. 2861–2866, 1998. doi: [10.1121/1.423870](https://doi.org/10.1121/1.423870).
41. RAYLEIGH, J.W.S. *The Theory of Sound*, 2. Aufl., Bd. 1-2. [S.l.]: London: MacMillan & Co, 1926.
42. CRANDALL, Irving Bardshar. *Theory of vibrating systems and sound*. [S.l.]: D. Van Nostrand Company, 1926.
43. INGARD, Uno. On the theory and design of acoustic resonators. *The Journal of the acoustical society of America*, Acoustical Society of America, v. 25, n. 6, p. 1037–1061, 1953. doi: [10.1121/1.190723](https://doi.org/10.1121/1.190723).
44. MELLING, Thomas Henry. The acoustic impedance of perforates at medium and high sound pressure levels. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 29, n. 1, p. 1–65, 1973. doi: [10.1016/S0022-460X\(73\)80125-7](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(73)80125-7).
45. FOK, VA. *Doklady akademii nauk*. [S.l.]: SSSR, 1941.
46. RZHEVKIN, Sergeĭ Nikolaevich. *A course of lectures on the theory of sound*. [S.l.]: Pergamon Press; [distributed in the Western Hemisphere by Macmillan, New York], 1963.
47. YANG, Min; SHENG, Ping. Sound absorption structures: From porous media to acoustic metamaterials. *Annual Review of Materials Research*, Annual Reviews, v. 47, p. 83–114, 2017. doi: [10.1146/annurev-matsci-070616-124032](https://doi.org/10.1146/annurev-matsci-070616-124032).
48. TANG, Yufan; REN, Shuwei; MENG, Han; XIN, Fengxian; HUANG, Lixi; CHEN, Tianning; ZHANG, Chuanzeng; LU, Tian Jian. Hybrid acoustic metamaterial as super absorber for broadband low-frequency sound. *Scientific reports*, Nature Publishing Group, v. 7, p. 43340, 2017. doi: [10.1038/srep43340](https://doi.org/10.1038/srep43340).
49. WANG, Chunqi; HUANG, Lixi. On the acoustic properties of parallel arrangement of multiple micro-perforated panel absorbers with different cavity depths. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, v. 130, n. 1, p. 208–218, 2011. doi: [10.1121/1.3596459](https://doi.org/10.1121/1.3596459).
50. MERKEL, A; THEOCHARIS, G; RICHOUX, Olivier; ROMERO-GARCÍA, Vicente; PAGNEUX, V. Control of acoustic absorption in one-dimensional scattering by resonant scatterers. *Applied Physics Letters*, AIP Publishing LLC, v. 107, n. 24, p. 244102, 2015. doi: [10.1063/1.4938121](https://doi.org/10.1063/1.4938121).
51. STORN, Rainer; PRICE, Kenneth. Differential evolution—a simple and efficient heuristic for global optimization over continuous spaces. *Journal of global optimization*, Springer, v. 11, n. 4, p. 341–359, 1997. doi: [10.1023/A:1008202821328](https://doi.org/10.1023/A:1008202821328).
52. VITALIY, Feoktistov. *Differential evolution—in search of solutions*. [S.l.]: Springer, New York, 2006. doi: [10.1007/978-0-387-36896-2](https://doi.org/10.1007/978-0-387-36896-2).
53. GASPAR-CUNHA, António; TAKAHASHI, Ricardo; ANTUNES, Carlos Henggeler. *Manual de computação evolutiva e metaheurística*. [S.l.]: Imprensa da Universidade de Coimbra/Coimbra University Press, 2012. ISBN 9789892601502.
54. ORGANIZATION, International Standards. *Acoustics—Determination of Sound Absorption Coefficient and Impedance in Impedance Tu-*

bes—Part 2: Transfer-Function Method. [S.l.]: International Standards Organization Geneva, Switzerland, 1998.

55. KANDLIKAR, Satish G; SCHMITT, Derek; CARRANO, Andres L; TAYLOR, James B. Characterization of surface roughness effects on pressure drop in single-phase flow in mini-channels. *Physics of Fluids*, American Institute of Physics, v. 17, n. 10, p. 100606, 2005. doi: [10.1063/1.1896985](https://doi.org/10.1063/1.1896985).

Desenvolvimento e otimização de silenciador automotivo orientado a protótipos Formula Student

Piccini, A.¹ ; Mareze, P. H.² ; Martins, M. E. S.³ ; Fonseca, W. D'A.⁴ 

^{1,2,4} Engenharia Acústica, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS,
{alexandre.piccini, paulo.mareze, will.fonseca}@eac.ufsm.br

³ Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, mario@mecanica.ufsm.br

Resumo

Competições Formula Student/FSAE estipulam limites de ruído para os protótipos veiculares *Formula SAE* de combustão interna, de forma a não agredir a saúde auditiva de participantes. A regulamentação vigente nestas competições estipula limites de nível de pressão sonora de até 103,0 dB(C) em marcha lenta e 110,0 dB(C) em todas as outras faixas de operação do motor, sob determinadas condições de medição. Muitas equipes demonstram dificuldades em atender esses critérios de forma eficaz, visto que estudos de caso de sucesso são raramente documentados. Este trabalho propõe métodos para este fim, discutindo detalhadamente a concepção e a otimização de silenciadores para os casos citados. Formas de caracterização e modelagem do problema são abordadas com base na potência sonora da fonte e na predição de níveis de pressão sonora. Protótipos e o processo de tomada de decisão são propostos e discutidos detalhadamente. Posteriormente, a aplicação de algoritmos genéticos à otimização de silenciadores em baixas frequências aliada ao método de matrizes de transferência é abordada. Além disso, a análise pelo método de elementos finitos é realizada com o propósito de estender o intervalo de frequências estudadas e também verificar os efeitos da aplicação de materiais porosos. Mil gerações, com 50 indivíduos cada, são estimadas, direcionando o projeto em estudo para reduzir o nível de pressão sonora global previsto em 3,3 dB(C), em média. O trabalho resulta em um projeto que atinge seguramente os limites estabelecidos por regulamento. A validação do protótipo construído nas duas condições de avaliação constatou níveis de pressão sonora de 89,9 dB(C) e 108,5 dB(C), respectivamente.

Palavras-chave: silenciador, otimização, algoritmo genético, formula sae, veicular.

PACS: 43.10.Sv, 43.20.Hq, 43.20.Jr, 43.20.Mv, 43.30.Zk, 43.50.-x, 43.50.Gf.

Design and optimization of automotive silencers oriented to Formula Student prototypes

Abstract

Formula Student/FSAE competitions establish noise limits for Formula SAE prototypes powered by internal-combustion engines; thus ensuring auditory protection for all participants. Current regulations establish sound pressure level (SPL) limits of 103,0 dB(C) and 110 dB(C) for idle engine speed and *test speed* conditions, respectively, under specifically determined measurement conditions. Many teams often struggle to comply with such regulations effectively, given that successful case studies are seldom documented. This work proposes a methodology for just such a purpose through detailed discussion of designing and optimizing the construction of such silencers, for the cases cited herein. Characterization and modeling methods are addressed based upon source sound power levels and sound pressure level prediction. The prototypes are proposed and discussed in detail, as well as the decision-making process involved for their selection. Furthermore, the application of Genetic Algorithms to silencer optimization (in the low-frequency range) linked to the transfer matrix method is conducted and discussed. A thousand generations (with 50 individuals each) are studied, directing the case under study to reduce predicted global sound pressure levels by 3,3 dB(C) on average. This study has resulted in a design that safely complies with the limits set by current regulations. With respect to validation, the prototype built under both conditions measured 89,9 dB(C) and 108,5 dB(C), respectively.

Keywords: muffler, optimization, genetic algorithm, formula sae, vehicle.

1. INTRODUÇÃO

O presente trabalho propõe-se a expor a metodologia empregada para a concepção de um silenciador focado para a equipe Formula UFSM, que compete na competição Fórmula SAE Brasil anualmente e, em virtude disso, necessita soluções apropriadas para o controle de ruído do veículo. Serão discutidas as limitações e exigências de tal projeto, abordando o processo de concepção e posterior otimização a luz destas, culminando em um protótipo fabricado e testado, atestando sua efetiva funcionalidade no final do ciclo de projeto.

1.1 FSAE/Formula Student

Formula SAE (ou Formula Student) trata-se de uma competição estudantil proposta pela sociedade dos engenheiros automotivos (SAE – Society of Automotive Engineers), cujo propósito consiste em preparar os estudantes de engenharia para o mercado de trabalho da mobilidade de forma prática e competitiva [1]. As equipes são encarregadas de apresentar protótipos monoposto *open-wheel*¹ projetados, construídos e validados pelos próprios estudantes, com base em diversas regulamentações de segurança e competição vigentes.

Dentro do aspecto de regulamentação em relação à segurança do protótipo, um dos parâmetros técnicos avaliados consiste em limites de ruído estabelecidos para o sistema de exaustão. No regulamento oficial [1], consta que duas condições de teste serão avaliadas para motores de combustão interna:

1. *Marcha lenta*: na velocidade em que o motor estabiliza sem carga, o nível de pressão sonora é limitado a 103 dB em ponderação C, em integração rápida (125 ms); e
2. “*Velocidade de teste*”: na velocidade média de pistão de 914,4 m/min, arredondada para o múltiplo de 500 RPM mais próximo (correspondente a 11000 RPM no motor

¹Do mesmo padrão de veículo utilizado em competições como Formula 1, Formula Indy, Formula Renault e afins.

utilizado), o nível de pressão sonora não deverá ultrapassar 110 dB em ponderação C, em integração rápida (125 ms).

Em todas as outras condições de operação, o limite de 110 dB também não deve ser ultrapassado sob nenhuma circunstância. A medição deve ser executada a 0,5 m do tubo de saída do sistema, na mesma altura, em 45° em relação a direção dos gases.

Outras regulamentações também se aplicam ao sistema, como direcionamento dos gases e exposição de partes quentes a usuários e pessoas próximas, mas que não são relevantes para este trabalho em específico. Estes e demais detalhes estão disponíveis no regulamento oficial [1].

1.2 Caso em estudo

A Universidade Federal de Santa Maria (UFSM) é representada na competição FSAE Brasil pela equipe Formula UFSM, cujo protótipo de 2018 (Figura 1) e o desenvolvimento de seu silenciador será documentado neste estudo. O protótipo denominado *Sefton* é movido por um motor original da motocicleta Honda CBR600RR 2008 [2], cuja velocidade de 11000 RPM representa a velocidade de teste comentada anteriormente. O motor possui quatro cilindros dos quais, no sistema de exaustão, os gases residuais são todos unidos a um único duto em determinado ponto. O sistema de exaustão foi caracterizado em relação à sua potência sonora e composição de gases – detalhes que serão melhor abordados mais adiante.



Figura 1: Protótipo Sefton - Formula UFSM 2018.

2. REVISÃO TEÓRICA

Esta seção retomará tópicos essenciais para a compreensão deste trabalho, de forma a complementar a compreensão dos procedimentos documentados em seções seguintes.

2.1 Fontes acústicas em controle de ruído

Sobre a perspectiva de controle de ruído [3], considera-se como fonte acústica qualquer objeto capaz de produzir potência acústica, de forma a irradiar esta potência no ambiente circundante. Neste sentido, ao procurar o controle de ruído, evidentemente faz-se necessária a redução da potência irradiada (ou recebida) da forma mais apropriada possível. Sendo assim, o controle de ruído de fontes busca metodologias eficazes para produzir tal resultado.

2.2 Filtros passivos

Ao procurar atingir o objetivo recém mencionado, o projetista terá de fazer o uso de dispositivos que possam executar a tarefa da redução de potência a ser irradiada para algum ponto de interesse. De forma livre, denomina-se estes dispositivos como **filtros reativos**, pois são capazes de reter (ou cancelar por alguma outra forma) parte da energia a ser irradiada [3].

Dentro do tema de filtros acústicos são encontrados dois grupos principais possíveis de serem implementados: **passivos** e **ativos**. Filtros passivos utilizam princípios reativos de retenção de energia (por meio de artefatos geométricos) e princípios dissipativos, utilizando-se do fenômeno viscotérmico [4] que materiais porosos podem apresentar a campos sonoros. Filtros ativos, de forma diferente, geralmente utilizam técnicas de controle automatizado em que identificam-se os sistemas [5] que devem ser controlados e produzem-se sinais em fase oposta para o cancelamento (idealmente) total do campo acústico em determinada região do espaço. A denominação de *ativo*, mais exatamente, por definição se deve ao fato de que estes sistemas exigem a introdução de energia externa (em forma elétrica, por exemplo) para seu funcionamento apropriado.

A maioria dos casos de controle de ruído em exaustão de automóveis consiste apenas em filtros passivos por vários motivos, entre eles os custos envolvidos com fabricação e manutenção, assim como a facilidade de implementação e a confiabilidade envolvidas. Da mesma forma, neste trabalho serão abordados assuntos pertinentes ao desenvolvimento e otimização de um filtro *passivo* para o caso em questão [6].

2.3 Perda de transmissão

Foi mencionado anteriormente que procura-se atenuar a potência a ser irradiada por uma fonte acústica em especial. O filtro passivo a ser utilizado pode ser caracterizado por diversos parâmetros. Entre eles, está a *perda de transmissão* (PT), ou ainda *Transmission Loss* (TL), na bibliografia em inglês [6]. A perda de transmissão é definida pela potência perdida em função do filtro isoladamente de outras influências – fator descritor bastante pertinente aos propósitos em foco. Para um silenciador automotivo por exemplo, dada uma potência incidente W_i , a potência transmitida W_o relaciona-se com PT de forma que:

$$PT = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{W_i}{W_o} \right) \text{ [dB]}. \quad (1)$$

2.4 Perda por inserção

A *perda por inserção* (doravante referenciada pela sigla PI), ou *Insertion Loss* [6], é definida pela diferença entre a *potência* radiada *sem* um determinado filtro e *com* o determinado filtro [7]. Ao invés da razão entre a potência de entrada e de saída (Equação 1), trata-se da razão entre a potência radiada *sem* e *com* o filtro:

$$PI = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{W_{sem}}{W_{com}} \right) \text{ [dB]}. \quad (2)$$

Para as aplicações deste trabalho, a diferença crucial entre PI e perda de transmissão PT consiste no fato de que o resultado do PI não é apenas dependente do filtro em si (que é o caso da perda de transmissão), mas também na con-

dição de radiação especificamente. Em termos mais teóricos, quando a impedância de radiação $Z_r \rightarrow \rho_0 c_0$, tem-se que $PI \rightarrow PT$, sendo ρ_0 e c_0 a densidade do ar e velocidade do som no meio, respectivamente, e $\rho_0 c_0$ sendo a *impedância acústica característica*. De fato, medições de PT de filtros acústicos como silenciadores funcionam exatamente desta forma, procurando similar ao máximo uma terminação na forma $\rho_0 c_0$, anecoica, com a utilização de material poroso. Embora esta técnica não assegure exatamente uma impedância de entrada $\rho_0 c_0$, ela exerce uma aproximação devidamente próxima [6].

Em uma radiação de uma terminação tubular para um espaço aberto, algumas interferências consideráveis ocorrem [8]. Isso se deve à impedância de radiação consideravelmente diferente nessa condição. Neste trabalho, o conceito de PI será constantemente preferido em relação a PT, por já considerar os efeitos das terminações utilizadas.

2.5 Método de matrizes de transferência

O método de matrizes de transferência [9] se propõe a modelar sistemas unidimensionais acústicos identificando os diferentes elementos, como tubos, câmaras e ressonadores, e caracterizando-os relacionando a relação entre pressão e velocidade de volume de entrada e saída por meio de uma matriz, seguindo a lógica:

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ Q_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_o \\ Q_o \end{Bmatrix}, \quad (3)$$

em que p_i e Q_i representam a pressão e velocidade de volume de entrada, p_o e Q_o representam o mesmo, respectivamente, para a saída. Os termos de A a D são específicos ao sistema sendo modelado (os diversos sistemas possíveis são discutidos e quantificáveis em Munjal, 2014 [6]). O método propõe-se a quantificar sistemas acústicos *unidimensionais* e, portanto, apenas é válido para a faixa de frequências em que os sistemas apresentam tais condições. A frequência de corte f_c , em que os primeiros modos transver-

sais e/ou axiais podem-se manifestar em tubos, é dada [6] por

$$f_c = \frac{1,84 c_0}{\pi D}, \quad (4)$$

sendo que c_0 é a velocidade do som no meio e D é o *maior diâmetro* utilizado no arranjo. Apenas abaixo desta frequência pode-se assegurar que será observado um campo acústico unidimensional. Por este motivo, o método das matrizes de transferência só pode ser utilizado confiavelmente até tal faixa.

Convenientemente, uma série de diferentes elementos pode ser considerada como um único elemento multiplicando suas diversas matrizes em ordem adequada, contribuindo para uma matriz geral que correlaciona todo o sistema entre sua saída e entrada [6]. Pela sua simplicidade e eficiência numérica, o método foi utilizado no desenvolvimento deste trabalho, especialmente no que tange otimização, para uma eficiente fase de detalhamento do projeto.

Apesar da simplicidade e a fácil implementação, a determinação das matrizes de elementos de diversos segmentos de um silenciador pode tornar-se uma atividade laboriosa. Além disso, Da Silva, 2016 [10], comenta que a sua aplicação deixa de ser atraente quando a geometria dos tubos e cavidades são irregulares e quando a faixa de frequência de análise ultrapassa a região de ondas planas. Por isso, abordagens por meio de elementos finitos e elementos de contorno têm sido desenvolvidas para estudo de silenciadores e filtros acústicos. Com esse intuito, o método de elementos finitos será brevemente apresentado a seguir, sendo este utilizado ao longo do trabalho para análises em maiores intervalos de frequência. Para maiores detalhes sobre os métodos aqui mencionados com aplicação em filtros acústicos e silenciadores, veja [11–15]. O método de elementos finitos será empregado nesse trabalho com intuito de avaliação e comparação, mas não para otimização.

2.6 Método dos elementos finitos

O *Método dos elementos finitos* (ou FEM²) trata-se de um método pertencente aos métodos de formulações variacionais [16], que permite a resolução numérica de problemas de equações diferenciais de forma flexível e com boa exatidão. O método, quando aplicado para acústica, utiliza-se da forma de Galerkin para reescrever a equação da onda e realizar a integração numérica ao longo do domínio do problema, gerando um sistema matricial que pode ser resolvido por inversão de matrizes. Da equação da onda

$$\nabla^2 \tilde{p} - k^2 \tilde{p} = 0, \quad (5)$$

em que ∇^2 é o Operador Laplaciano, k é o número de onda de interesse e \tilde{p} é a pressão a ser encontrada ($\{\tilde{\cdot}\}$ representa uma grandeza complexa), obtém-se a forma fraca

$$\begin{aligned} & \int_{\Omega_f} [\nabla \delta \tilde{p} \cdot \nabla \tilde{p} - k^2 \delta \tilde{p} \tilde{p}] dV \dots \\ & - \int_{\partial \Omega_{f,N}} \delta \tilde{p} (\rho_0 \omega^2 \bar{U} \cdot \bar{n}) dS \dots \\ & + \int_{\partial \Omega_{f,R}} \delta \tilde{p} (jk\tilde{\beta}) \tilde{p} dS = 0, \end{aligned} \quad (6)$$

considerando a frequência angular ω , o volume V , a área S , a admitância acústica específica normalizada $\tilde{\beta}$, o valor médio do deslocamento de uma face do domínio \bar{U} , o vetor normal \bar{n} , a variação admissível $\delta \tilde{p}$, o domínio³ Ω_f e os contornos⁴ $\partial \Omega_{f,N}$ e $\partial \Omega_{f,R}$ a se aplicar condições de velocidade e admitância, respectivamente. A discretização do domínio computacional, a interpolação nodal e a lógica de integração entre elementos leva a Equação 6 ao sistema matricial, [16]

$$\begin{aligned} W(\tilde{p}, \delta \tilde{p}) = & (\mathbf{H} - \omega^2 \mathbf{Q} \dots \\ & \dots + j\omega \mathbf{A}) \{\tilde{\mathbf{p}}\} - \{\mathbf{f}\} = 0, \end{aligned} \quad (7)$$

composto pela matriz global de rigidez \mathbf{H} , de massa \mathbf{Q} , de admitância \mathbf{A} e pelo vetor global residual $\{\mathbf{f}\}$, em que resolve-se o sistema para o vetor de pressões nodais $\{\tilde{\mathbf{p}}\}$.

Características relevantes a serem consideradas sobre este método consistem em observar o custo computacional envolvido, tanto com relação ao tamanho físico do problema, assim como a faixa de frequências que procura-se estudar. A malha de elementos finitos precisa ser gerada observando que elementos de dimensões exacerbadas irão implicar em inexatidão numérica, também considerando que o aumento da frequência exige a diminuição do tamanho dos elementos para a manutenção da exatidão numérica. Sendo assim, problemas com dimensões grandes e/ou em altas frequências tendem a ser custosos computacionalmente e, eventualmente, inviáveis em virtude do tempo de resolução envolvido. Para este trabalho, portanto, a utilização do FEM será limitada para análises mais pontuais e minuciosas nas fases de conceito e de otimização do projeto. O FEM será usado com o propósito de preencher as lacunas deixadas pela limitação do método de matrizes de transferência, também levando em conta quaisquer complexidades geométricas dos protótipos propostos. Esta flexibilidade e eficácia de modelagem pode ser vista como exemplo em trabalhos como [17–20].

2.7 Algoritmo genético

No campo de pesquisa operacional, o algoritmo genético (GA ou *Genetic Algorithm*) é um processo de otimização inspirado no evolucionismo, que conta com operações como o *crossover*, *mutação* e *seleção* [21]. Idealmente, uma determinada função objetivo $Q(a, b, \dots)$ a ser minimizada, com quaisquer número de variáveis independentes, é testada com valores aleatórios de entrada. Aos valores específicos utilizados dá-se o nome de *indivíduos* e, ao conjunto de valores testados em uma só vez dá-se o nome de *geração*. No final da computação de um conjunto (ou geração), avaliam-se os valores

² *Finite Element Method* em inglês.

³ Sendo f designação de *fluido*.

⁴ Os subíndices N e R significam condições de Neumann e Robin, respectivamente (mais informações em [16]).

mais “adaptados” ao propósito de minimização e *seleciona-se* uma determinada porcentagem dos melhores *indivíduos* (processo devidamente chamado de “seleção”). Dos valores selecionados, um novo rol de *indivíduos* é gerado por meio de mutação e/ou *crossover* (que podem ser melhor compreendidos em Riazzi [22]) e, então, avaliados de acordo com a *função objetivo*. Esse processo iterativo se repete até que uma das condições de parada seja atingida. Estas condições geralmente consistem em

- máximo tempo computacional;
- máximo número de gerações; e
- valor de tolerância para considerar que uma solução *ótima* foi atingida,

sendo que, em tal momento, a computação é encerrada e um resultado otimizado é retornado ao usuário. O pensamento principal circundante ao método baseia-se nos três processos mencionados que, numericamente, convergirão gradativamente para o conjunto de valores *melhor evoluídos* ao mesmo tempo que se exploram regiões com baixa tendência. O *crossover* garante sua natureza estocástica. A mutação garante seu estudo nas proximidades de boas soluções já conhecidas – o que pode ser associado ao comportamento do método das secantes ou tangentes no encontro de zeros em funções [23].

O algoritmo genético será utilizado neste trabalho otimizando exemplos de silenciadores na região de baixas frequências, utilizando o método de matrizes de transferência. Aliando a eficiência computacional do método de matrizes de transferência com a abrangência do GA, procura-se explorar ao máximo as possibilidades a serem encontradas nesta região, que geralmente apresenta difícil trabalho.

3. METODOLOGIA

Considerando os conceitos recém abordados, será possível o desenvolvimento e otimização de um projeto de silenciador automotivo a ser descrito neste trabalho. O processo metodológico será dividido em três partes principais:

1. Fase de caracterização: em que o problema em questão será investigado a fim de averiguar os requerimentos a serem satisfeitos pelo projeto sendo desenvolvido. Formas de utilização dos dados adquiridos também serão abordadas;
2. Fase conceitual: em que diferentes soluções serão propostas e avaliadas, culminando em uma conclusão que melhor atenda as necessidades do projeto anteriormente determinadas; e
3. Fase de otimização: em que o conceito definido na fase anterior será explorado com mais detalhamento por meio das técnicas de otimização abordadas.

3.1 Fase de caracterização

Como já discutido, no que tange às fontes acústicas, essas podem ser majoritariamente descritas pela sua potência acústica – aspecto relevante ao se projetar filtros com base na perda por transmissão, que trata diretamente da perda de potência causada na transmissão entre uma terminação e outra. Sendo assim, a potência da fonte de interesse precisa ser averiguada.

O motor de combustão interna em questão (apresentado na Seção 1.2), pode ser medido de acordo com a norma ISO 3744:2010, “*Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure – Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane*” [24], que define procedimentos para medição de fontes acústicas acima de planos refletivos (como, por exemplo, asfalto) – o que se mostra conveniente para o caso em questão. Como discutido na Seção 1.1, existem duas situações principais de interesse em relação à compreensão da potência acústica da fonte: a condição *sem carga* (também conhecida como em *marcha lenta*) e a condição *de teste*, em que estipula-se a velocidade de 11000 RPM para o motor deste trabalho. A fonte em questão foi medida sem silenciador para as duas condições, sendo os resultados expostos na Figura 2.

As medições foram realizadas em 19 pontos dispostos em torno de uma semi-esfera de 4 m, centralizada no tubo de saída da exaustão. O microfone Bruel & Kjør Type 4189 acoplado ao analisador Bruel & Kjør Type 2270 foi utilizado para medições de pressão nessas posições. Esta instrumentação é classificada como *Classe 1* em relação à sua precisão⁵. Os dados de pressão foram integrados ao longo de 10 s em cada posição para a condição de marcha lenta, e ao longo de 2 s para a condição de “velocidade de teste”. Esta última condição teve sua integração limitada por razões de segurança do sistema de arrefecimento do protótipo, que permaneceu estacionário durante duas horas de medição. Os dados de NPS⁶ foram utilizados para calcular a potência sonora (mostrada na Figura 2), de acordo com as equações especificadas na norma [24]. Em relação ao ruído de fundo no local de medição, nenhuma banda de terço de oitava na faixa audível necessitou correções, de acordo com o critério da norma. Níveis de ruído de fundo não excederam 64,2 dB durante a medição.

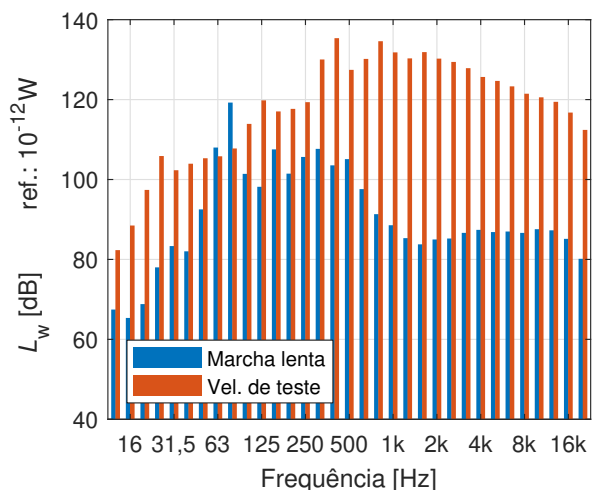


Figura 2: Potência sonora medida de acordo com a norma ISO 3744:2010, nas duas condições de interesse para a fonte em questão (resultados dados em terços de oitava).

⁵ A repetibilidade é garantida dentro de um intervalo de $\pm 0,2$ dB.

⁶ Definido como Nível de Pressão Sonora.

3.1.1 Predição de nível de pressão sonora a partir da potência conhecida

Se assumir que a direcionalidade da terminação em estudo se manterá a mesma se a velocidade de escoamento manter-se razoavelmente a mesma, assim como o diâmetro da tubulação, antes e após a inserção de um novo filtro. Entende-se por direcionalidade a resposta em intensidade de uma determinada fonte acústica em função da direção de propagação para uma determinada frequência [25].

Também se assumirá a constância de outros parâmetros, como a razão de calores específicos γ , densidade e temperatura do gás. Isso abre o precedente para a comparação direta de resultados de pressão sonora antes-depois com base na medição de potência sonora (que também mediu pressões sonoras). Sendo a direcionalidade e distância inalteradas, espera-se que a mudança na pressão sonora seja proporcional à mudança causada pelo PI do filtro utilizado. Desta forma, o NPS com o filtro $L_{p_{com}}$ pode ser facilmente relacionado ao NPS sem o filtro $L_{p_{sem}}$ e um determinado PI calculado, de forma que

$$L_{p_{com}} = L_{p_{sem}} - PI. \quad (8)$$

De forma alternativa, a predição pode ser abordada de forma mais abrangente se for considerado, para um filtro conhecido, a potência sonora emitida com o filtro $L_{W_{com}}$ (o que levará em consideração a mudança de impedância na fonte), a perda por inserção conhecida deste filtro, e a pressão sonora emitida com este filtro conhecido. Uma função C_W pode ser proposta aqui e calculada de forma a ajustar o resultado previsto para coincidir com o NPS observado. Sendo assim, abrindo os termos da potência sonora com o filtro de acordo com [26], tem-se que

$$L_{p_{com}} = L_{W_{sem}} - PI + K + C_W, \quad (9)$$

em que K é dado por:

$$K = -10 \log_{10}(2\pi r_m^2), \quad (10)$$

para uma condição de radiação em campo livre com um plano horizontal refletor, para uma distância radial de medição r_m . Conduzindo o procedimento descrito, pôde-se obter os resultados apresentados na Figura 3.

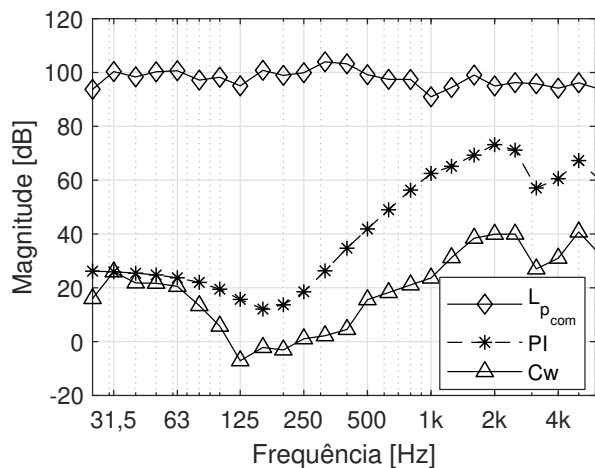


Figura 3: $L_{p,com}$ medido, PI conhecida e C_w para um silenciador.

Portanto, por meio dos dados de potência sonora obtidos e demais dados experimentais disponíveis, faz-se possível elaborar um modelo simples de trabalho para predição de NPS. O tempo de processamento envolvido com o cálculo deste modelo mostrou-se insignificante, pois apenas poucas operações em vetores relativamente pequenos estão envolvidas.

3.1.2 Composição do gás da exaustão do protótipo

Sendo a impedância acústica característica dada por $\rho_0 c_0$, faz-se imperativo compreender a composição do gás presente no sistema de exaustão, que consistirá no domínio acústico de interesse e que, inclusive, influenciará na PI observada. Os dados necessários para a correta caracterização do domínio e predição do PI consistem em temperatura T , razão dos calores específicos γ e densidade ρ_0 . Estes podem ser medidos ou simulados, assumindo-se que haverá determinada inexatidão nos resultados simulados mas que,

em geral, não será substancial a ponto de levar a conclusões equivocadas.

Para este trabalho serão utilizados os dados já adquiridos por simulação em um trabalho prévio [27], desenvolvido sobre o mesmo sistema de exaustão, dispostos na Tabela 1.

Tabela 1: Dados simulados sobre a composição de gás do sistema de interesse.

Propriedade	Valor
Temperatura	1023 K
γ	1,292
Densidade	0,324 kg/m ³
Velocidade do som	618,7 m/s

3.2 Fase conceitual

Em posse das informações obtidas na etapa anterior, é possível delinear possíveis protótipos de silenciadores. Na fase conceitual serão abordadas as propostas de diferentes soluções de silenciamento realizada para o caso em estudo, descrevendo os princípios de concepção e avaliação de cada conceito.

Nas Seções 3.2.1 e 3.2.2 serão detalhados os processos de concepção de protótipos, revisando pontos importantes encontrados na literatura em relação à aplicação da teoria de controle de ruído neste caso específico. Análises preliminares em baixa frequência utilizando o método de matrizes de transferência serão abordadas na Seção 3.2.3, focada em quantificar o desempenho dos protótipos recém propostos por meio de um método computacional de custo baixo. Na Seção 3.2.4 se aprofundarão as análises conduzidas por matrizes de transferência, estendendo o intervalo de frequências estudado por meio do método de elementos finitos (FEM), também considerando a influência de materiais porosos nos protótipos estudados. Por fim, todas as análises feitas até então serão utilizadas na Seção 3.2.6, em que os desempenhos dos protótipos serão comparados entre si. Os que apresentarem os melhores resultados serão selecionados para serem aprimorados na fase de otimização, documentada na Seção 3.3.

3.2.1 Brainstorming: considerações iniciais

Para a realização da fase de *brainstorming* foram consideradas as técnicas tradicionais [28] em silenciadores reativos, como

- câmaras de expansão [18, 19];
- dutos estendidos [6, 28]; e
- ressonadores de quarto de comprimento de onda [28].

Outros dispositivos reativos foram desconsiderados. O ressonador de Helmholtz, por exemplo, pode ser mostrado em diversos trabalhos [29–31] como maléfico à performance acústica do filtro como um todo na presença de escoamento rasante⁷. Existe escassa ou inexistente documentação da aplicação de ressonadores de membrana em aplicações automotivas deste tipo – provavelmente devido à dificuldade de implementação e custos envolvidos na produção em larga escala. Por este motivo, este dispositivo foi desconsiderado no desenvolvimento deste trabalho.

Para além dos dispositivos reativos, foram usados dispositivos dissipativos na concepção dos protótipos, no formato tradicional encontrado em aplicações automotivas. Isto é, um tubo perfurado concêntrico a uma câmara de expansão, confinando na câmara o material poroso e a isolando do escoamento, que passará apenas pelo tubo.

Como pode ser observado no trabalho de Munjal [6], algumas observações pertinentes ao desenvolvimento de conceitos podem ser trazidas a este escopo. Como o autor conclui no Capítulo 8, câmaras de expansão são primordiais como dispositivos para a região de baixas frequências, sendo também uma topologia muito confiável devido a sua redução na velocidade do escoamento (devido a seção transversal muito maior que a de tubos). Estas podem

sempre ser acompanhadas de *tubos estendidos*, uma vez que não existem desvantagens conhecidas no uso solitário da câmara de expansão. Deve-se observar, também, que os picos altamente reativos de ressonadores de quarto de onda e extensões de tubo não serão observados de forma tão proeminente na prática, em virtude dos efeitos aeroacústicos envolvidos no problema [6, 29–31]. Por fim, os diâmetros das câmaras de expansão, assim como a razão entre suas áreas de seção transversal e as áreas de seção transversal dos tubos conectados a elas, devem ser maximizados para a maximização da curva de perda por transmissão (algo principalmente importante nas baixas frequências). Consequentemente, isso levará a projetos com massas elevadas e, portanto, se torna um compromisso entre os objetivos relacionados ao controle de ruído e aos demais objetivos envolvidos no projeto automotivo. Tal compromisso deve ser especificamente encontrado para cada projeto.

3.2.2 Brainstorming: aplicação ao caso estudado

Como pode ser observado na Figura 2, algumas conclusões podem ser realizadas analisando as curvas de potência sonora, a saber:

1. Praticamente todas as bandas de terço de oitava medidas possuem níveis de potência altamente consideráveis, sendo que todas acima de 100 Hz apresentam mais de 115 dB de nível de potência. Portanto, considerando o limite máximo de 110 dB de NPS *global*, qualquer banda que apresente um controle de ruído ineficiente invalidaria o projeto.
2. As soluções puramente reativas tenderão a não apresentar robustez nos seus resultados em altas frequências, devido ao seu comportamento altamente modal. Por este motivo, enfatiza-se a necessidade de uma solução robusta e eficiente para estas regiões, como é o caso da aplicação de materiais porosos no conjunto.

⁷Tradução livre de *grazing flow*, conforme observado nos trabalhos citados.

Ressaltando-se, então, a necessidade de ambos os tipos de técnicas (reativas e dissipativas), concluiu-se que um silenciador híbrido se faz necessário para o caso em estudo. Um total de 12 diferentes propostas foram criadas para o silenciamento do sistema, sendo que apenas cinco destas serão apresentadas a seguir: Conceitos A, B, D, G e H, apresentados nas Figuras 4 a 8.

O Conceito A cria três diferentes discontinuidades de seção transversal em sua primeira câmara, criadas pelas duas extensões de tubos. O tubo comunicando as câmaras 1 e 2 é dimensionado de forma a criar o efeito mencionado anteriormente, assim como sintonizar outro ressonador de quarto de onda na câmara 2 em uma frequência maior do que a frequência de ressonância original da câmara 2. Uma camada dissipativa também foi posicionada no final da segunda câmara de forma a aproveitar os benefícios da incidência normal, o que força a saída a ser posicionada perpendicular à casca do silenciador. A primeira câmara de todos os conceitos estudados utilizou materiais dissipativos em alguma forma para minimizar o risco de ressonância entre a casca e a incidência do campo acústico – que, por sua vez, poderia transformar a estrutura em um segundo radiador; algo que foi observado no passado e evitado com sucesso em virtude desta decisão.

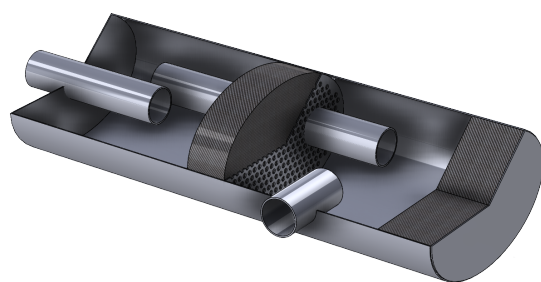


Figura 4: Conceito A - Sentido de escoamento: entrada pela esquerda e saída pelo canto de baixo da figura.

O Conceito B foca em uma abordagem mais minimalista, assumindo que a faixa de baixas frequências não será substancial, mas não a negligenciando completamente. Portanto, apresenta uma casca com propriedades reativas ao mesmo tempo que utiliza materiais porosos em suas terminações. A saída foi posicionada de

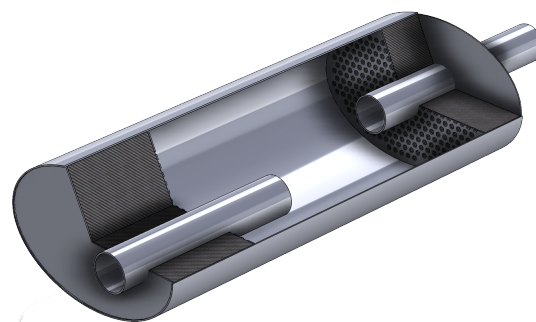


Figura 5: Conceito B - Sentido de escoamento: entrada pelo canto inferior esquerdo e saída pelo canto superior direito da figura.

forma a prevenir a transmissão de muitos dos modos radiais [6, 32].

O Conceito D está focado em, principalmente, aproveitar a máxima eficiência possível das camadas de materiais porosos enquanto se produzem diversos descasamentos de impedância, caracterizando diversos filtros reativos. Também incorpora o conceito de *reversão de escoamento* [32]. Devido ao fato de que esse conceito possui a maioria das suas câmaras sintonizadas para a região das frequências intermediárias, uma casca adicional foi proposta para mitigar as deficiências da região de baixas frequências do espectro. Esta casca é a mesma proposta no Conceito H, a ser apresentado logo a seguir.

O Conceito G segue uma direção similar ao Conceito B, com uma camada de ar adicional no final. Esta camada de ar foi proposta de forma a melhorar a eficiência de montagens com materiais porosos na região de baixa frequência do espectro. Os dutos de saída também procuram manter a mesma área de seção transversal do que a do Conceito B (para não causar maiores perdas de potência ao motor). Contudo, a diferença principal de utilizar diâmetros menores é o benefício obtido em virtude das impedâncias de radiação. Menores diâmetros tendem a reduzir a eficiência de radiação nas mais baixas frequências do espectro (o que pode ser claramente inferido em [33]).

O Conceito H procura atingir um extremo seguro no compromisso entre perda de potência e acréscimo de massa ao protótipo, preferindo manter as decisões ao mínimo restritivas pos-

síveis, permitindo dimensões maiores. Todo o espectro, exceto pela região de baixas frequências, é tratado de forma robusta por meio de uma grande seção de material poroso na primeira câmara. Uma segunda casca funciona como um longo ressonador de tubo estendido, de forma a mitigar a região de baixas frequências ao máximo possível.

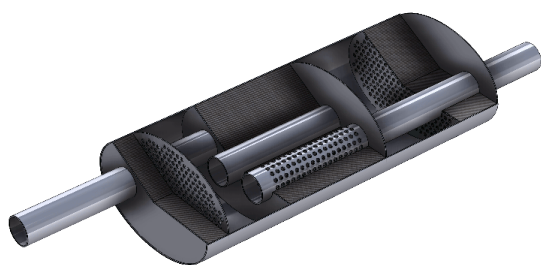


Figura 6: Conceito D - Sentido de escoamento: entrada pela direita e saída pelo canto superior esquerdo da figura.

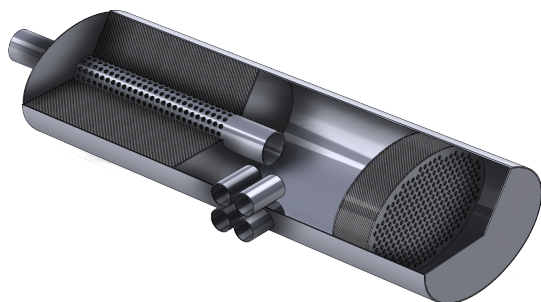


Figura 7: Conceito G - Sentido de escoamento: entrada pelo canto superior esquerdo e saída pelo canto inferior da figura.

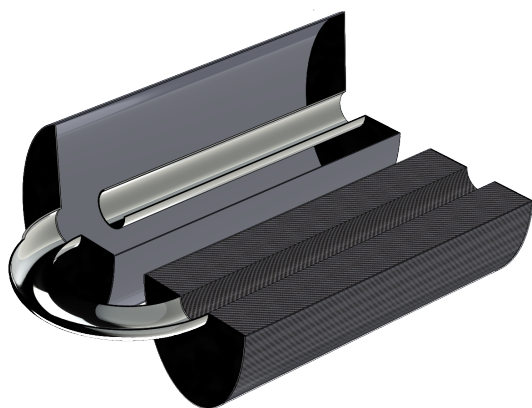


Figura 8: Conceito H - Sentido de escoamento: entrada pela direita (câmara dissipativa) saída pela câmara reativa.

3.2.3 Análise pelo método de matrizes de transferência

Os conceitos propostos até então podem ser avaliados em relação ao seu desempenho como filtros acústicos com o uso de modelos de matrizes de transferência. Esse procedimento se faz conveniente devido ao seu custo computacional extremamente baixo e ótima exatidão na região de baixa frequência, abaixo da frequência de corte. Os conceitos desenvolvidos foram avaliados até a frequência de 500 Hz por meio deste método, pois materiais porosos foram negligenciados no modelo formulado⁸. Como condição de contorno, a impedância de radiação na terminação de saída dos silenciadores é imposta de acordo com o previsto para tubos não-flangeados [6], ao invés da terminação anecoica $\rho_0 c_0$. Isso implica que ao se avaliar a diferença entre o nível de potência incidente e o nível de potência transmitido, avaliam-se os valores de perda **por inserção** dos conceitos avaliados, em vez dos valores de perda **por transmissão**. Os resultados desta avaliação podem ser observados na Figura 9, sendo dispostos na Tabela 2 os resultados de L_p global previstos a partir destas curvas.

Tabela 2: Sumário de valores de L_p previstos a partir dos valores de PI simulados via método de matrizes de transferência.

Conceito	L_p previsto
A	113,5 dB
B	115,6 dB
D	109,2 dB
G	111,5 dB
H	109,1 dB

⁸Devido à maior facilidade de realizar a modelagem sem considerar arranjos com materiais porosos, como em tubos concêntricos à câmaras preenchidas por materiais porosos.

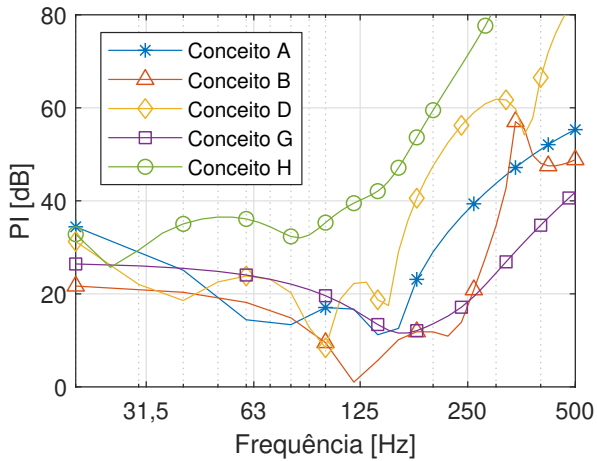


Figura 9: Curvas de PI simuladas através do método de matrizes de transferência.

3.2.4 Análise FEM

O Método dos elementos finitos (FEM) pode ser uma ferramenta confiável para a predição da perda de transmissão ou inserção em silenciadores. Esta análise será realizada com o propósito de estender o intervalo de frequências estudadas, passando a considerar o campo de pressão gerado a partir da frequência de corte de ondas planas, assim como considerar os efeitos causados por materiais porosos nos conceitos estudados, como já mencionado.

A modelagem consiste primariamente em considerar uma superfície de velocidade de volume na entrada dos silenciadores estudados, simulando uma onda plana incidente, enquanto uma condição de impedância $\rho_0 c_0$ é aplicada na superfície de saída do volume. Todos os outros contornos são considerados como *parede rígida*, condição de contorno considerada como “natural” no modelo FEM acústico, em que a derivada parcial da pressão em relação à direção normal da face livre do elemento é nula. Ou, a velocidade de partícula normal à parede é nula.

Em relação aos intervalos no domínio da frequência a serem estudados, pode-se observar na Figura 2 que a parte mais substancial da potência sonora do protótipo está concentrada entre 500 Hz e 8 kHz. Devido ao custo computacional envolvido, a computação será realizada apenas de 20 Hz até 6 kHz, e um va-

lor constante será assumido para frequências superiores, determinado a partir da média dos resultados próximos a 6 kHz. Pode ser observado, em modelos anteriores, que silenciadores com substancial presença de materiais porosos apresentavam a tendência de um crescimento consistente da PI em função da frequência após determinada região da frequência em torno de 3 kHz a 4 kHz. Essa observação, aliada com a presença de menores níveis de potência na parte superior do espectro da Figura 2, indica segurança em adotar a regra prática proposta aqui. Assume-se que qualquer erro gerado por esta decisão não será capaz de causar efeitos substanciais em níveis de pressão sonora globais.

Todas as geometrias foram discretizadas através do *software* Gmsh [34], de livre acesso. A malha criada foi importada em um *software in-house*⁹ de elementos finitos para acústica. Todos os silenciadores, sem exceções, foram discretizados com tetraedros, utilizando condição de simetria quando possível, truncando a geometria pela metade e aplicando condição de parede rígida na interface criada pelo truncamento (assumindo que não haverá modos transversais no eixo perpendicular ao eixo de simetria). Em todos os casos, elementos isoparamétricos lineares foram utilizados, com dimensões máximas $D_{\text{máx}}$ limitadas de acordo com a velocidade do som¹⁰ considerada c_0 e a frequência máxima de análise de 6 kHz, sendo os elementos restritos a $\frac{1}{8}$ do comprimento de onda mínimo em avaliação:

$$D_{\text{máx}} \leq \frac{c_0}{(f_{\text{máx}})(8)} \quad \text{e} \quad (11)$$

$$\frac{600 \text{ m/s}}{(6 \text{ kHz})(8)} = 12,5 \text{ mm}. \quad (12)$$

A Tabela 3 relata, para cada um dos cinco conceitos documentados aqui, o número de elementos e nós, a duração da simulação e o número de passos no domínio da frequência dos mo-

⁹*Software* de desenvolvimento e uso interno de parte dos autores envolvidos no trabalho.

¹⁰O valor de 600 m/s é de conhecimento prévio para o sistema de exaustão em estudo.

delos FEM criados para cada conceito. Adicionalmente, identificam-se os modelos nos quais pôde ser utilizada a condição de contorno de simetria. As simulações foram computadas em um computador pessoal com processador Intel Core i7-7500U com *clock* de 2,90 GHz, 16 GB de memória RAM DDR4, de modelo Lenovo Ideapad 320 - 80YH0000BR. Todas as simulações foram conduzidas sem rodar outros processos de significativo uso de processamento ao mesmo tempo.

3.2.5 Cálculo de PT por meio do FEM

A potência de entrada do modelo é conhecida por ser imposta diretamente, enquanto a potência de saída pode ser deduzida pela decomposição da amplitude das frentes de onda no duto de saída, com posterior cálculo da potência associada com a amplitude das ondas direcionadas à jusante. A decomposição das frentes de onda segue a lógica de que, para um campo acústico unidimensional (como em um tubo e abaixo da frequência de corte), a pressão incidente P_i pode ser deduzida de acordo com a Equação 28 do Anexo A, levando em consideração a velocidade de partícula no eixo \tilde{U} e a pressão acústica total no ponto de interesse \tilde{p} :

$$P_i = \frac{\tilde{p} + \rho_0 c_0 \tilde{U}}{2} \quad (13)$$

O Anexo A fornece mais informações em relação à dedução desta equação e sua aplicação utilizando uma solução FEM. Sendo possível calcular P_i , pode-se calcular a potência de saída W_o associada a P_i no tubo de saída de um silenciador, multiplicando a intensidade acústica [25] pela área de seção transversal S do tubo de

interesse:

$$W_o = \frac{|P_i|^2}{2 \rho_0 c_0} S. \quad (14)$$

A PT pode ser, então, calculada utilizando as potências de entrada W_i e saída W_o ,

$$PT = 10 \log_{10} \left(\frac{W_o}{W_i} \right) \quad (15)$$

Finalmente, tendo dados suficientes para o cálculo da perda por transmissão, a perda por inserção pode ser calculada considerando as influências da impedância de radiação desejada. Estes resultados podem ser analisados na Figura 10.

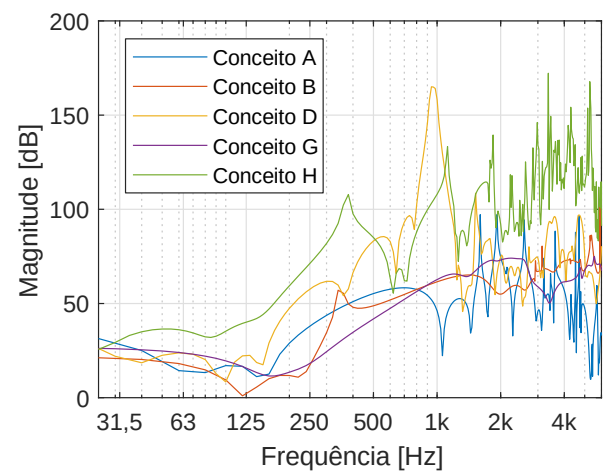


Figura 10: Curvas de PI simuladas por meio do método FEM.

Os resultados após o processamento devido podem ser observados na Tabela 4, na qual os NPSs previstos podem ser consultados.

Tabela 3: Estatísticas referentes aos modelos FEM computados dos cinco conceitos estudados.

Modelo	Elementos	Nós	Simétrico	Duração	Passos de frequência
A	42613	8831	Sim	17m 42s	277
B	32775	7908	Sim	16m 10s	277
D	110630	21873	Não	1h 15m 24s	277
G	42080	8538	Sim	22m 19s	277
H	332428	59721	Não	4h 59m 19s	277

Tabela 4: Sumário de valores de L_p previstos a partir dos ILs simulados via FEM.

Conceito	L_p previsto
A	124,8 dB
B	117,8 dB
D	110,7 dB
G	112,6 dB
H	109,1 dB

3.2.6 Seleção de conceitos para otimização

Para a próxima etapa deste trabalho, relacionada ao processo de otimização, faz-se conveniente analisar os casos estudados até então e, a partir dos dados disponíveis, julgar quais protótipos possuem maior potencial de sucesso em uma possível fase de otimização. As diferentes análises possibilitam traçar conclusões sobre diferentes pontos de vista.

Na primeira análise com o método de matrizes de transferência, foi possível observar o desempenho dos protótipos em baixas frequências apenas. O isolamento desta faixa de frequências, que possui abordagem limitada em relação ao controle de ruído, permite visualizar quais protótipos adaptam-se melhor a esta faixa e, portanto, não exigirão grandes esforços neste sentido em uma possível fase de otimização.

Na segunda, uma visão mais abrangente sobre os protótipos é possibilitada, sendo a influência de materiais porosos prevista de forma mais exata, também incluindo todo o espectro em consideração.

Sendo assim, pela primeira análise pode-se perceber que os protótipos D e H apresentam o melhor comportamento em baixas frequências. Na segunda análise, quando todas as bandas são consideradas, os Conceitos A e B demonstram-se destacadamente péssimos em desempenho. Novamente, os Conceitos D e H apresentam as melhores condições em termos de controle de ruído. A luz destas observações, os Conceitos D e H foram escolhidos para prosseguir às etapas relacionadas à otimização.

3.3 Fase de otimização

A fase de otimização foi dividida em duas etapas principais. A primeira etapa, relacionada com a otimização dos protótipos em baixas frequências, por meio de GA estudando dimensões específicas dos dois conceitos escolhidos pelo método de matrizes de transferência. Esta etapa assegura que o máximo potencial dos protótipos será extraído em relação aos seus desempenhos em baixas frequências. Na segunda etapa, os protótipos serão novamente analisados em elementos finitos para identificar possíveis melhorias pontuais que poderão ser efetuadas.

3.3.1 Algoritmo genético aplicado a matrizes de transferência

Sendo compreendido que o método de matrizes de transferência é bastante eficiente computacionalmente, abre-se o precedente para o seu uso em larga escala de iterações em métodos de otimização, como o método de algoritmos genéticos. Serão estudadas variações de comprimento em câmaras e tubos. Diâmetros, contudo, geralmente são limitados por padrões disponíveis comercialmente e, portanto, raramente podem ser sujeitos ao processo de otimização.

No Conceito D, as dimensões mostradas na Figura 11 foram escolhidas para estudo. Na primeira casca, a primeira câmara C1 foi escolhida por ser a de maior dimensão e, portanto, a que possui o maior potencial para melhorias em baixas frequências. Da mesma forma, na última câmara o seu comprimento C2, assim como o tubo estendido D2 foram sujeitas a otimização, de forma a procurar melhorias em baixas frequências.

No Conceito H, as dimensões mostradas na Figura 12 foram elencadas como sujeitas a otimização. Em baixas frequências, a câmara C3 comporta-se de forma praticamente indiferente ao material poroso e, portanto, pode apresentar grande potencial em baixas frequências. O mesmo raciocínio se aplica às dimensões C4 e C5. A dimensão C4 engloba a soma da câmara que se comunica à casca superior e a camada de material poroso confinada no final do cilindro

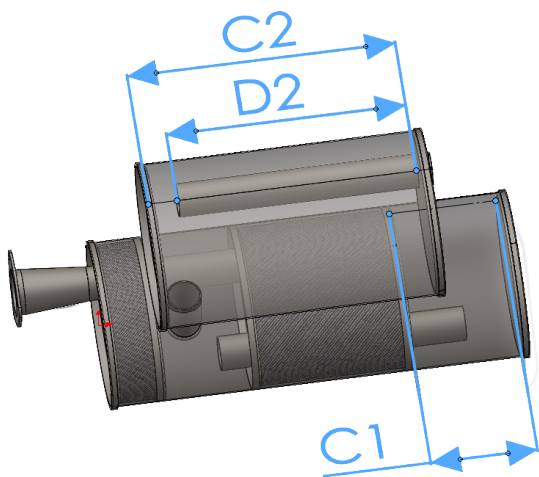


Figura 11: Dimensões sujeitas a otimização no Conceito D.

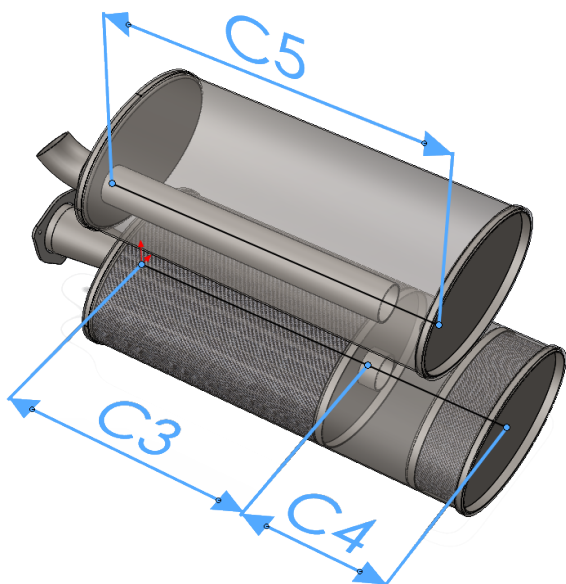


Figura 12: Dimensões sujeitas a otimização no Conceito H.

(de comprimento fixo). Todas as três dizem respeito aos comprimentos de câmaras, sendo que nenhum tubo vem a ser estudado.

O algoritmo genético utilizado foi configurado de forma a estudar a evolução ao longo de 1000 gerações de 50 indivíduos cada, utilizando intervalos de dimensões próximos às dimensões originais, tendo como limite dimensões máximas de projeto e restrições de fabricação. Nas Tabelas 5 e 6 os resultados obtidos podem ser observados. Gerações novas foram criadas com taxa de *crossover* de 80%, procurando minimizar a função objetivo discutida a seguir.

Compreende-se que a proposta desta etapa de

Tabela 5: Resultados da otimização por GA em baixa frequência para o Conceito D. Valores de L_p consideram dados até 500 Hz na velocidade de teste do protótipo.

	C1	C2	D1	L_p
Antes	95 mm	200 mm	140 mm	109,2 dB
Depois	120 mm	301 mm	285 mm	106,2 dB

Tabela 6: Resultados da otimização por GA em baixa frequência para o conceito H. Valores de L_p consideram dados até 500 Hz na velocidade de teste do protótipo.

	C3	C4	C5	L_p
Antes	225 mm	100 mm	300 mm	109,1 dB
Depois	261 mm	150 mm	371 mm	105,6 dB

otimização é de explorar possíveis melhorias na faixa de baixas frequências. Já foi discutido, também, que esta faixa costumeiramente apresenta dificuldades em fornecer melhorias. Como estratégia de otimização, a função objetivo Q a ser otimizada deverá, portanto, ponderar frequências mais baixas considerando-as como mais importantes que frequências mais altas. Para este propósito, foi proposta uma função ponderação $W(f)$ tal que:

$$W(f) = 1 - \frac{f}{f_n}, \quad (16)$$

em que f_n é a máxima frequência de análise. A função objetivo então é dada pela ponderação da PI simulada pela função $W(f)$, integrando o resultado da ponderação na frequência entre 20 Hz e 500 Hz (limites escolhidos para análise), de forma a retornar um único valor:

$$Q = - \int_{20}^{500} PI(f) W(f) df. \quad (17)$$

Em virtude do GA tradicional procurar *minimizar* funções ao invés de *maximizá-las*, o resultado negativo da integral é considerado. A Figura 13 demonstra o efeito que a ponderação $W(f)$ exerce sobre uma curva de PI de exemplo. Destaca-se que, embora o comportamento da função $W(f)$ seja linear, este comportamento não é destacado na figura devido ao eixo logarítmico utilizado. A função obje-

tivo, portanto, é graficamente equivalente à área abaixo da curva cinza no gráfico, que tende a ser pouco alterada por melhorias em frequências mais altas.

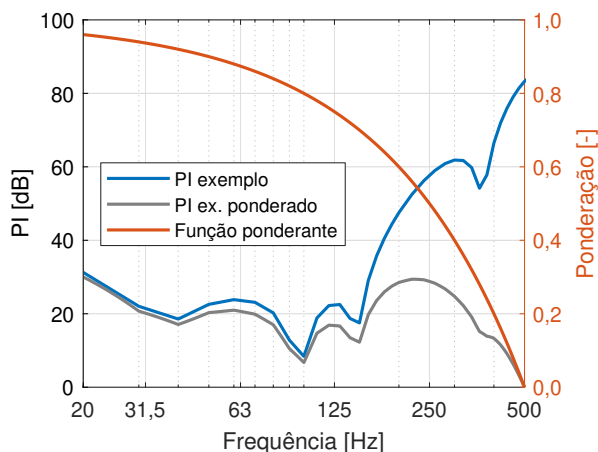


Figura 13: Demonstração da função objetivo utilizada em GA para a otimização da perda por inserção PI em baixas frequências. Uma curva de exemplo é utilizada para demonstrar o efeito da ponderação.

Outros trabalhos como [35] e [36] empregam técnica similar, porém considerando a média dos valores de PI. O objetivo desses trabalhos está direcionado à perda de inserção como um todo, ao contrário do proposto nesta seção. A metodologia, contudo, assemelha-se às dos trabalhos citados.

3.3.2 Reanálise FEM

De forma a verificar a extensão das mudanças realizadas na etapa anterior, as novas configurações foram estudadas novamente utilizando-se FEM, estendendo a análise em frequência até 6 kHz. Neste momento se faz possível reanalisar a utilização de materiais porosos e as dimensões atingidas pelo processo de otimização recém findado. Caso os resultados observados sejam mais eficientes do que o necessário, por exemplo, as dimensões otimizadas podem ser relaxadas de forma a reduzir massa ou reduzir a perda de potência exercida ao motor de combustão interna.

Algumas das principais mudanças realizadas neste processo, de forma iterativa, foram:

- Deficiências nas altas frequências foram detectadas no Conceito D, o que levou ao aumento das dimensões da casca inferior, aumentando a dimensão da câmara com materiais porosos;
- Em geral, bandas de frequência próximas a 100 Hz apresentavam PI insatisfatórias. Para correção, foi realizado o aumento das câmaras superiores em ambos os projetos; e
- Entre outros ajustes.

As respostas de perda de inserção (PI) finais podem ser observadas na Figura 14, sendo os resultados finais previstos para L_p dispostos na Tabela 7.

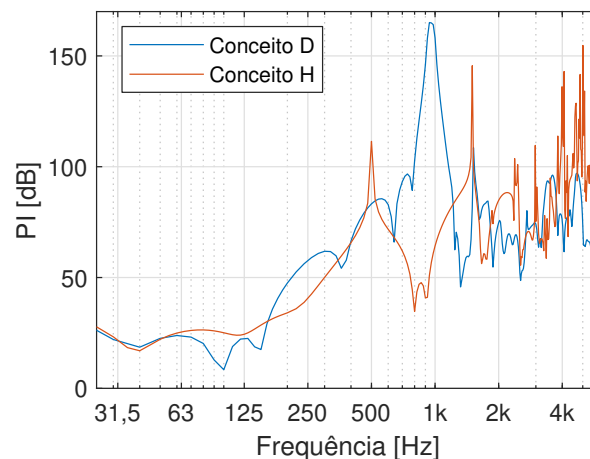


Figura 14: Respostas de PI após o final do processo de otimização e reanálise FEM.

Tabela 7: Sumário do L_p previsto baseado nos últimos valores de PI simulados, dispostos na Figura 14.

	Condição de marcha lenta	Velocidade de teste
Conceito D	83,1 dB	106,2 dB
Conceito H	84,1 dB	105,6 dB

4. DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Dos dois conceitos desenvolvidos e aprimorados até o final da fase de otimização, o Conceito H foi escolhido para manufatura e validação devido às suas maiores chances de atingir sucesso em relação aos objetivos do projeto. As Figuras 17 e 18 demonstram o silenciador fabricado e instalado no protótipo Fórmula UFSM.

Medições foram realizadas de acordo com o regulamento vigente, nas duas condições de teste principais. Os resultados obtidos podem ser observados no domínio da frequência (Figuras 15 e 16) sendo comparados com os resultados previstos na Tabela 8.

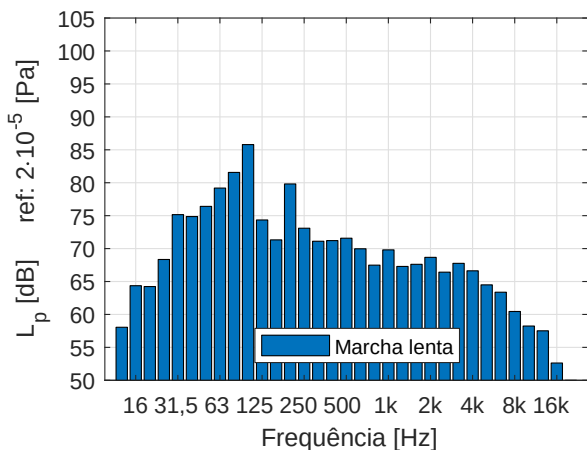


Figura 15: Níveis de pressão sonora por banda de terço de oitava medidos para a condição de teste em *marcha lenta*. NPS global medido em 89,9 dB.

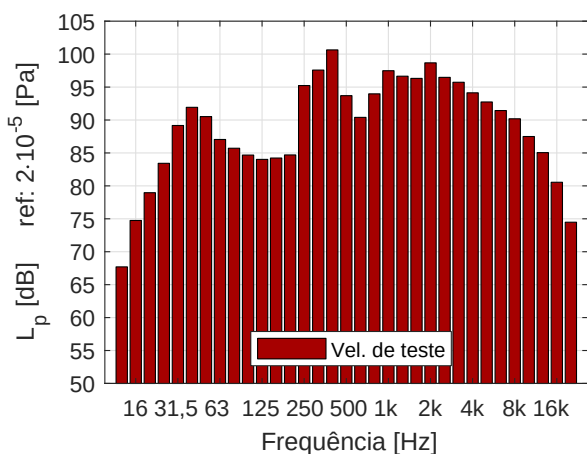


Figura 16: Níveis de pressão sonora por banda de terço de oitava medidos para a condição de *velocidade de teste*. NPS global medido em 108,5 dB.

Tabela 8: Comparação entre valores previstos e medidos de L_p . Resultados medidos abaixo do limite assinalados em azul.

	Previsto	Medido	Limite
<i>Marcha lenta</i>	84,1 dB	89,9 dB	103,0 dB
Velocidade de teste	105,6 dB	108,5 dB	110,0 dB

Uma extensão ao duto de saída teve de ser criada no momento de instalação para assegurar que os gases expelidos não apresentassem riscos ao kit aerodinâmico. Pode-se argumentar, de forma correta, que esta extensão poderia criar deficiências não previstas anteriormente na PI do silenciador, por sintonizar o ressonador de meia-onda criado pelo tubo aberto-aberto para uma frequência mais baixa que anteriormente. Medições de nível de pressão sonora foram realizadas antes e depois da extensão e pode ser constatado que a diferença, se existiu, era imperceptível.

5. CONCLUSÕES

O presente trabalho iniciou-se propondo atingir uma solução eficaz e otimizada para a necessidade de um silenciador para um protótipo de competição Formula SAE. A metodologia adotada abrangeu desde a coleta de dados para a execução do trabalho, à elaboração de propostas de solução, bem como o refinamento dos protótipos escolhidos, buscando o resultado mais refinado possível. Pode-se notar na Seção 3.2.6, por exemplo, que critérios objetivos puderam ser adotados para a seleção dos conceitos com maior potencial de sucesso. Nas etapas adiante, em especial na Seção 3.3.1, evidenciou-se grande melhoria nas previsões já animadoras vistas na Seção 3.2.6, por via do método de otimização utilizado. Na implementação, como indicado por todo o desenvolvimento e previsões realizadas, resultados de sucesso puderam ser observados na prática após a construção do silenciador protótipo, devidamente escolhido e otimizado. Conclui-se, portanto, que a abrangente consideração e avaliação de diferentes conceitos, juntamente com a estratégia de otimização adotada, foram capazes de produzir um projeto eficiente em atender ao seu objetivo principal. Embora abrangendo vários tópicos diferentes, o trabalho foi capaz de unificar uma metodologia para a execução de projetos para determinados fins de forma eficaz.



Figura 17: Conceito H instalado. Apenas a ponta do último tubo é visível com o kit aerodinâmico montado.



Figura 18: Conceito H após etapa de fabricação instalado no protótipo Fórmula UFSM.

REFERÊNCIAS

1. ENGINEERS, Society of Automotive. *Formula SAE Rules 2019*. [S.l.], 2018.
2. MOTORCYCLES, Honda. *Manual do proprietário - Honda CBR600RR*. [S.l.: s.n.], 2008.
3. BERANEK, Leo Leroy; L., Ver I. *Noise and vibration control engineering: principles and applications*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2006. ISBN 9780471449423.
4. ALLAM, S.; ABOM, M. A new type of muffler based on microperforated tubes. *Journal of Vibration and Acoustics*, v. 133, n. 3, 2011, doi: [10.1115/1.4002956](https://doi.org/10.1115/1.4002956).
5. ZORZO, Artur; FONSECA, William D'A. Estudo da técnica de identificação de sistemas implementada em microcontroladores Arduino Due e Teensy 3.6. *Acústica e Vibrações*, v. 32, n. 49, p. 5–14, 2017. ISSN 1983-442X. Disponível em: <http://bit.ly/identificacao-de-sistemas-AeV49>.
6. MUNJAL, M. L. *Acoustics of ducts and mufflers*. [S.l.]: Wiley, 2014. ISBN 978-1118443125.
7. KIM, Hyun-Sil; KIM, Jae-Seung; LEE, Seong-Hyun; SEO, Yun-Ho. A simple formula for insertion loss prediction of large acoustical enclosures using statistical energy analysis method. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, v. 6, n. 4, p. 894–903, 2014. ISSN 2092-6782. doi: [10.2478/IJNAOE-2013-0220](https://doi.org/10.2478/IJNAOE-2013-0220).
8. ATIG, Mérouane; DALMONT, Jean-Pierre; GILBERT, Joël. Termination impedance of open-ended cylindrical tubes at high sound pressure level. *Comptes Rendus Mécanique*, v. 332, n. 4, p. 299–304, 2004. ISSN 1631-0721. doi: [10.1016/j.crme.2004.02.008](https://doi.org/10.1016/j.crme.2004.02.008).

9. VIJAYASREE, N.k.; MUNJAL, M.I. On an integrated transfer matrix method for multiply connected mufflers. *Journal of Sound and Vibration*, v. 331, n. 8, p. 1926–1938, 2012, doi: [10.1016/j.jsv.2011.12.003](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2011.12.003).
10. SILVA, Gabriela Cristina Cândido. *Estudo analítico e numérico do desempenho acústico de silenciadores reativos na presença de escoamento médico incompressível*. Tese (Doutorado) — Universidade de Brasília, 2016. Disponível em: <https://repositorio.unb.br/handle/10482/21622>.
11. THIEME, Fábio Alexandre. *Atenuação de ruído em silenciadores automotivos: análise numérica pelo método das matrizes de transferência e verificação experimental*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2000. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/xmlui/handle/123456789/78532>.
12. CONZATTI, Alcir Francisco. *Estudo numérico e experimental de filtros acústicos*. Tese (Doutorado) — Dissertação de mestrado. Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 2002. Disponível em: http://bdtd.ibict.br/vufind/Record/P_PR_1809cc2b87eb13bfec7a0d225ac76212.
13. LIMA, Key Fonseca de et al. *Metodologia de avaliação de filtros acústicos reativos*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2008. Disponível em: <http://repositorio.ufsc.br/xmlui/handle/123456789/91444>.
14. BORIN, Marcel; MAREZE, Paulo; BRANDÃO, Eric; FONSECA, William D'A. Análise acústica de filtros reativos com escoamento de ar. In: *XXVII Encontro da Sociedade Brasileira de Acústica - Sobrac 2017*. Brasília, DF: [s.n.], 2016. Disponível em: <http://bit.ly/filtros-sobrac2017>.
15. CAMPOS, Brenno Victor Lima et al. *Controle de ruído em dutos usando metamateriais do tipo ressonadores de Helmholtz*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, 2018. Disponível em: <http://repositorio.unicamp.br/jspui/handle/REPOSIP/332213>.
16. SGARD, Franck; ATALLA, Nouredine. *Finite Element and Boundary Methods in Structural Acoustics and Vibration*. [S.l.]: CRC Press, 2015. ISBN 978-1466592872.
17. ČERVENKA, M.; BEDNAŘÍK, M. Optimized compact wideband reactive silencers with annular resonators. *Journal of Sound and Vibration*, v. 484, p. 115497, 2020. ISSN 0022-460X. doi: [10.1016/j.jsv.2020.115497](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2020.115497).
18. ARSLAN, Hakan; RANJBAR, Mostafa; SECGIN, Erkan; CELIK, Veli. Theoretical and experimental investigation of acoustic performance of multi-chamber reactive silencers. *Applied Acoustics*, v. 157, 2020. ISSN 0003-682X. doi: [10.1016/j.apacoust.2019.07.035](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.07.035).
19. FANG, Z.; JI, Z.I.; LIU, C.y. Acoustic attenuation analysis of silencers with multi-chamber by using coupling method based on subdomain division technique. *Applied Acoustics*, v. 116, p. 152–163, 2017. ISSN 0003-682X. doi: [10.1016/j.apacoust.2016.09.019](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2016.09.019).
20. FANG, Z.; LIU, C.y. Semi-weak-form mesh-free method for acoustic attenuation analysis of silencers with arbitrary but axially uniform transversal sections. *Journal of Sound and Vibration*, v. 442, p. 752–769, 2019. ISSN 0022-460X. doi: [10.1016/j.jsv.2018.11.033](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2018.11.033).
21. SADEGHI, Javad; SADEGHI, Saeid; NI-AKI, Seyed Taghi Akhavan. Optimizing a hybrid vendor-managed inventory and transportation problem with fuzzy demand: An improved particle swarm optimization algorithm. *Information Sciences*, v. 272, p. 126–144, 2014. ISSN 0020-0255. doi: [10.1016/j.ins.2014.02.075](https://doi.org/10.1016/j.ins.2014.02.075).
22. RIAZI, Amin. Genetic algorithm and a double-chromosome implementation to the traveling salesman problem. *SN Applied Sciences*, v. 1, n. 11, 2019. doi: [10.1007/s42452-019-1469-1](https://doi.org/10.1007/s42452-019-1469-1).
23. PRESS, William H.; TEUKOLSKY, Saul A.; VETTERLING, William T. Chapter 9. Root Finding and Nonlinear Sets of Equations. In: _____. *Numerical recipes: the art of scientific*

computing. [S.l.]: Cambridge University Press, 2007. ISBN 978-0521880688.

24. International Organization for Standardization. *Standard ISO 3744:2010 - Acoustics – Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure – Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane*. [S.l.], 2015. Disponível em: <https://www.iso.org/standard/52055.html>.

25. BERANEK, Leo L. *ACOUSTICS: Sound fields, Transducers and Vibration*. [S.l.]: Elsevier Academic Press, 2019. ISBN 978-0123914217.

26. BIES, David A.; HANSEN, Colin H.; HOWARD, Carl Q. *Engineering noise control*. [S.l.]: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2018. ISBN 978-1498724050.

27. PICCINI, Alexandre; MAREZE, Paulo H.; FONSECA, William D'A.; FREITAS, Cássio; BALBOM, Felipe; MARTINS, Mario E. S. *Silencer Design Methodology for Motorsport Prototypes*. *SAE Technical Paper Series*, Out. 2019. doi: [10.4271/2019-36-0295](https://doi.org/10.4271/2019-36-0295).

28. JEON, Soohong; KIM, Daehwan; HONG, Chinsuk; JEONG, Weuibong. Acoustic performance of industrial mufflers with CAE modeling and simulation. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, v. 6, n. 4, p. 935–946, 2014. ISSN 2092-6782. doi: [10.2478/IJNAOE-2013-0223](https://doi.org/10.2478/IJNAOE-2013-0223).

29. GHANADI, Farzin; ARJOMANDI, Maziar; CAZZOLATO, Ben; ZANDER, Anthony. Interaction of a flow-excited helmholtz resonator with a grazing turbulent boundary layer. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 58, p. 80–92, 2014. ISSN 0894-1777. doi: [10.1016/j.expthermflusci.2014.06.016](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.06.016).

30. GHANADI, Farzin; ARJOMANDI, Maziar; CAZZOLATO, Benjamin; ZANDER, Anthony. Understanding of the flow behaviour on a helmholtz resonator excited by grazing flow. *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, v. 28, n. 5, p. 219–231, 2014. ISSN 1061-8562. doi: [10.1080/10618562.2014.922681](https://doi.org/10.1080/10618562.2014.922681).

31. MEISSNER, M. Excitation of Helmholtz resonator by grazing air flow. *Journal of Sound and Vibration*, v. 256, n. 2, p. 382–388, 2002. ISSN 0022-460X. doi: [10.1006/jsvi.2001.4219](https://doi.org/10.1006/jsvi.2001.4219).

32. CHU, C. I.; HUA, H. T.; LIAO, I. C. Effects of three-dimensional modes on acoustic performance of reversal flow mufflers with rectangular cross-section. *Computers & Structures*, 2001. ISSN 0045-7949. doi: [10.1016/S0045-7949\(00\)00184-X](https://doi.org/10.1016/S0045-7949(00)00184-X).

33. SILVA, Andrey R. da; MAREZE, Paulo Henrique; LENZI, Arcanjo. Approximate expressions for the reflection coefficient of ducts terminated by circular flanges. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v. 34, n. 2, 2012. ISSN 1678-5878. doi: [10.1590/S1678-58782012000200014](https://doi.org/10.1590/S1678-58782012000200014).

34. GEUZAIN, Christophe; REMACLE, Jean-François. Gmsh: A 3-D finite element mesh generator with built-in pre- and post-processing facilities. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, v. 79, n. 11, p. 1309–1331, Out. 2009. doi: [10.1002/nme.2579](https://doi.org/10.1002/nme.2579).

35. BARBIERI, Renato; BARBIERI, Nilson. Finite element acoustic simulation based shape optimization of a muffler. *Applied Acoustics*, v. 67, n. 4, p. 346–357, 2006. ISSN 0003-682X. doi: [10.1016/j.apacoust.2005.06.007](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2005.06.007).

36. LIMA, Key Fonseca De; LENZI, Arcanjo; BARBIERI, Renato. The study of reactive silencers by shape and parametric optimization techniques. *Applied Acoustics*, v. 72, n. 4, p. 142–150, 2011. ISSN 0003-682X. doi: [10.1016/j.apacoust.2010.11.008](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2010.11.008).

A. DECOMPOSIÇÃO DE FRENTES DE ONDA EM CAMPOS UNIDIMENSIONAIS

Esta dedução será realizada em etapas separadas por subseções, de forma a unir todos os postulados em um só na subseção final deste anexo.

A.1 Campo acústico assumido

Será assumido que o campo acústico \tilde{p} presente em um duto pode ser descrito por

$$\tilde{p}(x) = \left(P_i e^{-jkx} + P_r e^{+jkx} \right) e^{j\omega t}, \quad (18)$$

em que se assume a simplificação do campo à superposição de duas principais componentes de onda: P_i (incidente, ou a jusante) e P_r (refletida, ou a montante). Se desconsiderada a modulação temporal $e^{j\omega t}$, tendo como interesse os valores em $x = 0$ (ou seja, movendo o início do sistema de coordenadas para qualquer ponto de interesse), tem-se

$$\tilde{p} = P_i + P_r, \quad \text{em } x = 0. \quad (19)$$

A.2 Velocidade de partícula em função do campo assumido

Sabendo que a velocidade de partícula \tilde{u} e o gradiente de pressão $\nabla \tilde{p}$ relacionam-se [3] de acordo com

$$\nabla \tilde{p} = -\rho_0 \frac{d\tilde{u}}{dt}, \quad (20)$$

ou, sendo $\tilde{u} = \tilde{U} e^{j\omega t}$,

$$\nabla \tilde{p} = -\rho_0 j\omega \tilde{U} \quad \text{e} \quad (21)$$

$$\tilde{U} = -\frac{\nabla \tilde{p}}{j\rho_0 \omega}. \quad (22)$$

Tomando o gradiente da Equação 18, ainda considerando $x = 0$,

$$\tilde{U} = -\frac{-jkP_i + jkP_r}{j\rho_0 \omega}, \quad (23)$$

ou,

$$\tilde{U} = -\frac{\omega/c_0 (-P_i + P_r)}{\rho_0 \omega}; \quad (24)$$

logo,

$$\tilde{U} = \frac{P_i - P_r}{\rho_0 c_0}. \quad (25)$$

A.3 Obtenção da expressão para pressão incidente

Observou-se até então que, para $x = 0$,

$$\begin{cases} P_r = \tilde{p} - P_i, & \text{da Equação 19;} \\ \rho_0 c_0 \tilde{U} = (P_i - P_r), & \text{da Equação 25.} \end{cases} \quad (26)$$

Unindo as duas expressões na Equação 26, substituindo a primeira no termo P_r da segunda, observa-se que

$$\rho_0 c_0 \tilde{U} = P_i - \tilde{p} + P_i, \quad (27)$$

assim,

$$P_i = \frac{\tilde{p} + \rho_0 c_0 \tilde{U}}{2}, \quad (28)$$

obtendo a pressão incidente P_i a partir da amplitude de velocidade de partícula \tilde{U} e pressão acústica total \tilde{p} em $x = 0$.

A.4 Obtenção da parcela de pressão incidente em soluções FEM

No método dos elementos finitos (FEM) em acústica linear, a única variável dependente para a qual se resolve diretamente é a pressão acústica complexa. Desta, demais propriedades podem ser obtidas por dedução. A amplitude de velocidade de partícula \tilde{U} , portanto, não é prontamente disponível através da resolução do método. O gradiente de pressão, contudo, pode ser prontamente obtido por três propriedades calculadas pelo método [16]: as pressões

nodais $\{\tilde{\mathbf{p}}^e\}$, o gradiente das funções de forma $\nabla_{\xi} \langle N(\xi) \rangle$, e os Jacobianos $[\mathbf{J}^e]$ de cada elemento de interesse. As duas relacionam-se de forma que

$$\nabla \tilde{p} = [\mathbf{J}^e]^{-1} [\nabla_{\xi} \langle N(\xi) \rangle] \{\tilde{\mathbf{p}}^e\}, \quad (29)$$

e, portanto, em FEM,

$$\nabla \tilde{p} \implies \left\{ \begin{array}{c} \frac{\partial \tilde{p}^e}{\partial x} \\ \frac{\partial \tilde{p}^e}{\partial y} \\ \frac{\partial \tilde{p}^e}{\partial z} \end{array} \right\}. \quad (30)$$

Ou seja, a expressão resultante da Equação 29 será dada em forma vetorial. A Equação 22 pode então ser reescrita de acordo com a expressão da Equação 29, levando a

$$\{\tilde{\mathbf{U}}\} = \left(\frac{-1}{j\rho_0\omega}\right) \cdot [\mathbf{J}^e]^{-1} [\nabla_{\xi} \langle N(\xi) \rangle] \{\tilde{\mathbf{p}}^e\}, \quad (31)$$

em que $(-1/j\rho_0\omega)$ opera ponto a ponto no vetor resultante. Por fim, tem-se que a Equação 28 também pode ser calculada utilizando soluções FEM utilizando:

$$P_i = \frac{\tilde{p}_k^e + \rho_0 c_0 \tilde{U}_x^e}{2}, \quad (32)$$

sendo \tilde{U}_x^e a componente de velocidade de partícula na dimensão x calculada por meio do elemento e , e \tilde{p}_k^e a pressão nodal calculada referente ao nó k do elemento e . A dimensão x é, neste caso, necessariamente a dimensão na qual o domínio unidimensional se caracteriza (embora o domínio computacional em si possa ser, na verdade, bidimensional ou tridimensional).

Ajuste de um modelo de parâmetros concentrados da orelha média usando diferentes funções objetivo

Lobato, L. C.^{1,*} ; Bavaresco, I.¹; Paul, S.¹ ; Cordioli, J.¹ 

¹ Laboratório de Vibrações e Acústica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC,

*lucascostalobato@gmail.com

Resumo

Modelos de parâmetros concentrados têm servido ao estudo da dinâmica orelha média humana desde a metade do século XX. Em geral, o ajuste dos modelos é fundamentado em dados experimentais, sendo que ele pode ser feito a partir de uma função de objetivo único ou que envolve múltiplos objetivos. O ajuste dos parâmetros físicos por uma função de objetivo único pode interferir na representatividade dos modelos, fazendo-os menos capazes de corresponder à fisiologia da orelha média normal e sob condições patológicas. Este artigo apresenta um modelo de parâmetros mecânicos concentrados da orelha média humana e um estudo sobre o ajuste deste modelo, preliminarmente, por otimização única de cada grandeza dinâmica proposta, seguida por uma otimização com múltiplos objetivos destas grandezas. As soluções obtidas são, então, comparadas a dados experimentais de referência a fim de avaliar a melhor representatividade do modelo a partir de um ajuste multiobjetivo.

Palavras-chave: orelha média, modelo matemático, ajuste, funções objetivo.

PACS: 43.64.Ha, 43.64.Wn, 43.66.Ba, 43.70.Aj.

Fitting of a lumped-element model of the human middle ear using different objective functions

Abstract

Lumped parameter models have served to study the dynamics of the human middle ear since the mid-twentieth century. Generally, these models can be fitted using experimental data, which can be gathered using a single or multiple-objective function. However, adjusting for physical parameters using a single objective function may interfere with model representativeness. As such, such models become less capable of corresponding to typical physiology of the middle ear under normal and pathological conditions. This article presents a mechanical lumped parameter model of the human middle ear and a study on its adjustment, preliminarily found using the single optimization of each proposed dynamic quantity, followed by a multiple-objective optimization of these quantities. The results obtained are then compared with experimental reference data in order to evaluate the model's best representativeness using a multi-objective adjustment.

Keywords: middle-ear, mathematical model, fitting, objective functions.

1. INTRODUÇÃO

A audição é um dos sentidos do ser humano e, por tal, contribui para a percepção e interação com o mundo ao seu redor, desempenhando, juntamente com a fala, papel fundamental em determinadas formas de comunicação. O sistema auditivo, parte do corpo associada à audição, é composto por dois subsistemas: o periférico e o central. O primeiro é responsável por receber um evento sonoro e transformá-lo em impulso elétrico, encaminhando-o ao sistema central de audição. Esse, por sua vez, é responsável por transformar os impulsos nervosos em evento auditivo, e suas respectivas sensações. O sistema periférico pode, ainda, ser dividido em três partes, chamadas de orelhas externa, média e interna [1], como ilustrado na Figura 1.

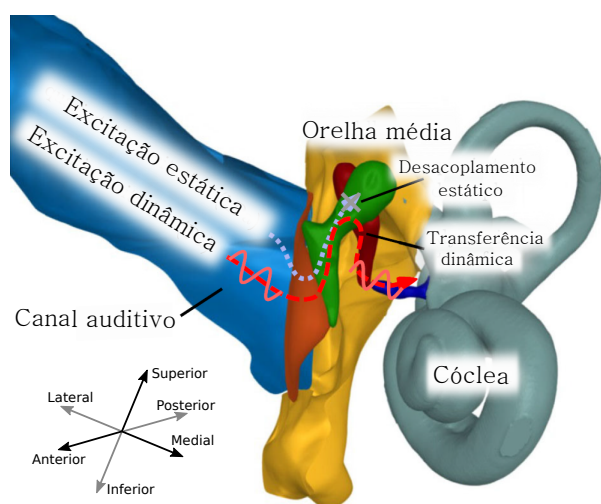


Figura 1: Sistema periférico da audição humana.
 Figura adaptada de Ihrle *et al.* [2].

Nos mamíferos, a orelha média é composta por uma membrana fina de complexo arranjo fibroso chamada membrana timpânica, uma cadeia ossicular articulada formada por três ossículos (martelo, bigorna e estribo) e duas articulações, ligamentos, músculos e tendões [3], que cooperam para atender duas funções fisiológicas bem definidas. A primeira diz respeito à transmissão da energia da onda sonora proveniente da orelha externa à orelha interna na forma de vibração estrutural, realizando a adaptação de impedâncias severamente diferentes entre esses dois sistemas. Em paralelo a isso, a orelha média protege a orelha interna de estímulo

de grande magnitude por meio de sistemas de controle de vibrações passivos e ativos [4].

Todavia, as funções fisiológicas descritas acima podem ser comprometidas quando a orelha média encontra-se sob condições patológicas. Nesses casos, há a possibilidade de perda auditiva por condução, caracterizada pela deficiência na transmissão da energia sonora, causando diminuição da capacidade auditiva do indivíduo [5]. Segundo o relatório da Organização Mundial da Saúde (OMS) de 2017 [6], estima-se que 360 milhões de pessoas ao redor do mundo apresentam algum tipo de perda auditiva. Para um indivíduo, essa condição pode afetar atividades como a apreciação de uma música, a inserção no mercado de trabalho, o convívio social ou mesmo, em alguns casos, a redução do seu desenvolvimento cognitivo. Além disso, o relatório da OMS afirma que o tratamento de perdas auditivas representa uma parcela significativa dos custos dos sistemas de saúde pública. Portanto, ferramentas que auxiliem na compreensão do sistema auditivo saudável e sob condições patológicas são de suma importância científica com claras aplicações sociais. Nesse contexto, diversos modelos matemáticos da orelha média foram propostos nos últimos 70 anos como potenciais ferramentas para um melhor entendimento dos mecanismos envolvidos na dinâmica da orelha média, bem como para uma melhor compreensão de condições patológicas [7].

Os primeiros modelos de parâmetros concentrados da orelha média humana foram propostos na metade do século XX por Onchi [8], Moller [9] e Zwislocki [10]. Esses trabalhos apresentaram importantes contribuições, servindo de base para publicações mais recentes de grande relevância. Uma dessas publicações é de Feng e Gan [11], em que propuseram um modelo de parâmetros mecânicos concentrados da orelha média humana para calcular a transmissão sonora da membrana timpânica à orelha interna. Esse modelo foi, posteriormente, alterado por Garland [12] com o intuito de estudar como as contrações do músculo tensor timpânico afetam a dinâmica da orelha média. Também basea-

dos no trabalho de Feng e Gan [11], Rusinek *et al.* [13] propõem um modelo de parâmetros mecânicos concentrados com elementos elásticos não-lineares para analisar o acoplamento de um sensor implantável à cadeia ossicular da orelha média.

Em paralelo aos modelos de parâmetros mecânicos concentrados, modelos baseados em circuitos análogos vêm sendo utilizados para representação da dinâmica da orelha média sob diversas condições. Voss *et al.* [14] tomaram como base o modelo de Zwislocki [10] para estudar como perfurações na membrana timpânica alteram a dinâmica da orelha média. O'Connor e Puria [15] propuseram alterações nos modelos de circuitos elétricos análogos da orelha média publicados até então, e representaram a membrana timpânica como um modelo de linha de transmissão. Em trabalhos mais recentes, diversas patologias da orelha média foram modeladas por Voss *et al.* [16] e Xue *et al.* [17].

Um modelo de parâmetros concentrados apresentar parâmetros dinâmicos próximos à realidade é uma condição necessária para que se possa analisar esse modelo sob efeito de alterações que representem determinadas patologias e avaliar a transmissão sonora nesses casos. Apesar disso, há poucas discussões quanto ao processo de ajuste de parâmetros e validação dos modelos. Nos trabalhos supracitados, por vezes, os modelos são comparados a dados experimentais em termos de uma única característica dinâmica da orelha média, minimizando a diferença entre resposta do modelo e do experimento por meio de uma única função objetivo [11, 15]. Há, ainda, trabalhos em que o processo de validação do modelo nem sequer é discutido [12, 16, 18]. Baseado nisso, o objetivo do presente trabalho é avaliar o processo de ajuste e validação de modelos de parâmetros concentrados da orelha média humana por meio de otimizações com diferentes funções objetivo. Ademais, pretende-se avaliar como um ajuste baseado em uma validação multiobjetivo aumenta a robustez de um modelo de parâmetros concentrados da orelha média humana.

2. MÉTODOS

Nesta seção, o modelo de parâmetros concentrados da orelha média (OM) humana é detalhado. Em seguida, os processos de ajuste dos parâmetros mecânicos e geométricos via otimização de função objetivo único e multiobjetivo são apresentados.

2.1 Modelo de parâmetros concentrados

O modelo matemático da OM utilizado neste trabalho é uma adaptação do modelo de parâmetros concentrados proposto por Feng e Gan [11]. O modelo apresenta quatro graus de liberdade (GL) que representam os deslocamentos de translação unidimensionais da membrana timpânica e dos três ossículos, negligenciando movimentos rotacionais. A Figura 2 apresenta o esquema do modelo de parâmetros concentrados no qual as massas representam a membrana timpânica (m_1), o martelo (m_2), a bigorna (m_3) e o estribo (m_4). Os elementos de rigidez (k_i) e de amortecimento (c_i) com índices 2, 4 e 6 representam a conexão entre a membrana timpânica e o martelo, a articulação incudomaleolar (IMJ) e articulação incudoestapedia (ISJ), respectivamente. Os elementos de rigidez e de amortecimento com índices 1, 3 e 5 representam os ligamentos e tendões que suportam a membrana timpânica e a cadeia ossicular na cavidade da OM. Finalmente, os parâmetro de rigidez k_7 e de amortecimento c_7 modelam a impedância da cóclea que age no estribo, o tendão estapedia e o ligamento anular do estapédio.

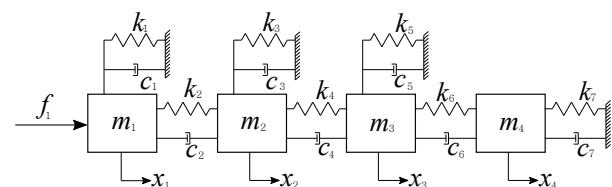


Figura 2: Modelo de parâmetros concentrados da OM.

Após o equacionamento das matrizes de massa $[M]$, de rigidez $[K]$ e de amortecimento $[C]$, o deslocamento de cada GL é obtido por meio da solução das equações de movimento, que são escritas em forma matricial como:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\}, \quad (1)$$

sendo $\{x\}$ o vetor deslocamento de todos os GLs e f o vetor excitação, definido como $\{f\}^T = \{(A_{MT}p_{MT}), 0, 0, 0\}$, A_{MT} a área da membrana timpânica e p_{MT} a pressão sonora incidente sobre ela.

A solução da Equação 1 pode ser obtida por meio do método modal, definido pela superposição das formas modais e das frequências naturais obtidas a partir do problema dos autovalor do sistema não-amortecido. Neste caso, as matrizes $[M]$ e $[K]$ são diagonalizadas levando às matrizes modais $[M^m] = [I]$ e $[K^m] = [\Omega]$, sendo $[I]$ matriz identidade e $[\Omega]$ matriz de autovalores, isto é, o quadrado das frequências naturais em [rad/s], e onde assumiu-se que os autovetores estão normalizados pela massa. Além disso, para considerar o amortecimento, deve-se assumir um modelo de amortecimento para desacoplar o sistema de equações, tal como $[C^m] = \eta_n \omega_n$ para seus elementos diagonais e zero para os demais. Então, assumindo movimento harmônico, tal que $x(t) = X e^{i\omega t}$ e $F(t) = F e^{i\omega t}$, sendo X e F amplitudes complexas, e solucionando a Equação 1 pelo método modal tem-se

$$X_i(\omega) = \sum_{n=1}^{N_n} \frac{\varphi_{in}\varphi_{jn}}{[K_{nn}^m] - \omega^2[M_{nn}^m] + i\omega[C_{nn}^m]} F_j(\omega), \quad (2)$$

sendo N_n o número de modos assumidos, φ_{in} e φ_{jn} as i -ésima e j -ésima formas modais associados à n -ésima frequência natural ω_n do sistema, nn o índice que representa a diagonal dos elementos relativos ao n -ésimo modo e $i = \sqrt{-1}$. Para todos os resultados calculados neste trabalho, considerou-se a sobreposição dos quatro modos presentes no modelo, ou seja, $N_n = 4$.

2.2 Grandezas para caracterização da dinâmica da orelha média

Diversas grandezas são usadas para caracterização do comportamento dinâmico da OM humana na literatura. Dentre essas, quatro grandezas ganham destaque por seus usos, tanto para caracterização dinâmica quanto pela aplicabilidade clínica [18–20], são elas: as funções resposta em frequência de velocidade da platina do estribo H_{PE} e da velocidade da membrana

timpânica H_{MT} , a impedância de entrada da OM ao final do meato acústico externo Z_{OM} e o coeficiente de reflexão, também chama de reflectância, ER. A função resposta em frequência de velocidade da platina do estribo H_{PE} é definida como a velocidade de vibração v_{PE} da platina do estribo, parte conectada à janela oval do vestíbulo coclear, normalizada pela pressão sonora próxima à membrana timpânica p_{MT} , dada como

$$H_{PE}(f) = \frac{v_{PE}(f)}{p_{MT}(f)} \text{ mm/s/Pa}. \quad (3)$$

Para o cálculo de H_{PE} por meio do modelo apresentado na Seção 2.1, toma-se $p_{MT} = 1$ e $v_{PE} = i\omega x_4$. A FRF H_{MT} , por sua vez, é definida de forma semelhante, porém relacionando a velocidade de vibração v_{MT} da membrana timpânica – geralmente na posição do umbo, região central da membrana timpânica – e pressão sonora próxima a ela, dada como

$$H_{MT}(f) = \frac{v_{MT}(f)}{p_{MT}(f)} \text{ mm/s/Pa}. \quad (4)$$

Nesse caso, usa-se $v_{MT} = i\omega x_1$ para o cálculo de H_{MT} via modelo. A impedância Z_{OM} nada mais é do que a impedância acústica da OM vista pela onda sonora no final do meato acústico externo, definida como

$$Z_{OM}(f) = \frac{p_{MT}(f)}{A_{MT}v_{MT}(f)} \text{ Ns/m}^5, \quad (5)$$

sendo A_{MT} a área da membrana timpânica. Por fim, a reflectância de energia ER é calculada a partir da impedância Z_{OM} como,

$$ER(f) = \left| \frac{Z_{OM}(f)A_{MT} - Z_{ar}}{Z_{OM}(f)A_{MT} + Z_{ar}} \right|^2 = |R(f)|^2, \quad (6)$$

sendo Z_{ar} a impedância característica do ar presente no meato acústico externo e R o coeficiente de reflexão. A reflectância de energia ER varia entre 0 e 1, sendo que 0 corresponde à transmissão total da energia sonora do meato acústico externa à OM e 1 corresponde à reflexão total.

2.3 Ajuste de modelo com objetivo único

Na literatura, é comum observar modelos nos quais seus parâmetros são ajustados manualmente ou, por vezes, ajustado com algum processo de otimização, porém com objetivo único [11, 13, 15–17]. Por esta razão, neste trabalho optou-se por analisar como o processo de otimização com objetivo único pode afetar a robustez e representatividade do modelo. Para isso, o modelo de parâmetros concentrados da OM foi primeiramente ajustado com processos de otimização com objetivos únicos. Cada processo considerou uma função objetivo diferente, com a intenção de minimizar a diferença entre o resultado do modelo em relação a um dado experimental.

Como referência para o cálculo das funções objetivos, foram coletados quatro dados experimentais do trabalho de Merchant *et al.* [21], referentes as grandezas apresentadas na Seção 2.2. Esses dados foram coletados a partir da digitalização dos gráficos presentes na publicação mencionada. Vale notar que a análise proposta neste trabalho só é possível porque esses dados experimentais dizem respeito a uma única orelha. Caso os dados fossem provenientes de diferentes amostras, não poderia se exigir que um modelo representasse bem todos os dados experimentais, uma vez que diferentes amostras apresentam grandes incertezas entre si [22]. Por outro lado, uma vez que os dados vêm de uma única amostra, espera-se que um modelo representativo consiga reproduzir todos os dados experimentais, e não apenas um deles.

Para realização do ajuste com objetivo único, foi utilizado o algoritmo de otimização *nonlinear least-squares* `lsqnonlin.m`, função nativa do *software* Matlab. Para esse processo de otimização, é necessário definir um conjunto de parâmetros iniciais. Esses parâmetros iniciais foram definidos a partir de nossos trabalhos recentes [22, 23], e são apresentados na primeira coluna de valores da Tabela 1. Por outro lado, o dado inicial para área da membrana timpânica foi baseado nos dados experimentais de De Greef *et al.* [3]. No processo de otimização, os limites inferiores e superiores desses parâ-

metros foram definidos como uma variação de até 70% para os parâmetros de massa, rigidez e amortecimento, e 50% para a área de membrana timpânica.

Por fim, é necessário a definição de uma função objetivo a ser minimizada pelo algoritmo de otimização. Neste trabalho, foram definidas quatro funções objetivos, baseadas nas grandezas definidas na Seção 2.2. Destaca-se que no ajuste com objetivo único, o processo foi realizado quatro vezes, utilizando as funções objetivo separadamente. Matematicamente, as quatro funções objetivas são dadas como:

$$F_{\text{Obj } 1}(f) = \left| |H_{\text{PE}}^{\text{Mod}}(f)| - |H_{\text{PE}}^{\text{Exp}}(f)| \right|, \quad (7)$$

$$F_{\text{Obj } 2}(f) = \left| |H_{\text{MT}}^{\text{Mod}}(f)| - |H_{\text{MT}}^{\text{Exp}}(f)| \right|, \quad (8)$$

$$F_{\text{Obj } 3}(f) = \left| |Z_{\text{OM}}^{\text{Mod}}(f)| - |Z_{\text{OM}}^{\text{Exp}}(f)| \right|, \quad (9)$$

e

$$F_{\text{Obj } 4}(f) = \left| \text{ER}^{\text{Mod}}(f) - \text{ER}^{\text{Exp}}(f) \right|, \quad (10)$$

sendo que os sobrescritos Mod e Exp indicam os dados teóricos obtidos pelo modelo e experimentais, respectivamente.

2.4 Ajuste de modelo com multiobjetivo

Posteriormente aos processos do otimização com objetivo único, foi implementado um processo de otimização multiobjetivo para analisar um possível aumento da representatividade do modelo ajustando os parâmetros com mais de uma função objetivo simultaneamente. Nesse, o algoritmo de otimização `lsqnonlin.m` também foi utilizado. A função objetivo para o processo de ajuste de modelo com multiobjetivo é definida como a minimização das funções objetivos apresentadas nas Equações 7, 8, 9 e 10 simultaneamente. Matematicamente, pode-se definir a função multiobjetivo $F_{\text{mul-obj}}$ como

$$F_{MObj} = w_1 F_{Obj 1} \parallel w_2 F_{Obj 2} \parallel w_3 F_{Obj 3} \parallel w_4 F_{Obj 4}, \quad (11)$$

sendo w_1, w_2, w_3 e w_4 os pesos atribuídos a cada função objetivo para corrigir as diferentes ordens de grandeza de cada função. Essa diferença de ordem de grandeza pode ser notada na Figura 3. Uma vez que os pesos foram definidos em relação à $F_{Obj 1}$, w_1, w_2, w_3 e w_4 são dados por

$$w_1 = 1, \quad (12)$$

$$w_2 = \frac{\sum_{i=1}^N |H_{PE}^{Exp}(f_i)|}{\sum_{i=1}^N |H_{MT}^{Exp}(f_i)|}, \quad (13)$$

$$w_3 = \frac{\sum_{i=1}^N |H_{PE}^{Exp}(f_i)|}{\sum_{i=1}^N |Z_{OM}^{Exp}(f_i)|}, \quad (14)$$

e

$$w_4 = \frac{\sum_{i=1}^N |H_{PE}^{Exp}(f_i)|}{\sum_{i=1}^N ER^{Exp}(f_i)}, \quad (15)$$

sendo N o número de pontos na frequência.

No ajuste multiobjetivo, também foram usados como limites inferiores e superiores uma faixa de variação de até 70% para os parâmetros de massa, rigidez e amortecimento, e 50% para a área de membrana timpânica com relação aos parâmetros iniciais. Entretanto, diferente do processo de ajuste com objetivo único, no processo de ajuste multiobjetivo foram utilizados como parâmetros iniciais os parâmetros obtidos no processo de ajuste usando a função objetivo única $F_{Obj 1}$ (segunda coluna de valores da Tabela 1). Foram usados estes, pois foi o conjunto de parâmetros que proveu o melhor resultado de ajuste multiobjetivo, como discutido na Seção 3.

3. RESULTADOS

A Tabela 1 reúne os parâmetros iniciais bem como os parâmetros obtidos nos ajustes de objetivo único e no ajuste multiobjetivo. Os conjuntos de parâmetros obtidos com as funções de ob-

jetivo único $F_{Obj 1}, F_{Obj 2}, F_{Obj 3}$ e $F_{Obj 4}$ foram utilizados para calcular as respostas apresentadas na Figura 3 (a), Figura 3 (b), Figura 3 (c) e Figura 3 (d), respectivamente. Em cada uma destas figuras as magnitudes de H_{PE}, H_{MT}, Z_{OM} e ER obtidas com o modelo são comparadas aos dados experimentais de Merchant *et al.* [21]. Ainda, o erro médio na frequência entre as respostas do modelo e os dados experimentais foi calculado como

$$E_m = \frac{\sum_{i=1}^N |10\log(X^{Mod}(f_i)) - 10\log(X^{Exp}(f_i))|}{N}, \quad (16)$$

sendo $X^{Mod}(f_i)$ e $X^{Exp}(f_i)$ a magnitude de uma dada resposta do modelo e experimento, respectivamente, para i -ésima frequência. Os erros de cada ajuste com objetivo único, bem como o ajuste multiobjetivo, são mostrados na Tabela 2. Note que a é apresentada uma média aritmética dos erros em dB e não uma média dos erros em escala linear, visto que os erros são definidos diretamente em escala dB. Nesta tabela também são mostrados a média dos erros E_m para cada função objetiva.

Tabela 1: Parâmetros mecânicos iniciais e ajustados com relação às otimizações com objetivos únicos e à otimização multiobjetivo, sendo m em mg, k em N/m, η e A_{MT} em mm^2 .

Parâ- me- tro	Inicial para obj. único	$F_{Obj 1}$	$F_{Obj 2}$	$F_{Obj 3}$	$F_{Obj 4}$	F_{MObj}
m_1	3,5	5,92	5,95	3,14	1,82	8,65
m_2	24	40,45	72	7,20	7,20	16,83
m_3	26	43,93	78	16,06	7,80	18,94
m_4	2,6	4,13	0,78	0,91	0,78	2,23
k_1	200	60	60	60	62	22
k_2	9700	4277	8847	3789	1081	5222
k_3	960	1073	288	475	298	415
k_4	10000	4032	6658	1087	4809	2513
k_5	200	149	65	75	62	193
k_6	10000	3009	5641	1013	3090	1371
k_7	1160	1333	611	438	361	2174
η_1	0,60	0,52	1,02	1,02	0,95	0,87
η_2	0,35	0,42	0,59	0,59	0,44	0,72
η_3	0,20	0,32	0,34	0,34	0,06	0,57
η_4	0,10	0,16	0,17	0,15	0,03	0,04
A_{MT}	65,00	57,9	68,65	77,8	78,00	85,38

Os resultados obtidos a partir do ajuste com a função objetivo única $F_{Obj 1}$ mostram um ótimo ajuste em relação à magnitude de H_{PE} , resultando em um erro médio de 0,23 dB entre mo-

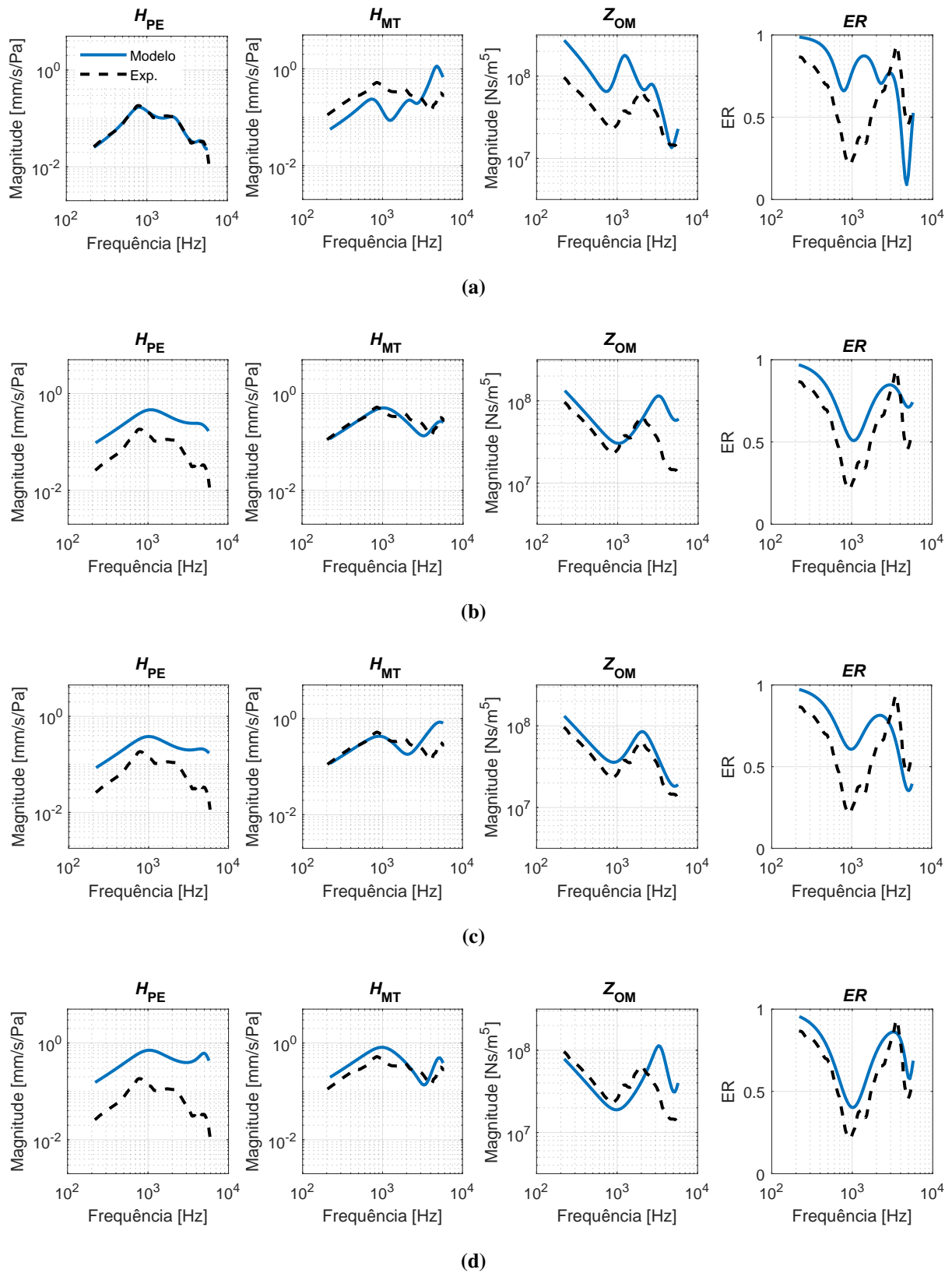


Figura 3: Magnitude das características dinâmicas da orelha média computadas com parâmetros mecânicos ajustados a partir das otimizações com objetivo único, sendo (a) $F_{Obj\ 1}$, (b) $F_{Obj\ 2}$, (c) $F_{Obj\ 3}$ e (d) $F_{Obj\ 4}$. Os dados experimentais foram coletados do trabalho de Merchant *et al.* [21].

Tabela 2: Erros médios entre modelos e os dados experimentais de referência de [21] com relação às otimizações com objetivos únicos e à otimização multiobjetivo.

Erros médios dB	$F_{Obj\ 1}$	$F_{Obj\ 2}$	$F_{Obj\ 3}$	$F_{Obj\ 4}$	F_{MObj}
$E_m(H_{PE})$	0,23	5,48	5,67	7,23	0,64
$E_m(H_{MT})$	3,21	0,75	1,49	1,44	0,64
$E_m(Z_{OM})$	3,38	2,28	0,79	1,73	1,56
$E_m(ER)$	2,04	1,30	1,51	0,80	1,30
Média	2,21	2,45	2,36	2,80	1,04

delo e experimento. Entretanto, pode-se observar na Figura 3 (a) que o modelo não é capaz de representar bem as demais grandezas. Isso fica mais evidente com os resultados e erro médio presentes na Tabela 2, sendo que os erros para H_{MT} , Z_{OM} e ER foram 3,21, 3,38 e 2,04 dB, respectivamente. Esse resultado mostra que, de fato, um modelo ajustado com relação a uma única grandeza pode gerar um conjunto de parâmetros que, apesar de se ajustar de maneira ótima a uma grandeza, gera erros consideráveis em relação a outras.

Diferentemente da função $F_{Obj\ 1}$, as demais funções de objetivo único mostraram bons ajustes não só para uma grandeza. Observa-se, na Figura 3 (b), que os resultados obtidos para função de objetivo único $F_{Obj\ 2}$ proporcionam também um resultado ótimo para H_{MT} e bons ajustes para Z_{OM} e ER, com erros médios de 2,28 e 1,30 dB, respectivamente. Porém, o modelo compromete a representação de H_{PE} , com um erro médio de 5,48 dB. Isso se repete para as funções de objetivo único $F_{Obj\ 3}$ e $F_{Obj\ 4}$, para as quais o modelo apresenta ajustes ótimos para Z_{OM} e ER, e bons resultados para H_{MT} . Porém, a resposta H_{MT} fica comprometida novamente. Os erros médios evidenciam isso, mostrando erros menores que 2 dB para H_{MT} , Z_{OM} e ER e maiores que 5 dB para H_{PE} , quando ajustados com as funções $F_{Obj\ 3}$ e $F_{Obj\ 4}$.

Apesar das diferenças comentadas acima com relação às funções de objetivo único, os quatro ajustes apresentaram médias dos erros médios bastante semelhantes, estando entre 2,21 dB e 2,80 dB. Por outro lado, com o ajuste dos parâmetros a partir de uma função multiobjetivo, com descrito na Seção 2.4, obtiveram-se resultados consideravelmente melhores. A Figura 4 mostra a magnitude das características dinâmi-

cas da OM computadas com parâmetros mecânicos ajustados a partir da otimização multiobjetivo comparado aos dados experimentais de Merchant *et al.* [21].

Com o ajuste multiobjetivo, ambas magnitudes de H_{PE} e H_{MT} computadas com o modelo se aproximam aos dados experimentais em toda a faixa de frequência analisada. Isso fica claro com os erros médios de 0,64 dB para as duas grandezas. Para Z_{OM} , o resultado teórico é bastante próximo ao experimental até, pelo menos, 3 kHz onde o resultado teórico começa a divergir do experimental. Por último, o resultado teórico de ER apresenta uma diferença em relação ao dado experimental em toda a faixa de frequência. Porém, apesar dessas diferenças, os erros médios para Z_{OM} e ER foram de 1,56 e 1,30 dB, respectivamente. A média dos erros médios obtidos com o ajuste dos parâmetros por uma função multiobjetivo foi de 1,04 dB. Os resultados apresentados nesta seção em termos de magnitude das respostas e erros médios mostram, de maneira global, que o ajuste multiobjetivo proporciona resultados mais representativos do que ajustes via funções de objetivo único, quando comparadas a dados experimentais. A seção a seguir se dedica a debater se, apesar de os resultados em termos de magnitude das respostas serem satisfatórios, os parâmetros mecânicos ajustados resultam em valores factíveis quando comparados a dados experimentais. Discutem-se também hipóteses para as diferenças encontradas entre modelo e experimento no ajuste multiobjetivo, destacando limites da abordagem utilizada.

4. DISCUSSÃO

Na presente seção serão discutidos dois aspectos dos resultados. Em primeiro lugar as diferenças encontradas entre o resultado obtido com ajuste multiobjetivo e os dados experimentais de referência são discutidas. Em seguida, a razoabilidade dos parâmetros ótimos obtidos com o ajuste multiobjetivo frente a dados experimentais é analisada.

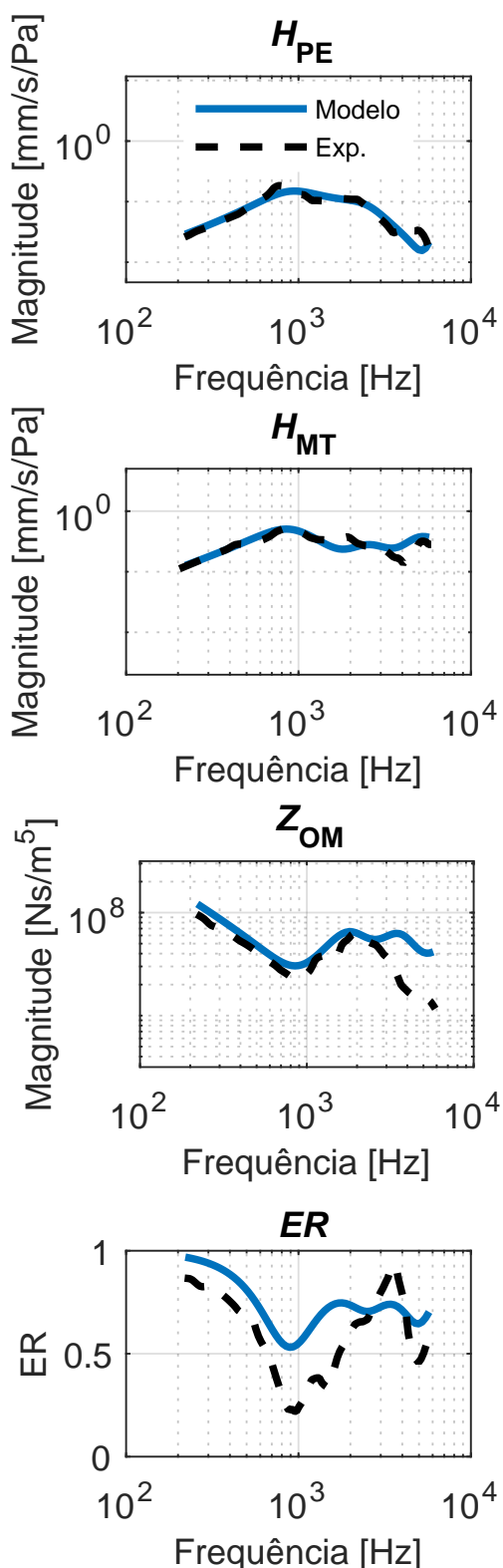


Figura 4: Magnitude das características dinâmicas da orelha média computadas com parâmetros mecânicos ajustados a partir da otimização multiobjetivo. Os dados experimentais foram coletados do trabalho de Merchant *et al.* [21].

4.1 Diferenças entre resultados teóricos e experimentais

Na seção anterior, mostrou-se que o ajuste dos parâmetros de um modelo da OM via funções de objetivo único pode fazer com que o modelo reproduza bem apenas uma única grandeza, em particular aquela considerada na função objetivo. Além disso, também foi visto que um ajuste de parâmetros por meio de uma função multiobjetivo pode melhorar a representatividade e robustez do modelo quando comparado a dados experimentais. Esses resultados mostram que, de fato, o ajuste de parâmetros por meio de funções de múltiplos objetivos é uma solução preferível em relação a funções de objetivos únicos. Entretanto, diferenças entre resultados teóricos e experimentais foram observadas. Para explicá-las, duas hipóteses são propostas.

A primeira hipótese diz respeito às simplificações assumidas na modelagem da OM. No modelo usado, e descrito na Seção 2.1, a membrana timpânica é assumida como um corpo rígido de massa m_1 . Entretanto, a membrana timpânica é um elemento com um arranjo fibroso complexo que a torna uma estrutura anisotrópica e não-homogênea com comportamento viscoelástico [24, 25], portanto, não rígida. Além disso, as articulações IMJ e ISJ são simplificadas e representadas pelos elementos de rigidez concentrados k_4 e k_6 , respectivamente. Na realidade, ambas articulações são compostas por uma cápsula fibrosa, preenchidas por um líquido sinovial que, experimentalmente, apresenta comportamento viscoelástico/hiperelástico [26–28]. Por fim, o modelo de parâmetros concentrados é capaz de representar o movimento unidimensional da OM, associado a translação do estribo, conhecido como movimento de pistão (*piston-like movement*). Contudo, sabe-se que o estribo da OM tem um movimento dinâmico de pistão apenas até 2 kHz. Acima dessa frequência, outros componentes rotacionais somam-se ao translacional no seu comportamento dinâmico [18, 29, 30]. Assim sendo, essas simplificações podem fazer com que o modelo utilizado seja limitado para representar o comportamento dinâmico da OM para algumas

grandezas, em algumas frequências específicas.

A segunda hipótese está relacionada às incertezas associadas aos procedimentos experimentais, especialmente a medição de Z_{OM} e ER. Ainda que o modelo seja capaz de representar todos os detalhes do comportamento dinâmico da OM, a comparação dos resultados teóricos aos dados experimentais pode apresentar divergências, uma vez que os dados experimentais podem conter incertezas associadas ao procedimento experimental. Voss *et al.* [31] realizaram uma análise experimental das incertezas envolvidas no processo de medição de ER. Os autores observaram que a incerteza relacionada ao ponto de medição dentro do meato acústico externo, bem como a área de sua seção transversal no ponto de medição, podem ocasionar incertezas relevantes no resultado de ER. Além disso, os autores não observaram nenhum padrão que relacionasse as incertezas a faixas de frequências específicas.

Por mais que, no trabalho de Voss *et al.* [31], apenas resultados para ER sejam apresentados, estima-se que essas incertezas também estejam presentes nos resultados de Z_{OM} , uma vez que ER é calculado a partir da medição de Z_{OM} (ver Equação 6).

4.2 Razoabilidade dos parâmetros ótimos

Além de hipóteses que possam explicar as diferenças entre modelo e experimento, é importante discutir os parâmetros resultantes dos processos de otimização. A motivação para isso é que, apesar dos resultados dinâmicos estarem próximos dos resultados de referências, os parâmetros mecânicos descritos pela Tabela 1 podem ser não factíveis quando comparados a dados experimentais.

Quanto aos parâmetros de massa dos ossículos, pode-se observar uma variabilidade considerável entre os ajustes via objetivo único e multiobjetivo. Por exemplo, as massas do martelo e da bigorna ficaram em torno de 72 à 78 mg para $F_{Obj\ 2}$ e 7 mg para $F_{Obj\ 4}$. Em ambos os casos, as massas são discrepantes aos dados experimentais de Chen *et al.* [32], que mostram que a

média da massa do martelo e da bigorna é de 24 e 26 mg, respectivamente, com desvios padrões de 1,65 e 1,56 mg. Os parâmetros ótimos de massa obtidos pelo ajuste multiobjetivo foram os que mais se aproximaram dos dados experimentais de Chen *et al.* [32], ainda que com diferenças consideráveis. Com relação à massa do estribo, as funções $F_{Obj\ 2}$, $F_{Obj\ 3}$ e $F_{Obj\ 4}$ entregaram valores bastante abaixo de dados experimentais médios, como 3,57 mg para o conjunto de Chen *et al.* [32] e 2,73 mg para o conjunto de De Greef *et al.* [3]. Para massa do estribo, os valores obtidos com o ajuste multiobjetivo e $F_{Obj\ 1}$ apresentaram resultados razoáveis frente aos dados experimentais.

Diferentemente dos parâmetros de massa, que podem ser diretamente relacionados às massas dos elementos da OM, os parâmetros de rigidez normalmente representam a rigidez equivalente envolvendo mais de um componente. Por exemplo, a rigidez concentrada k_7 representa tanto o tendão e ligamento anular do estapédio quanto o carregamento da cóclea sobre a platina do estribo. Os parâmetros k_3 e k_5 representam os diversos ligamentos conectados ao martelo e bigorna [33].

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Modelos de parâmetros concentrados da OM humana vêm sendo estudados desde a metade do século XX. Desde então, é comum observar na literatura modelos ajustados a dados experimentais baseados em funções de objetivo único. Assim, o objetivo do presente trabalho se concentrou em avaliar a hipótese de que o ajuste com base em uma única grandeza, ou seja, por funções de objetivo único podem estabelecer modelos com baixa representatividade quando comparados a dados experimentais. Para isso, um modelo de parâmetros mecânicos concentrados da OM foi implementado, quatro funções de objetivo único e uma função multiobjetivo baseadas em quatro grandezas que caracterizam a dinâmica da OM foram definidas.

Os resultados apresentados neste trabalho mostram que, de fato, modelos ajustados com base

em uma única grandeza elaboram bons resultados em relação a esta grandeza, às custas de resultados com erros consideráveis para outras grandezas, quando comparadas a dados experimentais. O processo de ajuste com múltiplos objetivos implementado neste trabalho apresentou melhorias significativas no modelo, diminuindo o erro médio global se comparado aos erros médios globais obtidos com as funções de objetivo único. Ademais, observou-se limitações do modelo que podem estar associadas às simplificações assumidas ou às incertezas dos procedimentos experimentais. Além disso, o conjunto de parâmetros ótimos apresentam valores nem sempre razoáveis quando comparados a dados experimentais.

REFERÊNCIAS

1. MOORE, B.C.J. *An Introduction to the Psychology of Hearing*. Emerald, 2012. ISBN 9781780520384. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=LM9U8e28pLMC>.
2. IHRLE, Sebastian; EIBER, Albrecht; EBERHARD, Peter. Modeling of the incudo-malleolar joint within a biomechanical model of the human ear. *Multibody System Dynamics*, v. 39, n. 4, p. 291–310, Apr 2017. ISSN 1573-272X. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/s11044-016-9550-7>.
3. GREEF, Daniel De; BUYTAERT, Jan AN; AERTS, Johan RM; HOOREBEKE, Luc Van; DIERICK, Manuel; DIRCKX, Joris. Details of human middle ear morphology based on micro-CT imaging of phosphotungstic acid stained samples. *JOURNAL OF MORPHOLOGY*, v. 276, n. 9, p. 1025–1046, 2015. ISSN 0362-2525. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1002/jmor.20392>.
4. GOTTLIEB, Peter K.; VAISBUCH, Yona; PURIA, Sunil. Human ossicular-joint flexibility transforms the peak amplitude and width of impulsive acoustic stimuli. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 143, n. 6, p. 3418–3433, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1121/1.5039845>.
5. WILLCOX, Thomas O.; ARTZ, Gregory J. Chapter 26 - auditory system disorders. In: SCHAPIRA, Anthony H.V.; BYRNE, Edward; DIMAURO, Salvatore; FRACKOWIAK, Richard S.J.; JOHNSON, Richard T.; MIZUNO, Yoshikuni; SAMUELS, Martin A.; SILBERSTEIN, Stephen D.; WSZOLEK, Zbigniew K. (Ed.). *Neurology and Clinical Neuroscience*. Philadelphia: Mosby, 2007. p. 329 – 335. ISBN 978-0-323-03354-1. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780323033541500304>.
6. WHO. *World Health Organization: Global Costs of Unaddressed Hearing Loss and Cost-effectiveness of Interventions*. World Health Organization, 2017. ISBN 9789241512046. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=6LOaswEACAAJ>.
7. PAOLIS, Annalisa De; BIKSON, Marom; NELSON, Jeremy T.; RU, J. Alexander de; PACKER, Mark; CARDOSO, Luis. Analytical and numerical modeling of the hearing system: Advances towards the assessment of hearing damage. *Hearing Research*, v. 349, p. 111 – 128, 2017. ISSN 0378-5955. Noise in the Military. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378595516302787>.
8. ONCHI, Yutaka. A study of the mechanism of the middle ear. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 21, n. 4, p. 404–410, 1949. Disponível em: <https://doi.org/10.1121/1.1906527>.
9. MØLLER, Aage R. Network model of the middle ear. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 33, n. 2, p. 168–176, 1961. Disponível em: <https://doi.org/10.1121/1.1908610>.
10. ZWISLOCKI, J. Analysis of the middle-ear function. part i: Input impedance. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 34, n. 9B, p. 1514–1523, 1962. Disponível em: <https://doi.org/10.1121/1.1918382>.
11. FENG, B.; GAN, R. Z. Lumped parametric model of the human ear for sound transmission. *Biomechan Model Mechanobiol*, n. 3, p. 33–47, 2004.

12. GARLAND, Philip. A lumped parameter mechanical model of tensor tympani muscle contraction of the middle ear. *Proceedings of Meetings on Acoustics*, v. 11, n. 1, p. 050001, 2010. Disponível em: <https://asa.scitation.org/doi/abs/10.1121/1.3592354>.
13. RUSINEK, Rafal. Sound transmission in the first nonlinear model of middle ear with an active implant. *Mathematical Problems in Engineering*, 2020. Disponível em: <https://doi.org/10.1155/2020/4580467>.
14. VOSS, Susan E.; ROSOWSKI, John J.; MERCHANT, Saumil N.; PEAKE, William T. Middle-ear function with tympanic-membrane perforations. II. A simple model. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 110, n. 3, p. 1445–1452, 2001. Disponível em: <https://doi.org/10.1121/1.1394196>.
15. O’CONNOR, Kevin N.; PURIA, Sunil. Middle-ear circuit model parameters based on a population of human ears. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 123, n. 1, p. 197–211, 2008. Disponível em: <https://doi.org/10.1121/1.2817358>.
16. VOSS, Susan E.; MERCHANT, Gabrielle R.; HORTON, Nicholas J. Effects of middle-ear disorders on power reflectance measured in cadaveric ear canals. *Ear and Hearing*, v. 33, n. 2, p. 195–208, 2012. Disponível em: https://journals.lww.com/ear-hearing/Abstract/2012/03000/Effects_of_Middle_Ear_Disorders_on_Power.5.aspx.
17. XUE, Lin; LIU, Houguang; WANG, Wenbo; YANG, Jianhua; ZHAO, Yu; HUANG, Xinsheng. The role of third windows on human sound transmission of forward and reverse stimulations: A lumped-parameter approach. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 147, n. 3, p. 1478–1490, 2020. Disponível em: <https://doi.org/10.1121/10.0000846>.
18. VOSS, Susan E.; ROSOWSKI, John J.; MERCHANT, Saumil N.; PEAKE, William T. Acoustic responses of the human middle ear. *Hearing Research*, v. 150, n. 1, p. 43 – 69, 2000. ISSN 0378-5955. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378595500001775>.
19. ROSOWSKI, John J.; NAKAJIMA, Hideko H.; HAMADE, Mohamad A.; MAHFOUD, Lorice; MERCHANT, Gabrielle R.; HALPIN, Christopher F.; MERCHANT, Saumil N. Ear-canal reflectance, umbo velocity, and tympanometry in normal-hearing adults. *Ear and Hearing*, v. 33, n. 1, p. 19–34, 2010. Disponível em: https://journals.lww.com/ear-hearing/fulltext/2012/01000/Ear_Canal_Reflectance,_Umbo_Velocity,_and.3.aspx.
20. NAKAJIMA, Hideko Heidi; ROSOWSKI, John J.; SHAHNAZ, Navid; VOSS, Susan E. Assessment of ear disorders using power reflectance. *Ear and hearing*, v. 34, n. 1, p. 48–53, 2013.
21. MERCHANT, Gabrielle R.; MERCHANT, Saumil N.; ROSOWSKI, John J.; NAKAJIMA, Hideko Heidi. Controlled exploration of the effects of conductive hearing loss on wide-band acoustic immittance in human cadaveric preparations. *Hearing Research*, v. 341, p. 19 – 30, 2016. ISSN 0378-5955. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378595516300259>.
22. LOBATO, Lucas; PAUL, Stephan; CORDIOLI, Julio. Statistical analysis of the mechanical and dynamical behavior of the human middle ear from literature data review. *Submetido para publicação*, 2020.
23. LOBATO, Lucas; CORDIOLI, Julio A.; PAUL, Stephan. Lumped parameter model and Monte Carlo Simulation to study middle ear uncertainties. In: 23RD INTERNATIONAL CONGRESS ON ACOUSTICS. Deutsche Gesellschaft für Akustik, 2019. Disponível em: <https://publications.rwth-aachen.de/record/770195>.
24. VOLANDRI, G.; PUCCIO, F. Di; FORTE, P.; CARMIGNANI, C. Biomechanics of the tympanic membrane. *Journal of Biomechanics*, v. 44, n. 7, p. 1219 – 1236, 2011. ISSN 0021-9290. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0021929011000224>.

25. CHENG, Tao; DAI, Chenkai; GAN, Rong Z. Viscoelastic properties of human tympanic membrane. *Annals of Biomedical Engineering*, v. 35, n. 2, p. 305–314, Feb 2007. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/s10439-006-9227-0>.
26. KARMODY, C. S.; NORTHROP, C. C.; LEVINE, S. R. The incudostapedial articulation: new concepts. *Otol. Neurotol*, n. 30, p. 900–997, 2009. Disponível em: https://journals.lww.com/otology-neurotology/Abstract/2009/10000/The_Incudostapedial_Articulation__New_Concepts.22.aspx.
27. IHRLE, S.; GERIG, R.; DOBREV, I.; RÖÖSLI, C.; SIM, J.H.; HUBER, A.M.; EIBER, A. Biomechanics of the incudo-malleolar-joint – experimental investigations for quasi-static loads. *Hearing Research*, v. 340, p. 69 – 78, 2016. ISSN 0378-5955. MEMRO 2015 – Basic Science meets Clinical Otology. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378595515300861>.
28. ZHANG, Xiangming; GAN, Rong Z. Experimental measurement and modeling analysis on mechanical properties of incudostapedial joint. *Biomechanics and Modeling in Mechanobiology*, v. 10, n. 5, p. 713–726, Oct 2011. ISSN 1617-7940. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/s10237-010-0268-9>.
29. SIM, Jae Hoon; CHATZIMICHALIS, Michail; LAUXMANN, Michael; RÖÖSLI, Christof; EIBER, Albrecht; HUBER, Alexander M. Complex stapes motions in human ears. *Journal of the Association for Research in Otolaryngology*, v. 11, n. 3, p. 329–341, Sep 2010. ISSN 1438-7573. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/s10162-010-0207-6>.
30. CALERO, Diego; LOBATO, Lucas; PAUL, Stephan; CORDIOLI, Júlio A. Analysis of the Human Middle Ear Dynamics Through Multi-body Modeling. *Journal of Biomechanical Engineering*, v. 142, n. 7, 05 2020. ISSN 0148-0731. 071012. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.4046689>.
31. VOSS SUSAN E. HORTON, Nicholas; WOODBURY, Rebecca R.; SHEFFIELD, Kathryn N. Sources of variability in reflection measurements on normal cadaver ears. *Ear and Hearing*, v. 29, n. 4, p. 651–665, 2008. Disponível em: <https://doi.org/10.1097/AUD.0b013e318174f07c>.
32. CHEN, Huayue; OKUMURA, Toshihiko; EMURA, Shoichi; SHOUMURA, Shizuko. Scanning electron microscopic study of the human auditory ossicles. *Annals of Anatomy - Anatomischer Anzeiger*, v. 190, n. 1, p. 53 – 58, 2008. ISSN 0940-9602. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0940960207000866>.
33. LEMMERLING, M M; STAMBUK, H E; MANCUSO, A A; ANTONELLI, P J; KUBILIS, P S. Ct of the normal suspensory ligaments of the ossicles in the middle ear. *American Journal of Neuroradiology*, American Journal of Neuroradiology, v. 18, n. 3, p. 471–477, 1997. ISSN 0195-6108. Disponível em: <http://www.ajnr.org/content/18/3/471>.

(Esta página foi deixada intencionalmente em branco.)

Exposição do risco ocupacional às vibrações mão-braço na operação de lixadeiras orbitais em marcenarias

Flores, C.¹ ; Vergara, E. F.² 

¹ Auditoria Fiscal do Trabalho, Ministério da Economia, Porto Alegre, RS, cibeelflores@yahoo.com.br

² Laboratório de Vibrações e Acústica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, e.f.vergara@ufsc.br

Resumo

A exposição às vibrações em mãos e braços do corpo humano é um risco ocupacional e está relacionada com o uso e manipulação de ferramentas de trabalho que são agarradas pelas mãos. Ademais, a exposição permanente às vibrações em mãos e braços e por longos períodos pode provocar lesões, doenças e contribuir para desenvolver distúrbios musculoesqueléticos. Neste estudo foi avaliado o risco ocupacional da aceleração resultante de exposição normalizada (aren) no sistema mão-braço de trabalhadores que operaram lixadeiras orbitais em atividades de marcenaria, em função de quatro tempos totais de avaliação (75, 165, 255 e 435 minutos) considerando períodos de 30 minutos de atividade e 15 minutos de descanso. Medições de aceleração instantânea foram realizadas durante 20 e 60 segundos, para sete lixadeiras orbitais, as quais foram manuseadas por seus operadores durante a execução de uma atividade laboral habitual. A aren das lixadeiras avaliadas em períodos totais de 165, 255 e 435 minutos ultrapassou o Limite de Ação ($2,5 \text{ m/s}^2$) recomendado pela NR-9 do MTE. Para aren com tempo total de atividades superior a 165 minutos, o Limite de Exposição Ocupacional de 5 m/s^2 foi excedido.

Palavras-chave: vibração ocupacional; aceleração em ferramentas manuais; marcenarias.

PACS: 43.40.Ng, 43.66.Wv, 43.40.At.

Exposure of occupational risk to hand-arm vibrations when operating orbital sanders in woodworking

Abstract

Exposure to vibrations in the hands and arms of the human body is an occupational hazard and is related to the use and manipulation of work tools. Moreover, permanent exposure to vibrations in the hands and arms for long periods can cause injuries, diseases and contribute to the development of musculoskeletal disorders. This study evaluates the acceleration resulting from normalized exposure (AREN) in the hand-arm system of workers who operated orbital sanders in joinery activities over four total evaluation times (75, 165, 255 and 435 minutes) considering 30 minutes activity periods and 15 minutes of rest. Instantaneous acceleration measurements were performed during 20 and 60 seconds for seven orbital sanders handled by their operators during the performance of a usual work activity. AREN of sanders evaluated in periods totalling 165, 255, and 435 minutes exceeded the Action Limit (2.5 m/s^2) recommended by the NR-9 of MTE. For AREN with total activity time greater than 165 minutes, the Occupational Exposure Limit of 5 m/s^2 has been exceeded.

Keywords: occupational vibration; hand tool acceleration; woodworking.

1. INTRODUÇÃO

Os principais riscos presentes nas atividades no setor madeireiro, das serrarias e carpintarias, podem ser classificados como relativos à saúde e segurança dos trabalhadores. A maioria desses riscos relacionados à saúde dos trabalhadores está associada a exposições prolongadas a certas substâncias, ou a níveis excessivos de ruído ou vibrações de máquinas e ferramentas manuais [1–4].

Os operadores de máquinas ou ferramentas manuais frequentemente permanecem expostos a vibrações transmitidas ao sistema mão-braço de forma excessiva, durante longo período de exposição, podendo sofrer transtornos na corrente sanguínea dos dedos e alterações nas funções neurológicas e locomotoras das mãos e dos braços. Neste contexto, é comum utilizar o termo síndrome das vibrações transmitidas ao sistema mão-braço para definir estas patologias no sistema mão-braço [5–6].

Vibrações com frequências superiores a 20 Hz afetam principalmente a região de mãos e braços do corpo humano e as ferramentas de trabalhos vibráteis, que são agarradas pelas mãos, são as fontes vibratórias mais comuns nessa faixa de frequência. Entre as ferramentas e equipamentos que provocam vibrações em mãos e braços, destacam-se: martelos pneumáticos, furadeiras, motosserras de corrente, polidoras, lixadeiras e rebidadeiras [7].

Os efeitos das vibrações no sistema mão-braço estão relacionados com as vibrações de alta frequência as quais são amortecidas e absorvidas pelos tecidos moles. Vibrações são transmitidas através dos ossos do sistema mão-braço, entre 20 e 1.500 Hz, podendo ser amplificadas, e a intensidade das vibrações transmitidas decresce em relação à distância com a superfície de contato, tendo ainda relação com a frequência [6–7]. Os sinais e sintomas próprios da exposição às vibrações de alta frequência no sistema mão-braço se dividem em efeitos vasculares, efeitos ósseo-articulares, efeitos neurológicos, efeitos musculares e efeitos gerais. Os efeitos vasculares aparecem nas frequências

entre 24 e 250 Hz e são definidos como síndrome vascular característico da ação de estas vibrações: fenômeno de Raynaud de origem laboral, doença de Loriga, doença vasoespástica traumática, dedo morto, dedo branco, e mais conhecido como dedo branco vibro-induzido. Os efeitos aparecem na forma de perda da capacidade de manipular e controlar pelo tato com as mãos. Os dedos das mãos se tornam brancos, logo azuis e por último vermelhos, acompanhado de formigamento, intumescimento e dor [6,8–9].

Múltiplos fatores incidem no desenvolvimento da síndrome dos dedos brancos vibro-induzidos, entre eles os fatores biológicos, os fatores físicos e os fatores individuais. Os fatores biológicos estão relacionados com a magnitude da força de pressão da mão, área da mão de contato com a fonte vibratória, posturas da mão, do braço e do corpo (ângulos de flexão do cotovelo e da munheca), os fatores físicos com as características da vibração (frequência, amplitude, direção) e do tempo de exposição (em horas/dia ou anos), e os fatores individuais com a susceptibilidade individual às vibrações, com os agentes vasoconstritores (frio, drogas, tabaco, medicamentos, agentes químicos no ambiente de trabalho), a predisposição as doenças (vasculopatias periféricas, neuropatias e diabetes), idade, treinamento, habilidade [6].

Entre as pesquisas internacionais mais relevantes e relacionadas com as vibrações e o uso de lixadeiras, em ambientes madeireiros, destaca-se o estudo de Verberk *et al.* (1985) [10], sobre a sensação vibratória e tátil dos dedos após trabalhar com lixadeiras. Esse trabalho considerou vinte e quatro trabalhadores sob condições reais que operavam uma lixadeira com vibração relativamente intensa e menos intensa, durante 80 min. Os resultados desse estudo sugeriram que uma breve exposição à vibração pode causar alguma redução da sensibilidade e foi recomendado um intervalo livre de exposição, de pelo menos várias horas, para estudar os efeitos crônicos da exposição às vibrações. Os resultados da medição e análise de aceleração da vibração confirmaram que o risco de danos permanentes à saúde dos trabalhadores que manuseiam lixadeiras orbitais nas operações de

carpintaria e processamento de madeira é muito real e a exposição diária deve ser limitada com os tempos de exposição recomendados, de forma que o processo de produção deva manter a organização do trabalho, e os cronogramas de trabalho devem ser organizados para incluir períodos livres de vibração [11,12]. A pesquisa que Gauthier *et al.* (2012) [13] desenvolveram se concentrou no setor de fabricação de móveis de madeira no Canadá, especificamente sobre a exposição à vibração dos membros superiores durante o uso de lixadeiras orbitais portáteis. Assim, foram caracterizadas as vibrações emitidas pelas lixadeiras para determinar seu impacto no desenvolvimento de lesões ocupacionais e com os demais fatores de risco como más posturas de trabalho, particularmente dos pulsos.

No Brasil, existem setores laborais como a mineração, silvicultura, construção civil e obras públicas, marcenaria, carpintaria, fabricação de equipamentos de transporte, fundições e estaleiros, cujas atividades expõem os trabalhadores às vibrações geradas pelas ferramentas portáteis vibratórias e operadas manualmente. Os estudos brasileiros sobre as lesões causadas pelas vibrações de ferramentas manuais são escassos, mas cabe destacar o estudo de Cunha (2006) [14] sobre a exposição ocupacional às vibrações em mãos e braços em treze marmoreiras, sendo avaliado o processo de corte a seco e a úmido e contabilizando as diversas posturas, posições e forças aplicadas na execução da atividade laboral. O trabalho de Soeiro (2011) [15] mostrou resultados das medições de vibração realizadas em um equipamento do setor de montagem e desmontagem de esteiras rolantes, sendo utilizadas ferramentas pneumáticas manuais nos diversos postos de trabalho. Savionek e Gomes (2012) [16] avaliaram a exposição humana à vibração transmitida ao sistema mão-braço durante a atividade ciclística para três diferentes tipos de pavimento (asfalto, placas moldadas de concreto e blocos intertravados de concreto), utilizando-se dois modelos de bicicleta (*Speed* e *Mountain bike*), além de ciclistas com diferentes características físicas. Diniz *et al.* (2016) [17] quantificaram a exposição do trabalhador ao agente vibração em

mãos e braços e os impactos provocados durante a execução de atividades de acabamento, esmerilhamento e polimento de peças, com utilização de quatro lixadeiras em uma empresa de caldeiraria pesada. O trabalho experimental desenvolvido por Padilha e Catai (2017) [18], em uma montadora de veículos brasileira, consistiu em medir as vibrações de mãos e braços com ferramentas pneumáticas utilizadas para aperto de componentes e lixamento de peças, em ambiente controlado (bancadas para calibração de ferramentas de torque) e no ambiente da atividade de campo, respectivamente.

A normativa internacional *Measurement and evaluation of human exposure to hand transmitted vibration* ISO 5349:2001 [19] estabelece o procedimento de medição para as vibrações transmitidas às mãos dos trabalhadores. Essa norma permite avaliar e medir o risco da exposição de vibração sobre a mão, cobrindo uma faixa de frequência de 8 a 1.000 Hz. A partir de curvas de exposição para bandas de frequência de terço de oitava podem-se encontrar os limites de níveis de vibração na mão quando esta está fixa a uma ferramenta. No Brasil, a portaria Nº 1.297, de 13 de agosto de 2014, aprovou o Anexo 1 Vibração da Norma Regulamentadora nº 9 (NR-9) Programas de Prevenção de Riscos Ambientais (PPRA) [20], alterou o Anexo 8 Vibração da Norma Regulamentadora nº 15 (NR-15) Atividades e Operações Insalubres, e recomendou outras providências [21]. A NR-9, no seu Anexo 1 – Vibração, estabelece os objetivos, disposições gerais, avaliação preliminar de exposição, avaliação quantitativa da exposição, medidas preventivas e corretivas, parâmetros utilizados na avaliação da exposição. A NR-15, no seu Anexo 8, estabelece os objetivos e a caracterização e classificação da insalubridade. Os procedimentos técnicos para a avaliação quantitativa da exposição às Vibrações de Mãos e Braços (VMB) estão estabelecidos nas Normas de Higiene Ocupacional da FUNDACENTRO [22–24]. A caracterização da exposição às vibrações VBM deve ser realizada de acordo com o item 3 do Anexo 1 da NR-9 do Ministério do Trabalho e Emprego (MTE).

O propósito deste estudo é avaliar a aceleração resultante de exposição normalizada (aren) para verificar o grau de exposição às vibrações no sistema mão-braço de trabalhadores de marcenarias, que manuseiam lixadeiras orbitais durante atividades de polimento de superfícies de madeira. A partir da análise dos resultados obtidos foi possível confirmar que se configura a exposição às vibrações em função do tempo dedicado à atividade de polimento com a lixadeira e do tempo de descanso.

2. AVALIAÇÃO DA EXPOSIÇÃO OCUPACIONAL

Neste estudo foi aplicado o procedimento técnico para avaliação da exposição ocupacional a vibrações em mãos e braços da Norma de Higiene Ocupacional NHO 10 (2013) [24] da Fundacentro e o método de cálculo adotado foi a norma internacional sobre vibrações mecânicas ISO 5349 [19].

Os níveis de exposição às vibrações em mãos e braços de sete lixadeiras orbitais, utilizadas em marcenarias, foram determinados para as acelerações instantâneas medidas simultaneamente nos eixos x , y e z , na mão do operador durante dois períodos de medição, 20 e 60 segundos. Cada lixadeira orbital foi manuseada pelo operador que realizava suas atividades laborais sobre uma superfície de madeira plana, na respectiva marcenaria.

2.1. Lixadeira orbital

As lixadeiras orbitais são utilizadas para a remoção de marcas deixadas por ferramentas na madeira, para polimento e para acabamento de superfícies irregulares [25]. Entre as lixadeiras mais comumente encontradas nas marcenarias estão as lixadeiras de cinta (de fita ou horizontais) e as lixadeiras orbitais.

As lixadeiras orbitais, além de amplamente utilizadas em marcenarias, são também bastante empregadas em serviços de chapeação automotiva. Estão presentes no mercado em diversos

modelos e finalidades, com alimentação elétrica ou pneumática, variam em tamanho e massa, podendo alguns modelos chegar a 4 kg.

O funcionamento da lixadeira orbital está baseado na rotação de uma ventoinha onde há um contrapeso, a rotação da ventoinha provoca a vibração do equipamento e, em consequência, permite o lixamento das superfícies (Figura 1). Os principais componentes de uma lixadeira orbital elétrica são o estator e rotor, a ventoinha, a base, a almofada e os pés, e podem ser observados na Figura 2. A fixação da lixa é feita na almofada, a qual é presa à base. Têm especial importância no que se refere à transmissão das vibrações às mãos dos trabalhadores os chamados pés. De acordo com o tipo de atividade e o tamanho da ferramenta, os operadores podem pegar a lixadeira com apenas uma mão ou então com ambas as mãos.



Figura 1: Ventoinha componente da lixadeira orbital. Em destaque o contrapeso.



Figura 2: Principais componentes das lixadeiras orbitais elétricas.

A avaliação da exposição às vibrações nas mãos dos trabalhadores, durante a operação de lixadeiras orbitais em marcenarias, considerou

sete lixadeiras orbitais, sendo seis de acionamento elétrico (LOE – Lixadeira Orbital Elétrica) e uma do tipo pneumático (LOP – Lixadeira Orbital Pneumática). Na Tabela 1 são apresentadas as características das lixadeiras orbitais avaliadas, elétrica e pneumática, como massa, rotação, área da base de contato de polimento, potência elétrica e pressão de ar comprimido. Estas lixadeiras não possuíam dispo-

sitivos de agarre antivibratórios e os operadores não utilizavam luvas antivibratórias durante a atividade de polimento de superfícies. Cabe notar que apenas duas lixadeiras orbitais, do tipo LOE1-1 e LOE1-2, foram operadas com as duas mãos.

Tabela 1: Características das lixadeiras orbitais utilizadas no estudo.

Lixadeira (mecanismo)	Quantidade	Massa [kg]	Rotação [rpm]	Área da base [cm × cm]	Potência [W]	Pressão [psi]
LOE1 (elétrica)	4	3,9	6.900	10,5 x 25	220	--
LEO2 (elétrica)	2	1,4	14.000	16,5 x 14,5	225	--
LOP1 (pneumática)	1	2,3	8.000	9 x 17	--	90

2.2. Exposição às vibrações mão-braço

No Brasil, a portaria N° 1.297 de 13 de agosto de 2014, aprovou o Anexo 1 - Vibração da Norma Regulamentadora n° 9 (NR-9) do Programa de Prevenção de Riscos Ambientais (PPRA) [20] e alterou o Anexo 8 - Vibração da Norma Regulamentadora n° 15 (NR-15) que trata das Atividades e Operações Insalubres [21].

O procedimento técnico para a avaliação quantitativa da exposição às Vibrações de Mãos e Braços (VMB) está estabelecido nas Normas de Higiene Ocupacional NHO 10 da FUNDA-CENTRO [24]. A caracterização da exposição às VBM deve ser realizada de acordo com o item 3 do Anexo 1 da NR-9 do Ministério do Trabalho e Emprego (MTE) [20].

Neste trabalho os seguintes conceitos são adotados para a determinação da exposição às vibrações em mãos e braços devido ao uso de lixadeiras orbitais em marcenarias:

- Síndrome da vibração em mãos e braços (SVMB): conjunto de sintomas de ordem vascular, neurológica, osteoarticular, muscular e outros, ocasionados pela exposição ocupacional à vibração em mãos e braços.
- Aceleração resultante de exposição normalizada (aren): aceleração resultante de exposição (are) convertida para uma jornada diária padrão de 8 horas. O termo aren corresponde ao termo $a_{hv(eq,8h)}$ ou A(8), da norma ISO 5349 [19].
- Nível de ação: corresponde a um valor de aceleração resultante de exposição normalizada (aren) de $2,5 \text{ m/s}^2$, conforme o Anexo I da NR-9 [20].
- Limite de exposição ocupacional: corresponde a um valor de aceleração resultante de exposição normalizada (aren) de 5 m/s^2 , conforme o Anexo I da NR-9 [20].

A norma NHO 10 (2013) [24] fundamenta a avaliação dos níveis exposição das vibrações em mãos e braços na norma ISO 5349 [19]. Para avaliar o nível de exposição, estas normas padronizam o valor de exposição diária para um período de referência de 8 horas que é definido pela aceleração resultante de exposição normalizada (*aren*), em m/s^2 , como:

$$aren = are \sqrt{\frac{T}{T_0}}, \quad (1)$$

sendo *are* a aceleração resultante da exposição, em m/s^2 , que representa a exposição ocupacional diária; *T* o tempo de duração da jornada diária de trabalho, expresso em horas ou minutos; e *T*₀ corresponde às 8 horas ou 480 minutos.

Para o caso das vibrações em mãos e braços a aceleração média resultante (*amr*), em m/s^2 , é obtida pela raiz quadrada da soma dos quadrados das acelerações médias, medidas na direção *x*, *y* e *z*, conforme a expressão:

$$amr = \sqrt{am_x^2 + am_y^2 + am_z^2}, \quad (2)$$

sendo *am_j* a aceleração média em cada direção de medição *x*, *y* e *z*, em m/s^2 .

A aceleração resultante da exposição parcial (*arep_i*) corresponde à aceleração média resultante representativa da exposição ocupacional relativa à componente de exposição *x*, *y* e *z*, durante uma parcela do tempo da jornada diária e é apresentada na seguinte equação:

$$arep_i = \frac{1}{s} \sum_{k=1}^s am_{ik}, \quad (2)$$

sendo *s* o número de amostras da componente de exposição (*x*, *y*, *z*).

A aceleração resultante da exposição (*are*) é a aceleração média resultante representativa da exposição ocupacional diária que considera os três eixos ortogonais e as diversas componentes de exposição identificadas (*i* = *x*, *y*, *z*) e expressa como:

$$are = \sqrt{\frac{1}{T} \sum_{i=1}^m n_i arep_i^2 T_i}, \quad (4)$$

em que *n_i* é o número de repetições da componente de exposição *i* ao longo da jornada de trabalho; *T_i* é o tempo de duração da componente de exposição *i*; *m* é o número de componentes de exposição que compõem a exposição diária; e *T* é o tempo de duração da jornada diária de trabalho.

A aceleração média (*am_j*) é obtida a partir da raiz média quadrática dos valores da aceleração instantânea no período de medição, em m/s^2 , na direções *x*, *y* e *z*.

$$am_j = \sqrt{\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a_j^2(t) dt}, \quad (5)$$

em que *a_j(t)* corresponde aos valores de aceleração instantânea nas direções *x*, *y* e *z*, em m/s^2 , respectivamente, e *t₂ - t₁* representa o intervalo de tempo de medição.

2.3. Medição das vibrações nas mãos dos operadores

Quando o tempo do ciclo da atividade laboral é curto, é conveniente realizar mais de uma medição de vibração do ciclo completo. Para exposições mais longas, uma amostra representativa é geralmente adequada. Para vibrações em mãos e braços, amostras de pelo menos vinte segundos devem ser medidas, com no mínimo três repetições. Interrupções na exposição devem ser evitadas quando realizada a medição porque elas induzem uma redução do valor da aceleração média (*am_j*). Assim, a aquisição de dados deve ser iniciada após a vibração ter iniciado e parada antes que esta cesse [8].

Neste trabalho foram realizadas três medições de vinte segundos para cada ferramenta, totalizando um minuto, conforme recomendado por Mansfield (2005) [6] e também três medições com sessenta segundos de duração, de acordo com a especificação do manual do usuário do equipamento de medição utilizado da Brüel & Kjær (2009) [26].

Os dados de medição de aceleração instantânea $a_j(t)$ foram coletados durante períodos de 20 e 60 segundos, com três medições para cada período e operador com sua respectiva lixadeira. A partir dos dados de aceleração instantânea foram quantificadas a aceleração média (am_j), a aceleração média resultante (amr) e a aceleração resultante da exposição parcial ($arep_i$).

Para todas as situações de medição de aceleração foi utilizado um acelerômetro triaxial DeltaTron Tipo 4524-B-001, um analisador de vibração humana tipo 4447, da Brüel & Kjær, adaptadores e acessórios para montagem, calibrador de vibração Tipo 4294 e o *software* 4447 Vibration Explorer para aquisição e transferência de dados [26].

O sistema de coordenadas usado para a aquisição da vibração mão-braço seguiu as orientações da norma ISO 5349-1:2001 [19], onde a coordenada x é direção superior-inferior, y é a direção média-lateral e z a direção posterior-anterior (ver Figura 3). A aceleração instantânea a_j foi medida na mão que conduzia a manobra de lixamento da placa de madeira e que realizava o acabamento desta superfície. A Figura 4 mostra o acelerômetro montado entre a mão esquerda do operador e a superfície superior e dianteira da lixadeira. As medições de aceleração foram ponderadas na frequência aplicando a curva de ponderação, na faixa entre 6,3 a 1.000 Hz, atendendo as especificações das normas ISO 5349-1 [19] e ISO 8041 (2005) [27].

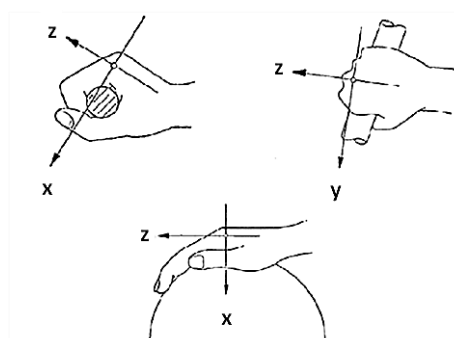


Figura 3: Sistema de coordenadas cartesianas para a mão [19].

A identificação das componentes de exposição considerou, de acordo com a norma NHO 10 (2013) [24], a fixação do acelerômetro na lixadeira e a utilização desta mais o intervalo de tempo até o seu próximo uso. Assim, cada uma das componentes de exposição é representada pelo valor de aceleração resultante de exposição parcial ($arep_i$), conforme mostra a Equação (3). Todavia, vale destacar que nesta situação o tempo durante o qual as lixadeiras não são operadas, a vibração é nula ou desprezível.

Os operadores das lixadeiras orbitais que participaram na medição das vibrações nas mãos eram trabalhadores do setor madeireiro (seis homens e um mulher). A maioria deles possuía experiência na manipulação das lixadeiras orbitais e as utilizavam há mais de 10 anos. Em alguns casos, os trabalhadores afirmaram sentir dores quando o uso dos equipamentos era mais frequente, afetando principalmente o antebraço, o braço, o ombro e o cotovelo.



Figura 4: Posição da mão do operador com a lixadeira orbital e montagem do acelerômetro entre a mão e a lixadeira.

Para avaliar a exposição às vibrações em mãos e braços, em termos da aceleração resultante da exposição ($aren$), foi considerado o relato dos trabalhadores sobre o tempo dedicado à atividade de polimento de peças de madeira durante a execução do trabalho na marcenaria, em relação ao período de trabalho de 8 horas diárias.

O período mínimo de operação da lixadeira, em média e conforme exposto pelos operadores, foi de 30 minutos de atividade com 15 minutos de descanso (período sem operação da lixadeira e dedicado à realização de atividades de organização e limpeza de peças de madeira). A partir dessa informação foram estabelecidos quatro possíveis períodos de trabalho com du-

ração total de 75, 165, 255 e 435 minutos, denominado tempo total de avaliação, para determinar a aceleração resultante de exposição normalizada em mãos e braços (aren) de cada tipo de lixadeira orbital avaliada, conforme descrito na Tabela 2.

Tabela 2: Definição do tempo total de avaliação a partir do tempo parcial e número de exposições, número de exposições, tempo e número de descansos.

Tempo parcial de exposição [minutos]	Número de exposições	Tempo de descanso [minutos]	Número de descansos	Tempo total de avaliação [minutos]
30	2	15	1	75
	4		3	165
	6		5	255
	10		9	435

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os valores da aceleração média (am_j) e da aceleração média resultante (am_r), determinadas a partir das três repetições das medições de aceleração instantânea $a_j(t)$, de cada período de medição, 20 e 60 segundos, são apresentados

respectivamente nas Tabelas 3 e 4. As lixadeiras orbitais LOE1-1 e LOE2-2 apresentaram os valores maiores de aceleração média resultante (superiores a 9 m/s^2) e as lixadeiras LOE1-2 e LOE2-1 os valores menores (inferior a 7 m/s^2), tanto para os períodos de medição de 20 segundos como para 60 segundos.

Tabela 3: Aceleração média (am_j) e aceleração média resultante (am_r) da aceleração instantânea de 20 segundos.

Lixadeira	am_x [m/s^2]	am_y [m/s^2]	am_z [m/s^2]	am_r [m/s^2]
LOE1-1	7,10	6,98	3,97	10,72
LOE1-2	5,25	1,47	2,04	5,82
LOE1-3	3,31	3,49	7,42	8,85
LOE1-4	2,71	4,29	5,48	7,47
LOE2-1	1,15	4,55	4,37	6,16
LOE2-2	5,85	5,40	6,51	10,30
LOP1	1,12	2,03	7,39	7,76

A determinação da aceleração resultante da exposição (are) considerou, respectivamente, para cada tempo de duração da componente de exposição (75, 165, 255 e 435 minutos), 1, 2, 3 e 5 repetições de 30 minutos de exposição, para cada componente da aceleração resultante (amr) de 20 e 60 segundos de duração, conforme descrito na Tabela 2. Os resultados da aceleração resultante da exposição (are), da Tabela 5, mostram que as lixadeiras LOE1-1 e LOE2-2 mantiveram valores de aceleração superiores a 8 m/s² e no caso das lixadeiras

LOE1-2 e LOE2-1 os valores da are permanecem inferiores a 5 m/s². Cabe notar que estas lixadeiras pertencem ao grupo 1 e 2 das lixadeiras orbitais de acionamento elétrico (LOE) e se diferenciam pela massa, rotação e área de base de contato (ver Tabela 1). As lixadeiras orbitais elétricas LOE1-3 e LOE1-4 e a lixadeira orbital pneumática LOP1 apresentaram valores intermediários de aceleração resultante da exposição (are), variando entre 6 e 8 m/s².

Tabela 4: Aceleração média (am_j) e aceleração média resultante (amr), da aceleração instantânea de 60 segundos.

Lixadeira	am _x [m/s ²]	am _y [m/s ²]	am _z [m/s ²]	amr [m/s ²]
LOE1-1	6,84	5,47	3,52	9,44
LOE1-2	4,04	1,21	2,34	4,92
LOE1-3	4,04	3,72	6,96	8,88
LOE1-4	3,34	5,01	5,46	8,14
LOE2-1	1,61	2,34	2,36	3,72
LOE2-2	7,26	7,71	7,41	12,95
LOP1	1,05	2,44	6,09	6,67

Tabela 5: Aceleração resultante da exposição (are) para cada tempo de duração da componente de exposição.

Lixadeira	are [m/s ²]			
	75 mi- nutos	165 mi- nutos	255 mi- nutos	435 mi- nutos
LOE1-1	9,03	8,61	8,49	8,39
LOE1-2	4,82	4,60	4,53	4,48
LOE1-3	7,93	7,56	7,45	7,36
LOE1-4	6,99	6,66	6,56	6,49
LOE2-1	4,55	4,34	4,28	4,23
LOE2-2	10,47	9,98	9,83	9,72
LOP1	6,47	6,17	6,08	6,01

A aceleração resultante de exposição normalizada (aren) foi determinada para as sete lixadeiras orbitais avaliadas a partir dos valores de aceleração resultante da exposição (are) e considerando os tempos de exposição de 75, 165, 255 e 435 minutos, conforme apresentados na Tabela 2, para um tempo de referência de 8 horas (480 minutos). As Figuras 5 a 8 mostram os valores da aren das lixadeiras orbitais para cada tempo de exposição e os limites estabelecidos pela NR-15 [21] para o Nível de Ação ($2,5 \text{ m/s}^2$) e para o Limite de Exposição Ocupacional (5 m/s^2).

Os valores de aceleração resultante de exposição normalizada (aren) das lixadeiras orbitais elétricas LOE1-2 e LOE2-1 permaneceram abaixo do Nível de ação, apenas para 75 minutos de exposição (ver Figura 5) e não ultrapassaram o Limite de Exposição Ocupacional para as exposições às vibrações com duração de 165, 255 e 435 minutos (Figuras 6 a 8). As lixadeiras LOE1-1 e LOE2-2 excedem o Limite de Exposição Ocupacional para tempos de exposição superiores a 165 minutos. A aceleração resultante de exposição normalizada da maioria das lixadeiras orbitais, com exceção das LOE1-1, LOE1-3 e LOE2-2, permaneceram entre o Nível de Ação e o Limite de Exposição Ocupacional para tempos de exposição com durações entre 165 e 255 minutos.

Em relação às lixadeiras LOE1-1 e LOE2-2 pode ser acrescentado que os operadores relataram sentir dores nos braços e cotovelos pelo uso frequente do equipamento, inclusive um funcionário teve períodos de afastamento do trabalho. A lixadeira LOE2-2 apresentou um parafuso solto que impedia a fixação correta dos elementos componentes da ferramenta e, assim, ofereceu um nível de vibração maior que o recomendado.

A aceleração resultante de exposição normalizada (aren) das lixadeiras utilizadas em períodos totais de 165, 255 e 435 minutos foi superior ao Limite de Ação ($2,5 \text{ m/s}^2$) recomendado pela NR-9 do MTE. Nesse caso, será necessário adotar medidas preventivas, independente do uso de equipamentos de proteção individual, como por exemplo luvas antivibratórias.

Para acelerações resultantes de exposição normalizada (aren) com tempo total de atividade superiores a 165 minutos foi superado o Limite de Exposição Ocupacional de 5 m/s^2 , o que implica na obrigatoriedade da aplicação de medidas corretivas para assim evitar uma caracterização de uma condição insalubre de trabalho.

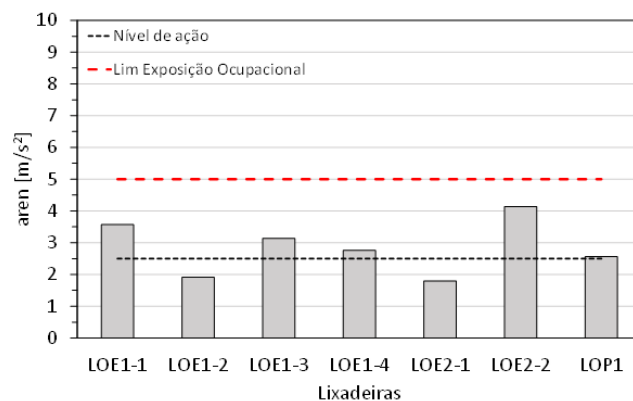


Figura 5: Aceleração resultante de exposição normalizada (aren) das lixadeiras orbitais para um período de exposição de 75 minutos.

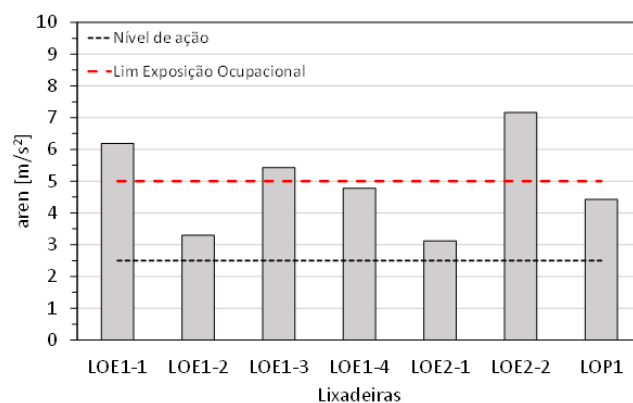


Figura 6: Aceleração resultante de exposição normalizada (aren) das lixadeiras orbitais para um período de exposição de 165 minutos.

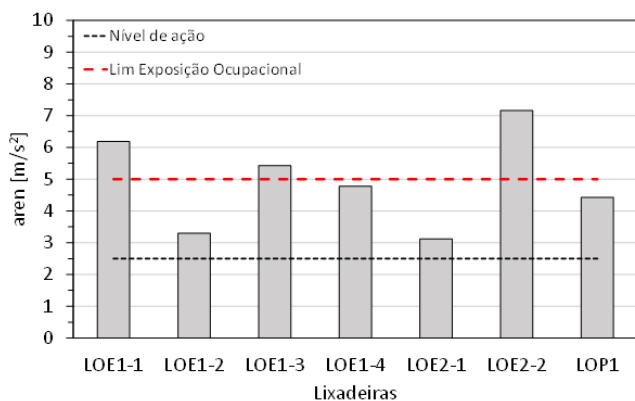


Figura 7: Aceleração resultante de exposição normalizada (aren) das lixadeiras orbitais para um período de exposição de 255 minutos.

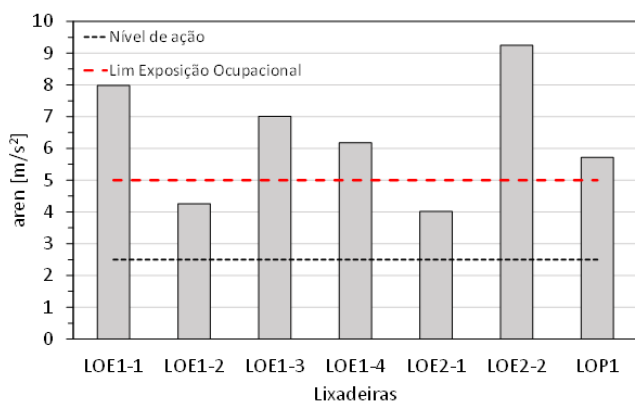


Figura 8: Aceleração resultante de exposição normalizada (aren) das lixadeiras orbitais para um período de exposição de 435 minutos.

Cabe destacar que a manutenção passa a ter papel fundamental não apenas do ponto de vista do aumento da disponibilidade dos equipamentos, gerando ganhos na produção, mas também sob a ótica da saúde e da segurança do trabalhador. A prática dos diálogos diários de segurança deve incluir a verificação das condições de manutenção das ferramentas utilizadas pelos próprios trabalhadores, onde estes apontariam problemas constatados e fariam os ajustes necessários. Algumas intervenções simples, como o aperto de parafusos soltos, poderiam ser realizadas pelos próprios operadores, os quais são os principais beneficiados ao operarem um equipamento com o menor nível de ruído e vibração possível. Também o treinamento

é fundamental, devendo o trabalhador ser orientado sobre a melhor maneira de realizar suas tarefas, empregando a menor força possível (levando em conta a segurança da operação) na pega da ferramenta.

Vale ressaltar que os diagnósticos da exposição às fontes de vibração nos locais de trabalho são válidos quando as ferramentas analisadas (lixadeiras orbitais) são as únicas fontes de vibração durante a jornada de trabalho. No entanto, é possível que os trabalhadores estejam expostos a diferentes fontes de vibração ao longo da sua jornada.

4. CONCLUSÕES

Neste estudo foi determinado o nível de exposição às vibrações no sistema mão-braço de trabalhadores de marcenarias que utilizaram lixadeiras orbitais. A partir dos resultados obtidos de aceleração resultante de exposição normalizada (aren) foi confirmado que existe exposição às vibrações em função do tempo total de avaliação, ou seja, o tempo dedicado à atividade de polimento com a lixadeira e o tempo de descanso.

Os tempos totais de avaliação entre 165 e 255 minutos poderiam ser períodos recomendados para realizar atividades de polimento de superfícies com lixadeiras orbitais em marcenarias, sempre que medidas preventivas sejam adotadas e que o Limite de Exposição Ocupacional não seja ultrapassado.

REFERÊNCIAS

1. FARIAS, V.; BURITI, A.; ROSA, M. Ocorrência de perda auditiva induzida pelo ruído em carpinteiros. *Revista CEFAC*. v. 14, n. 3, p. 413–422, 2012. ISSN 1982-0216. doi: [10.1590/S1516-18462011005000119](https://doi.org/10.1590/S1516-18462011005000119).
2. FIEDLER, N.; P. P., GUIMARÃES; ALVES, R. T.; WANDERLEY, F. B. Avaliação ergonômica do ambiente de trabalho em marceneiros no sul do Espírito Santos. *Revista Árvore*, v. 34, n. 5, p. 907–915, 2010. ISSN 0100-6762. doi: [10.1590/S0100-67622010000500016](https://doi.org/10.1590/S0100-67622010000500016).

3. PIGNATI, W. A.; MACHADO, J. M. H. Riscos e agravos à saúde e à vida dos trabalhadores das indústrias madeireiras de Mato Grosso. *Ciência & Saúde Coletiva*, v. 10, n. 4, pp.961-973, 2005. ISSN 1413-8123. doi: [10.1590/S1413-81232005000400019](https://doi.org/10.1590/S1413-81232005000400019).
4. VENTUROLI, F.; FIEDLER, N. C.; MINETTI, L. J.; MARTINS, I. S. Avaliação do nível de ruído em marcenarias no Distrito Federal, Brasil. *Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental*, v.7, n.3, p. 547–551, 2003. ISSN 1807-1929. doi: [10.1590/S1415-43662003000300023](https://doi.org/10.1590/S1415-43662003000300023).
5. Guia de boas práticas não vinculativo para a aplicação da Directiva 2002/44/CE relativa às prescrições mínimas de segurança e saúde respeitantes à exposição dos trabalhadores aos riscos devidos aos agentes físicos (vibrações). Comissão Europeia, 2009. ISBN 978-92-79-07545-2. Disponível em: <https://op.europa.eu/pt/publication-detail/-/publication/3f9392ff-8975-4139-9ea2-5b168a334664/language-pt>
6. MANSFIELD, N. J. *Human Response to Vibration*. Florida: CRC Press, 2005. ISBN 0-415-28239-X.
7. GRIFFIN, M. J. *Handbook of Human Vibration*. London: Elsevier Academic Press, 2004.
8. BOVENZI, M.; WELSH, A. J. L.; GRIFFIN, M. Acute effects of continuous and intermittent vibration on finger circulation. *International Archives of Occupation Environmental Health*, v. 77, n. 4, p. 255–263, 2004. ISSN 1432-1246. doi: [10.1007/s00420-004-0507-4](https://doi.org/10.1007/s00420-004-0507-4).
9. DONG, R. G.; MCDOWELL, T. W.; WELCOME, D. E.; SMUTZ, W. P. Correlations between biodynamic characteristics of human hand–arm system and the isolation effectiveness of anti-vibration gloves. *International Journal of Industrial Ergonomics*, v. 35, n. 3, p. 205–216, 2005. ISSN 0169-8141. doi: [10.1016/j.ergon.2004.08.009](https://doi.org/10.1016/j.ergon.2004.08.009).
10. VERBERK, M. M.; SALLI, H. J. A.; KEMPERS, O. Vibratory and tactile sense of the fingers after working with sanders. *International Archives of Occupation Environmental Health*, v. 56, p. 217–223, 1985. ISSN 1432-1246. doi: [10.1007/BF00396599](https://doi.org/10.1007/BF00396599).
11. GOGLIA, V.; RISOVLÉ, S.; BELJO, R. Hand transmitted vibrations caused by orbital hand sanding machines. *Arhiv za Higijenu Rada i Toksikologiju*, v. 46, n. 1, p. 33–44, 1995. ISSN 1848-6312.
12. SUCHOMEL, J.; SIKLIENKA, M.; GOGLIA, V. Exposure to the hand-arm transmitted vibration at using pneumatic sanding machine. *Human Resources Management and Ergonomics*, v. 5, n. 1, p. 1–8, 2011. ISSN 1337-0871.
13. GAUTHIER, F.; GÉLINAS, D.; MARCOTTE, P. Vibration of portable orbital sanders and its impact on the development of work-related musculoskeletal disorders in the furniture industry. *Computers & Industrial Engineering*, v. 62, n. 3, p. 762–769, 2012. ISSN 0360-8352. doi: [10.1016/j.cie.2011.11.035](https://doi.org/10.1016/j.cie.2011.11.035).
14. CUNHA, I. A. *Exposição ocupacional à vibração em mãos e braços em marmorarias no município de São Paulo: proposição de procedimento alternativo de medição*. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, 2006. Disponível em: <https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3134/tde-10042007-000855/pt-br.php>
15. SOEIRO, N. S. Vibrações e o Corpo Humano: uma avaliação ocupacional. In: *Anais I workshop de vibrações e acústica*. Tucuruí, PA: [s.n.], 2011. Disponível em: <https://docplayer.com.br/31207275-Vibracoes-e-o-corpo-humano-uma-avaliacao-ocupacional.html>
16. SAVIONEK, D.; GOMES, H. M. Medição e avaliação da exposição humana à vibração transmitida ao sistema mão-braço durante a atividade ciclística. *Revista Liberato*, v. 13, n. 20, p. 1–20, 2012. ISSN 2178-8820. doi: [10.31514/rliberato.2012v13n20.p113](https://doi.org/10.31514/rliberato.2012v13n20.p113).
17. DINIZ, H., A., G.; RAMOS, J., DE S.; J., C., BRANDÃO; ZANETTI, C., S.; DUARTE,

- M. L. M.; Impacto da vibração de mãos e braços sobre o trabalhador na utilização de lixadeiras. In: *IX Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, CONEM 2016*. Fortaleza, CE: [s.n.], 2016. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/316727020_IMPACTO_DA_VIBRACAO_DE_MAOS_E_BRACOS SOBRE_O_TRABALHADOR_NA_UTILIZACAO_DE_LIXADEIRAS/link/5c774681a6fdcc4715a15041/download
18. PADILHA, R., A., B.; CATAI, R. E. Análise experimental de vibração ocupacional de mãos e braços na utilização de ferramentas pneumáticas em montadora. *Revista ESPACIOS*, v. 38, n. 22, p. 30, 2017. ISSN 0798-1015.
19. International Organization for Standardization. ISO 5349: Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration, Part 1: General requirements, Part 2: Practical guidance for measurement at the workplace, 2001.
20. MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. NR 9: Programa de Prevenção de Riscos Ambientais. 2014.
21. _____. NR 15: Atividades e Operações Insalubres. 2014.
22. MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. FUNDACENTRO. Norma de Higiene Ocupacional. Procedimento técnico: avaliação da exposição ocupacional ao ruído NHO 01, 2001.
23. _____. Norma de Higiene Ocupacional. NHO 09: Avaliação da exposição ocupacional a vibrações de corpo inteiro Procedimento técnico, 2013. ISBN 85-98117-75-1.
24. _____. Norma de Higiene Ocupacional. NHO 10: Avaliação da exposição ocupacional a vibrações em mãos e braços Procedimento técnico, 2013. ISBN 978-85-98117-76-8.
25. SERVIÇO NACIONAL DE APRENDIZAGEM INDUSTRIAL. Tecnologia de Máquinas, Ferramentas e Instrumentos de Marcenaria. Rio de Janeiro. SENAI, 2003.
26. Technical documentation. Human Vibration Analyzer Type 4447. User Manual. Brüel & Kjaer, 2009.
27. International Organization for Standardization. ISO 8041: Human response to vibration - Measuring instrumentation, 2005.

(Esta página foi deixada intencionalmente em branco.)

Adequação acústica do Teatro Armando Gonzaga por meio de simulação computacional

Fagerlande, G.¹ ; Niemeyer, M. L.² ; Torres, J. C. B.³ 

^{1,2}Programa de Pós-Graduação em Arquitetura, Faculdade de Arquitetura e Urbanismo, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, {guilhermefagerlande, dobarulhoproarj}@gmail.com

³Programa de Engenharia Elétrica/COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, julio@poli.ufrj.br

Resumo

Raramente os teatros são projetados para uso múltiplo, entretanto aqueles situados em áreas carentes de equipamentos culturais acabam por ser usados para abrigar múltiplos usos, nem todos previstos em projeto. Porém, cada uso demanda características acústicas ideais distintas. O Teatro Armando Gonzaga foi projetado pelo arquiteto Affonso Eduardo Reidy e é o único equipamento cultural no bairro de Marechal Hermes. Desde sua inauguração em 1954 tem sido utilizado para diferentes finalidades, como peças de teatro, dança, música acústica e música amplificada. O objetivo geral deste trabalho consiste em avaliar a qualidade acústica e propor adequações no Teatro Armando Gonzaga, por meio de simulação computacional. Foram realizadas medições acústicas e geométricas no interior do teatro para a elaboração e validação de um modelo de simulação acústica. As medições acústicas realizadas no teatro mostram que as características atuais não atendem, totalmente, ao desempenho acústico requisitado para as apresentações neste equipamento cultural. Após validação do modelo, foram investigadas soluções que adequassem o teatro a dois tipos de uso: da música acústica e da palavra. Como os parâmetros acústicos requisitados para cada finalidade não são os mesmos, propôs-se a utilização de elementos arquitetônicos flexíveis para a sala. Cada cenário foi então simulado e os resultados mostram que estas adequações são possíveis e podem melhorar o condicionamento acústico da edificação, tanto para palavra quanto para música acústica, atendendo aos parâmetros acústicos requeridos, mas respeitando as suas características originais.

Palavras-chave: acústica de salas, simulação acústica, parâmetros de qualidade acústica.

PACS: 43.20.Dk, 43.55.-n, 43.55.Br, 43.55.Fw, 43.55.Ka.

Acoustic adequacy of Armando Gonzaga Theater through computer simulation

Abstract

Theaters are rarely designed for multiple uses, however those located in areas lacking other cultural facilities invariably end up being used to house varied artistic presentations, not all of which were foreseen in the building's original design and construction. However, each use demands different ideal acoustic characteristics. In most cases, such rooms have a fixed configuration which only serves one type of use or does not perfectly fit any type of use. The Armando Gonzaga Theater was designed by the architect Affonso Eduardo Reidy and is the only cultural facility in the neighborhood of Marechal Hermes, Rio de Janeiro, RJ, Brazil. Since its inauguration in 1954, it has been used for different purposes, such as plays, dances, acoustic music and amplified music. The general objective of this work is to evaluate through computer simulation the acoustic quality to Teatro Armando Gonzaga and propose respective adjustments. Acoustic and geometric measurements were made inside the theater for the elaboration and validation of an acoustic simulation model. The acoustic measurements carried out in the theater demonstrate that the current characteristics do not fully meet the acoustic demands required for the performances in this cultural environment. After validating the model, solutions were investigated to adapt the theater for two types of use: acoustic music and speech. As the acoustic parameters required for each purpose are not the same, flexible architectural elements were proposed for the room. Each scenario was then simulated and the results show that these adjustments are both possible and should improve the building's acoustic conditioning both for speech and for acoustic music, thus meeting the required acoustic parameters while respecting their original characteristics.

Keywords: room acoustics, acoustic simulation, acoustic quality parameters.

1. INTRODUÇÃO

O Rio de Janeiro é uma capital brasileira com significativa concentração de atividades artísticas. Em função disso, possui diversos equipamentos culturais destinados à música, teatro, cinema etc. Muitos destes equipamentos possuem não só relevância cultural, mas também reconhecimento histórico. Um dos representantes da arquitetura carioca e brasileira foi o arquiteto Affonso Eduardo Reidy, com projetos de reconhecida excelência como o Museu de Arte Moderna do Rio, o Parque do Flamengo, o Conjunto Habitacional do Pedregulho e o Conjunto Habitacional Marquês de São Vicente.

Enquanto todos os equipamentos culturais encontravam-se no centro e na zona sul da cidade, Reidy, funcionário da prefeitura, projetou um pequeno teatro para uma população com menor oferta de lazer e cultura: o Teatro Armando Gonzaga. O teatro, inaugurado em 1954 no bairro de Marechal Hermes, zona norte do Rio de Janeiro, teve também paisagismo de Burle Marx e painéis das fachadas de Paulo Werneck [1]. O teatro pertencia à Prefeitura do Rio de Janeiro e, após a fusão do Estado da Guanabara com o Estado do Rio de Janeiro, passou a pertencer ao Estado, hoje sob a direção da Fundação de Artes do Estado do Rio de Janeiro (FUNARJ) [2]. Pela sua importância histórica, o teatro foi tombado em 1989 pelo Instituto Estadual de Patrimônio Cultural (INEPAC). Em 2015 os painéis da fachada foram tombados pela Prefeitura do Rio de Janeiro. A Figura 1 apresenta uma a vista externa atual do teatro.



Figura 1: Vista do Teatro Armando Gonzaga.

Sendo o Teatro Armando Gonzaga uma obra arquitetônica de importância histórica, e ao mesmo tempo utilizada para diversas finalidades, este trabalho tem por objetivo apresentar o estudo para adequação acústica do teatro, considerando o uso tanto para música quanto para palavra. Contudo, o principal desafio de adequações consiste em respeitar as exigências do tombamento do edifício e elaborar soluções de baixo custo, considerando que trata-se de investimento público.

Para analisar se o teatro encontra-se acusticamente adequado para uso simultâneo de música e de palavra, primeiramente foram levantadas suas características acústicas, por meio de medições de respostas impulsivas no interior do teatro. Em seguida, os valores dos parâmetros de qualidade acústica foram comparados com aqueles considerados na literatura como ideais. Ao se verificar a inadequação do teatro, passou-se a uma etapa de elaboração de projeto por simulação acústica, que consistiu de uma modelagem acústico-geométrica do espaço, com validação de modelo e simulação de resultados para cada cenário.

2. AVALIAÇÃO DO ESTADO ATUAL DA SALA

A fim de analisar as características acústicas atuais do teatro, foram realizadas medições de nível de pressão sonora e de respostas impulsivas. As medições foram realizadas com equipamentos classe 2 (calibrador e sonômetro).

Durante a sessão de medição, verificou-se que o sistema de ar condicionado Split piso-teto era ruidoso e optou-se por medir o ruído residual a fim de determinar o nível de potência sonora da fonte para as medições das respostas impulsivas. O ruído residual foi medido em duas situações: com o sistema de ar ligado e desligado. O descritor acústico utilizado foi o L_{Aeq} (nível de pressão sonora equivalente ponderada em "A"), medido em dois pontos no auditório: um próximo ao palco e outro no fundo do auditório, com duração de 5 minutos cada. A Tabela 1 apresenta os valores obtidos para cada caso e local de medição. O valor indicado pela ABNT

NBR 10.152: 2017 para o ruído residual no caso de um teatro deve ficar abaixo de 35 dB. Contudo, com o sistema de ar ligado, esse valor encontra-se aproximadamente 20 dB acima do recomendado. Por esse motivo, optou-se por realizar o levantamento das respostas ao impulso com a sala desocupada e com o sistema de ar-condicionado desligado, a fim de se obter melhor relação sinal/ruído nas medições.

Tabela 1: Medições ruído de fundo.

Ponto	AC	$L_{Aeq,5min}$
Próximo palco	Desligado	36 dB
	Ligado	58 dB
Fundo plateia	Desligado	38 dB
	Ligado	58 dB

Foram selecionados 6 locais no auditório (receptores R1 a R6) para a medição de respostas impulsivas, com a fonte sonora (F) no centro do palco, conforme Figura 2. Os parâmetros acústicos foram obtidos em função dessas respostas ao impulso medidas, para cada par fonte-receptor, em conformidade com a norma ISO-3382-1 - Acústica — Medição de parâmetros de acústica de salas - Parte 1: Salas de espetáculos [3]. Foi utilizada placa de áudio ASIO M-AUDIO M-TRACK, o software REW V5.20, microfone ECM-8000 e caixa de som Behringer modelo B212. A fonte sonora utilizada foi direcional devido à indisponibilidade de fonte omnidirecional. O sistema foi calibrado utilizando calibrador classe 2. A fonte foi ajustada para proporcionar nível de pressão sonora ponderada em “A” (*Sound Pressure Level - SPL_A*) de 94 dB a 1 metro do eixo da caixa de som. Dessa forma, com o ruído residual abaixo de 40 dB foi possível uma faixa dinâmica de 54 dB para a medição das respostas impulsivas.

Os parâmetros acústicos obtidos foram o T_{30} , EDT (Tempo de Decaimento Inicial), C_{80} (Clareza) e D_{50} (Definição) em relação a cada faixa de frequência medida. As Figuras 3 a 6 apresentam os gráficos para cada parâmetro acústico para cada receptor por bandas de oitava (de 125 Hz a 4 kHz).

Analisando a Figura 3 é possível observar que há pouca variação do tempo de reverberação

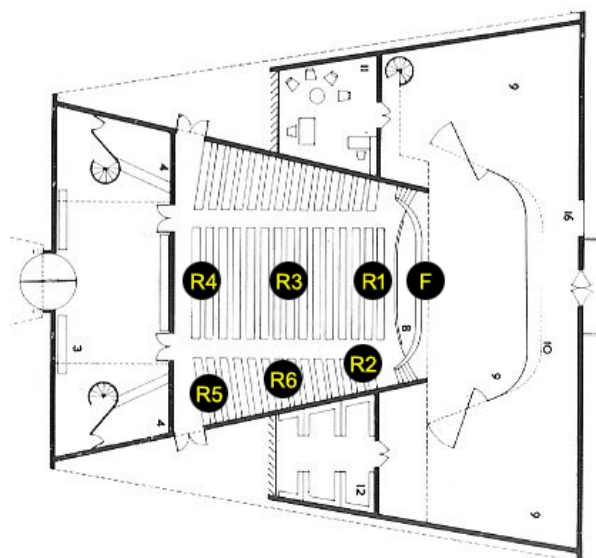


Figura 2: Pontos de medição das respostas impulsivas.

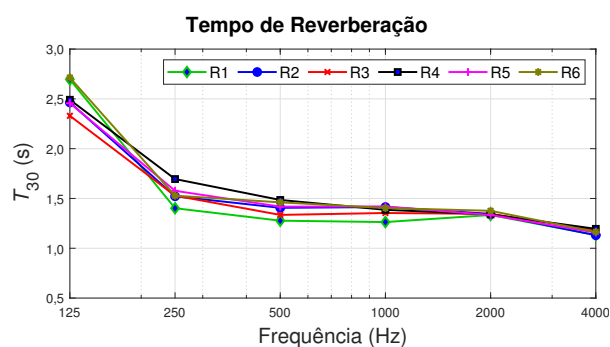


Figura 3: Parâmetro T_{30} medido.

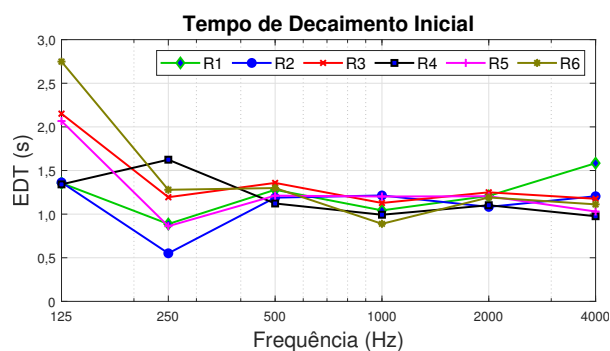


Figura 4: Parâmetro EDT medido.

entre os locais medidos, sendo o T_{30} aproximadamente constante em 1,5 s para a faixa de 250 Hz a 2 kHz, com grande elevação para faixa de 125 Hz e decréscimo para altas frequências. Comportamento similar é observado para o parâmetro EDT (Figura 4), com maior variação na faixa de 250 Hz. Isso mostra que a reverberação é homogênea na plateia, com decaimento inicial de energia também similares.

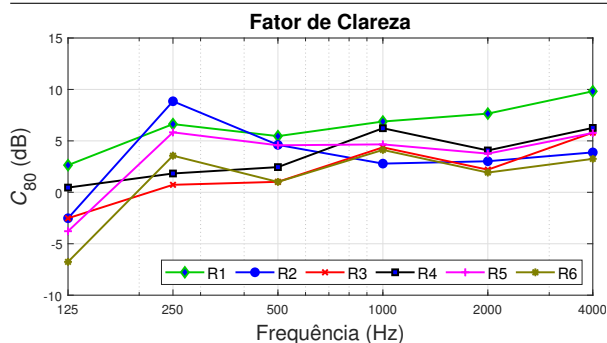


Figura 5: Parâmetro C_{80} medido.

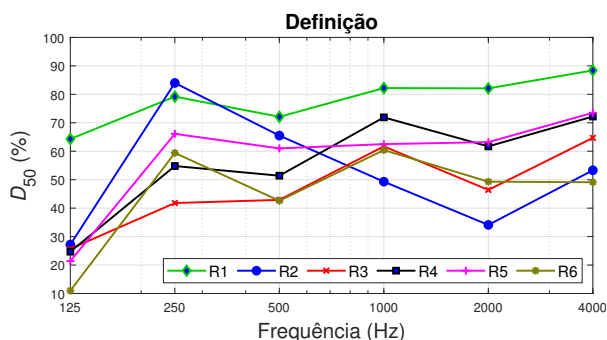


Figura 6: Parâmetro D_{50} medido.

Ao analisar os demais parâmetros relacionados à distribuição temporal de energia nas respostas impulsivas, observa-se que o comportamento em cada receptor varia consideravelmente. Em teatros, geralmente, espera-se que quanto mais próximo à fonte, maior seja o nível de energia direta em relação à energia do campo reverberante, se as durações das respostas impulsivas forem aproximadamente iguais (decaimentos de energia). Contudo, nesse teatro esse padrão não é observado. Na Figura 3 pode-se observar que o decaimento no R4 é mais lento do que no R1, o que contribui para uma variação também dos parâmetros C_{80} e D_{50} . O R1, mais próximo à fonte, é o que possui maiores valores de Clareza e Definição. Os receptores R4 e R5 (mais distantes da fonte) possuem valores intermediários, sendo os receptores R3 (centro da plateia) e R6 (lateral/meio) os de menor valor. Isso mostra que o fator de clareza e a definição no centro da plateia são menores ou “piores” do que no fundo. Por outro lado, é esperado que os receptores próximos às paredes possuam um acréscimo nos valores de Clareza e Definição, devido à incidência de reflexões primárias, que elevam a energia na parte inicial da resposta ao impulso. Esse padrão é observado para os recep-

tores R2, R5 e R6. Dessa forma, em função de uma variação ampla nos parâmetros Clareza e Definição, observa-se que há uma necessidade de adequação acústica no teatro.

A adequação também depende do tempo de reverberação do teatro. Porém, o teatro não foi medido nas suas condições de uso normal, ou seja, com a presença de plateia. Em uma situação de projeto, procura-se fazer com que os assentos possuam um coeficiente de absorção aproximado de uma pessoa. Isso evita a necessidade da presença de público durante a medição e a variação na ocupação do local não trará consequências significativas para o desempenho acústico. No caso do teatro Armando Gonzaga, os assentos são de couro, cujas características de absorção diferem das de um assento ocupado. Dessa forma, os tempos de reverberação medidos e os ideais, segundo as normas, não são comparáveis. Como alternativa, utilizam-se programas de simulação acústica, que possibilitam avaliar a influência da taxa de ocupação na plateia.

2.1 Simulação acústica

A fim de avaliar as características acústicas do teatro considerando uma ocupação de 2/3 da plateia, foi utilizado um simulador acústico BRASS (*Brazilian Room Acoustic Simulator*), em desenvolvimento na Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro [4]. O BRASS utiliza o método de traçado de raios [5] para obtenção das respostas impulsivas, mono e biauriculares, nos receptores, e permite obter os principais parâmetros acústicos de qualidade da sala, com audibilização. O *software* calcula T_{60} , T_{30} , T_{20} , EDT, C_{80} , D_{50} , TC, Nível de Pressão Sonora Global (SPL) e Ponderado em A, para 9 faixas de frequência nas oitavas de 63 Hz a 16 kHz. A audibilização no BRASS é obtida pela convolução das respostas ao impulso biauriculares simuladas com arquivos de áudio anecoicos. As respostas biauriculares são geradas associando aos receptores padrões de direcionalidade de cabeças artificiais contendo Funções de Transferência Relativas à cabeça (HRTFs - *head-related transfer function*).

A primeira etapa para obter um modelo acústico, que corresponda ao teatro com dada taxa de ocupação, consiste no levantamento geométrico do Teatro. Em seguida, é necessário verificar se o modelo da sala vazia produz resultados similares aos medidos nas mesmas condições (validação do modelo). Finalmente, sobre esse modelo validado, são realizadas propostas de alterações geométricas e/ou acústicas para adequar o Teatro aos usos propostos, considerando a taxa indicada de ocupação.

2.1.1 Levantamento geométrico

Foi realizado então o levantamento com trena eletrônica em visita ao Teatro Armando Gonzaga, conferidas as medidas com as plantas encontradas no INEPAC, e realizados os desenhos em Autocad. No levantamento foram também identificados os materiais de revestimento interno da sala.

O modelo geométrico inicial, usado para validação, foi construído a partir dos desenhos em Autocad, produzidos na etapa inicial. Todas as superfícies internas do auditório (paredes, piso, teto, palco) foram representadas por polígonos (por meio do comando *3dpolyline* do Autocad), nos quais a normal do plano define a face refletora da superfície [6].

2.1.2 Validação do modelo

O simulador acústico BRASS possibilita converter dados dos arquivos em formato DXF (CAD) para um formato próprio, que pode ser lido em editores de texto. No processo de conversão, as informações geométricas, tais como os planos, fontes e receptores são separadas conforme as camadas (*layers* do arquivo DXF. No arquivo de configuração do BRASS, os coeficientes de absorção de cada material foram associados por camadas, para nove bandas de oitava (de 63 Hz a 16 kHz), conforme descrito na Tabela 2. Os valores da tabela foram obtidos da norma ABNT NBR 12.179: 1992 [7] e de Carvalho [8]. Os valores das bandas não existentes nas referências foram repetidos das bandas adjacentes. Foram também definidas as características de direcionalidade das fontes e dos receptores. Os mi-

crofones foram definidos com captação omnidirecional, enquanto a fonte sonora foi definida com a direcionalidade de uma caixa acústica de dois alto-falantes [9].

A potência da fonte foi ajustada para produzir um nível de pressão sonora (SPL) de 94 dB a um metro de distância, no eixo da caixa, que ficou direcionado para o centro geométrico da sala, conforme o procedimento de medição. A simulação foi realizada emitindo 20.000 raios acústicos da fonte, valor adequado para as características da sala [10]. A versão atual do BRASS não conta com método para cálculo da difusão. Portanto, foram utilizados apenas os coeficientes de absorção, sem considerar o espalhamento.

A Figura 7 apresenta a visualização do modelo tridimensional da sala no BRASS, em que cada material está associado a uma cor, a fonte sonora S01 está representada como um ponto vermelho e os receptores R1 a R6 representados por esferas verdes. A direção do eixo da fonte está representada numa linha azul.

A partir das respostas impulsivas, é possível calcular os parâmetros de qualidade acústica e realizar uma comparação entre os resultados de medição e de simulação. Todos os parâmetros foram calculados sobre as respostas impulsivas, utilizando o pacote de rotinas de acústica fornecidos pelo Instituto de Acústica Técnica (ITA-Aachen) para Matlab [11]. Dessa forma, evita-se a possibilidade de usar diferentes algoritmos para o cálculo dos parâmetros entre respostas medidas e simuladas [12].

Outro fator que influencia nos resultados das simulações é a escolha dos materiais. Como existem diversos tipos de cortinas e pisos de madeira nas referências, com diferentes coeficientes de absorção α por banda, foi necessário realizar um ajuste para avaliar qual dos tipos de materiais correspondiam aos existentes na sala real.

Após os ajustes dos materiais e respectivos coeficientes de absorção, os resultados do Tempo de reverberação T_{30} obtidos por simulação e por medição ficaram semelhantes. A Figura 8 apresenta um exemplo da comparação entre os

Tabela 2: Materiais da sala no estado atual.

Material	Ref.	Elemento	Coeficientes de absorção por banda de oitava					
			125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz
Cortiça 8mm	[8]	Paredes	0,08	0,23	0,37	0,34	0,30	0,47
Cortina	[7]	Palco	0,25	0,33	0,40	0,50	0,60	0,60
Emboço parede	[7]	Paredes	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,06
Emboço teto	[7]	Teto	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,07
Piso madeira	[8]	Palco	0,20	0,15	0,13	0,12	0,09	0,06
Piso vinílico	[7]	Piso aud.	0,04	0,04	0,08	0,12	0,03	0,10
Poltronas couro	[8]	Auditório	0,09	0,12	0,15	0,15	0,11	0,07
Porta madeira	[7]	Aud. / palco	0,14	0,10	0,06	0,08	0,10	0,10

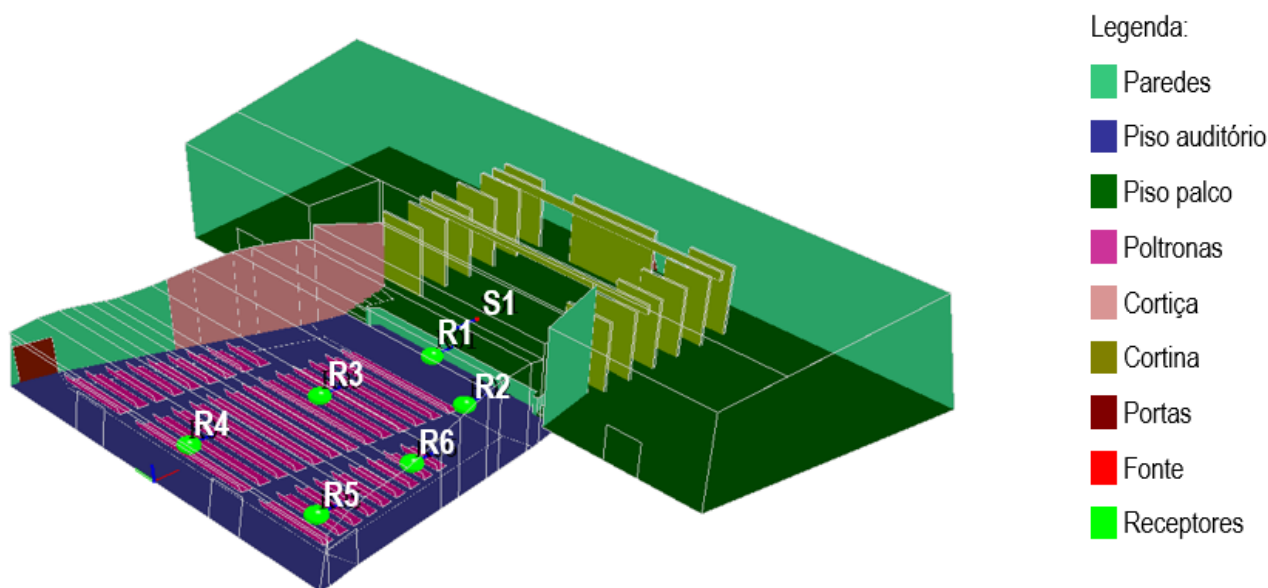


Figura 7: Modelo da sala existente no BRASS.

valores medidos e simulados do Tempo de reverberação (T_{30}) nas bandas de oitava, para os receptores R1 e R3, que apresentaram as maiores discrepâncias de Clareza. Em geral, todos os valores simulados ficaram abaixo dos valores medidos para a faixa de 125 Hz, enquanto os valores simulados em 250 Hz ficaram ligeiramente superiores aos valores medidos. Isso ocorre devido à menor precisão do método de traçado de raios para baixas frequências, por não considerar os efeitos ondulatórios. Para as médias e altas frequências os valores simulados ficaram, na maioria dos casos, dentro da faixa de $\pm 5\%$ da “diferença apenas perceptível” (*Just Noticeable Difference - JND*) para o Tempo de reverberação [13].

As Figuras 9 e 10 apresentam as comparações

entre os valores medidos e simulados para os parâmetros EDT e C_{80} , respectivamente, nos receptores R1 e R3.

A título de ilustração, a Figura 11 apresenta a comparação dos módulos das Respostas ao Impulso medida e simulada para os receptores R1 e R4, em dB (módulo, ref. $20\mu\text{Pa}$), podendo ser observado o mesmo padrão de decaimento global de energia.

Dessa forma, considerou-se que o modelo acústico encontra-se validado e representativo do cenário atual do Teatro.

2.2 Simulação da sala ocupada

Para avaliar a adequação do Teatro aos usos propostos de música e de palavra, foi realizada

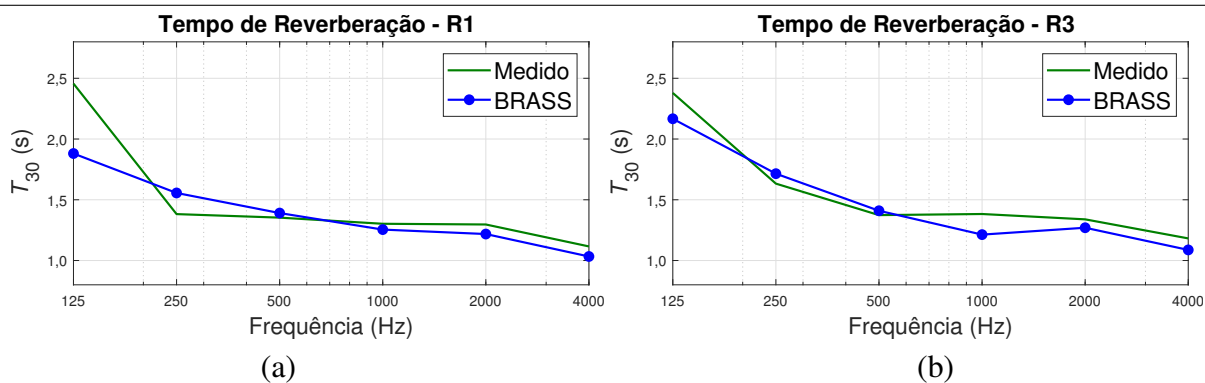


Figura 8: T_{30} - (a) R1 e (b) R3.

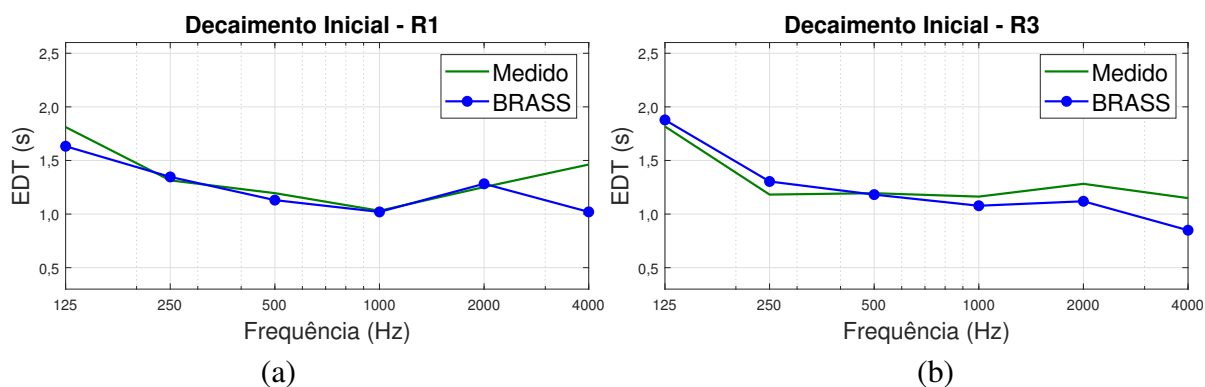


Figura 9: EDT - (a) R1 e (b) R3.

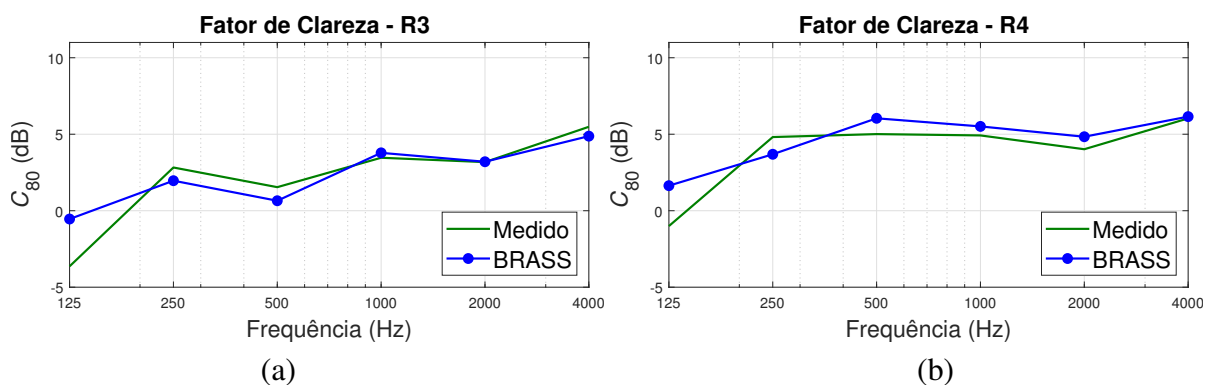


Figura 10: C_{80} - (a) R3 e (b) R4.

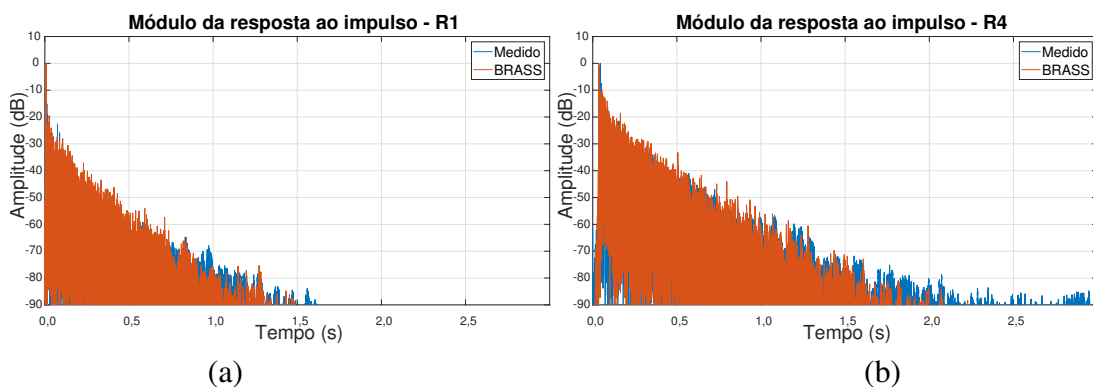


Figura 11: Módulo da resposta ao impulso - (a) R1 e (b) R4.

Tabela 3: Coeficientes de absorção para plateia.

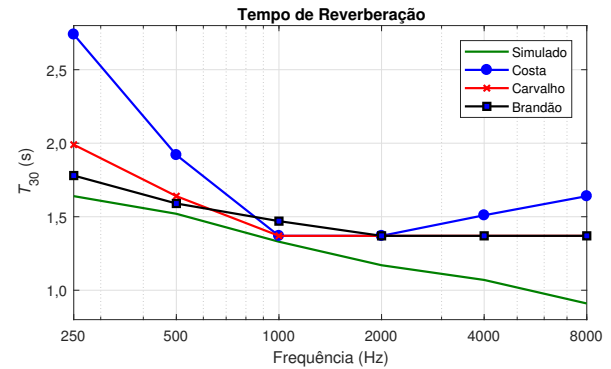
Material	Referência	Taxa de ocupação	Coeficientes de absorção por banda de oitava					
			125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz
Poltronas couro vazias	[8]	1/3	0,09	0,12	0,15	0,15	0,11	0,07
Poltronas ocupadas	[7]	2/3	0,33	0,39	0,44	0,45	0,46	0,46
Ocupação 2/3	—	3/3	0,25	0,30	0,34	0,35	0,34	0,33

nova simulação considerando a plateia com 2/3 de ocupação, buscando reproduzir uma situação da sala em funcionamento. A Tabela 3 apresenta os coeficientes de absorção utilizados para produzir uma combinação de materiais que corresponde a 2/3 de poltronas ocupadas e 1/3 de poltronas vazias. Os coeficientes obtidos com essa ponderação (“Ocupação 2/3”) foram então usados na simulação.

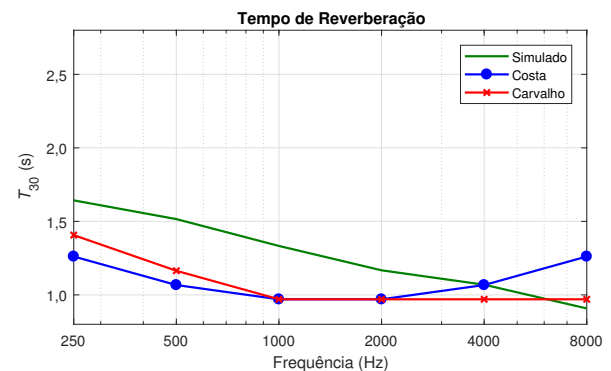
O parâmetro utilizado para essa avaliação foi o tempo de reverberação, por ser o mais amplamente utilizado e estar diretamente relacionado com o fator de clareza [14]. Na Figura 12(a) são comparados os valores de tempo de reverberação considerados “ideais” – segundo Costa [15], Carvalho [8] e Brandão [16], com os obtidos da simulação, para uso musical. Nesse caso, a sala deveria ter um tempo de reverberação maior, principalmente nas baixas e altas frequências. A mesma análise foi realizada para palavra, cujos valores simulados podem ser comparados com valores ideais para fala na Figura 12(b), segundo Costa [15] e Carvalho [8]. Para o uso da palavra, o tempo de reverberação deveria ser menor para as baixas e médias frequências. Dessa forma, verifica-se que o Teatro não possui características de reverberação adequadas nem para música nem para palavra.

3. PROPOSTA DE ADEQUAÇÃO

Nessa etapa, o principal objetivo é propor intervenções que adéquam a sala aos dois usos. Sendo um edifício tombado, as propostas devem considerar intervenções independentes e removíveis, se necessário, de forma a preservar a arquitetura do teatro. Nesse sentido, o uso de painéis deslizantes nas paredes laterais possibilitaria duas configurações: uma com maior absorção da energia sonora, para uso para pa-



(a)



(b)

Figura 12: Comparação entre o T_{30} obtido para uma ocupação de 2/3 da plateia, com os tempos de reverberação considerados ideais para (a) música e (b) palavra.

lavra, e outra com maior reflexão, para uso em espetáculos musicais. Este sistema de painéis duplos possui para cada módulo um painel fixo e outro móvel que, de acordo com a finalidade, proporcionam baixa absorção sonora (com duas placas de gesso para música acústica), ou maior absorção sonora (com uma placa de gesso e outra de madeira perfurada, para o caso da palavra). A Figura 13 mostra o detalhe de um módulo deste sistema. A montagem dos painéis com inclinação em relação à parede visa diminuir o caminho percorrido pelo som até os espectadores, principalmente os que ficam no

fundo.

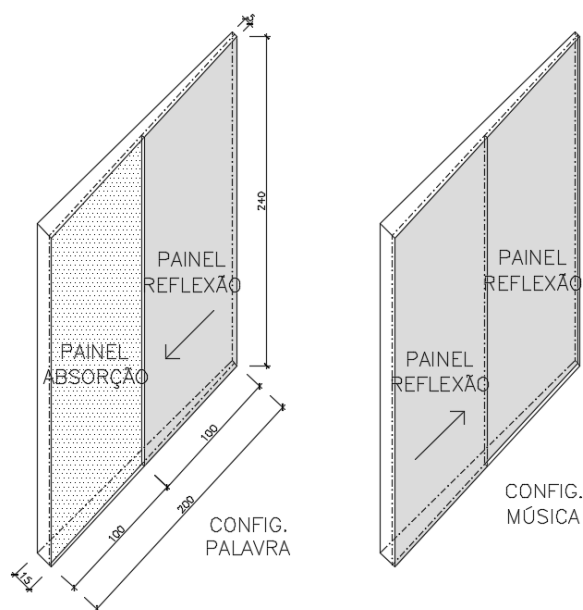


Figura 13: Módulo de painéis de parede.

Para as paredes do fundo do auditório também foram propostos painéis perfurados, absorven-

tes, com uma configuração fixa, tanto para música quanto palavra. No fundo do palco foi proposto painel refletor de placas de gesso, para projetar o som para o auditório, podendo estas serem com relevos que ajudam na difusão do som além da reflexão.

Para palavra, além dos painéis laterais configurados para absorção, foi proposto um sistema de forro removível com tecido de poliéster translúcido resistente ao fogo, que poderá ser esticado sobre o auditório através de estrutura independente, assim como duas cortinas que deverão ser abertas nas coxias do palco, e fechadas para uso da música.

A Tabela 4 apresenta os coeficientes de absorção destes materiais, locais de aplicação e referência.

Na Figura 14 são ilustradas as propostas de configurações do teatro para música e para palavra.

Tabela 4: Coeficientes de absorção dos materiais propostos.

Material	Local de aplicação	Coeficientes de absorção por banda de oitava					
		125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz
Painel OWA Nexacustic 500	Laterais plateia	0,40	0,95	1,00	0,80	0,45	0,25
Painel OWA Nexacustic MI188	Fundo plateia	0,17	0,78	0,89	0,39	0,21	0,18
Painel reflexão (NBR 12179)	Lat.Plat./Fundo Palco	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05
Tecido poliéster (Vescom Marmara)	Teto (palavra)	0,04	0,19	0,45	0,47	0,44	0,41

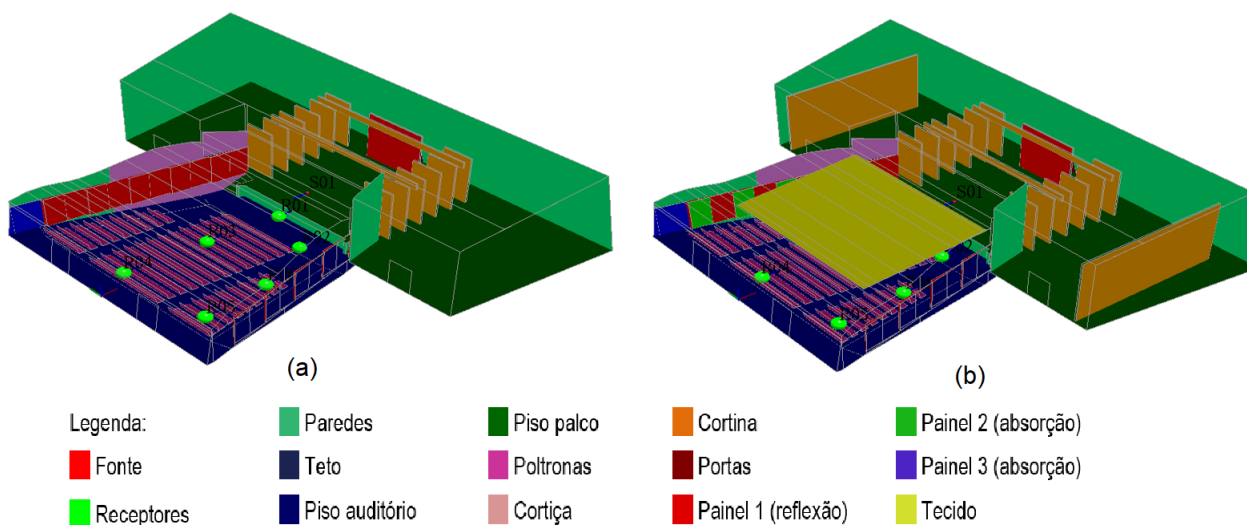


Figura 14: Propostas de intervenção para (a) música e (b) palavra no BRASS.

4. RESULTADOS DA INTERVENÇÃO

Nessa seção são apresentados os resultados obtidos da simulação para os dois cenários simulados e comparados com o cenário antes da intervenção, ou seja, estado atual, porém considerando uma ocupação de 2/3 da plateia.

4.1 Tempo de reverberação

Uma visão geral da intervenção sobre o tempo de reverberação é apresentada na Figura 15, na qual são comparados os valores médios de T_{30} dos 6 receptores para música e palavra, com os médios da sala existente (ocupação de 2/3). Pode-se observar que o tempo de reverberação “da sala” foi pouco alterado para o caso da música, mas sofre uma redução considerável para a configuração para palavra.

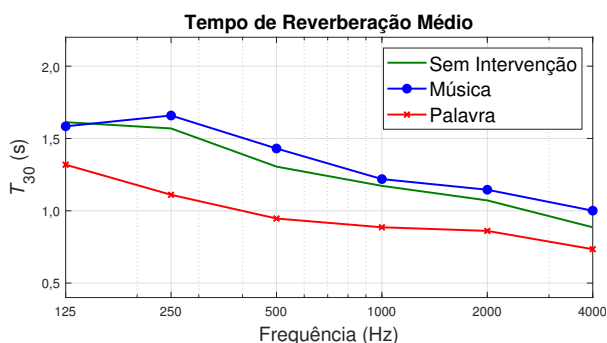


Figura 15: Comparação dos valores médios de T_{30} antes e após proposta de intervenção, para música e palavra.

Para os receptores individuais, são apresentados apenas os resultados dos receptores R1 (frente da plateia), R3 (centro) e R4 (fundo do auditório), considerados os mais relevantes, em função da localização. Nas Figuras 16, 17 e 18 são comparados os valores de T_{30} , simulados nos receptores R1, R3 e R4, respectivamente, com os valores ideais, segundo Carvalho [8] e o valor para o Teatro com 2/3 de ocupação e sem intervenção.

Da Figura 16, pode-se observar que no R1, na proposta para música, o T_{30} teve um aumento de reverberação de aproximadamente 0,5 s, em relação à sala atual, tendendo ao TR recomendado, ficando abaixo apenas nas altas frequências. No mesmo receptor, na proposta para palavra, o T_{30}

teve queda nas baixas e médias frequências, sofrendo aumento nas altas frequências, portanto se aproximando muito do TR recomendado.

No R3 (Figura 17), na proposta para música, houve um aumento geral do T_{30} , aproximando os valores do TR recomendado, ficando as frequências médias mais próximas do ideal, e as frequências de 125, 2 e 4 kHz ainda abaixo do indicado. Na proposta para palavra, no mesmo receptor, houve uma diminuição do T_{30} em todas as frequências exceto 4 kHz, ficando todas muito próximas do recomendado, exceto 125 e 4 kHz, que ficaram ligeiramente abaixo.

Na Figura 18 (R4), a situação atual encontra-se com o T_{30} abaixo do ideal, exceto para as frequências de 250 e 500 Hz. A proposta para música aumentou o T_{30} de maneira geral, exceto na frequência de 125 Hz, e os valores de T_{30} ficaram mais próximos do recomendado nas médias frequências. Nas altas frequências os valores se aproximaram do indicado, apesar de ficarem ainda inferiores. Já no cenário para palavra neste receptor, houve uma queda do T_{30} em todas as frequências, aproximando os valores das frequências médias dos valores recomendados, e tendo os valores das baixas e altas frequências ficando abaixo dos valores indicados. A queda das baixas frequências foi importante, pois estavam muito acima do recomendado.

4.2 Tempo de decaimento inicial

As Figuras 19 e 20 mostram os valores do parâmetro EDT médio, e nos receptores R1, R3 e R4.

No R1 (Figura 20 (a)), na proposta para música, é possível concluir que o EDT apresentou queda nas frequências, 125 Hz, 500 Hz, 500 Hz e 2 kHz, e se manteve o mesmo em 1 kHz e 4 kHz. Nesta configuração, o maior valor deste parâmetro se manteve na frequência de 1 kHz, enquanto o menor valor passou a ser na frequência de 500 Hz. Para palavra, houve queda em todas as frequências no R1, ficando o maior valor na frequência de 125 Hz. As frequências médias e altas ficaram com valores semelhantes. No R3 (Figura 20 (b)), no cená-

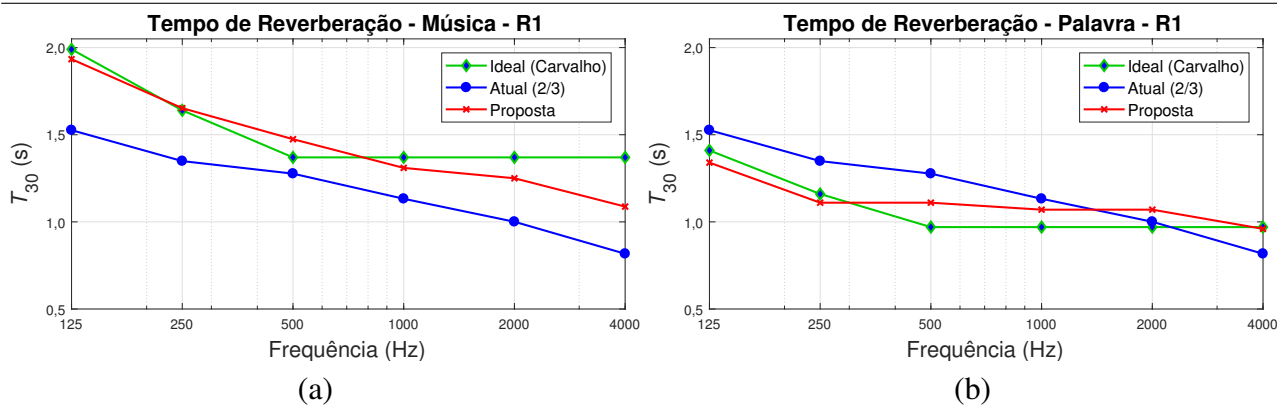


Figura 16: Comparação dos tempos de reverberação antes e após proposta de intervenção, e ideais para (a) música e (b) palavra, no R1.

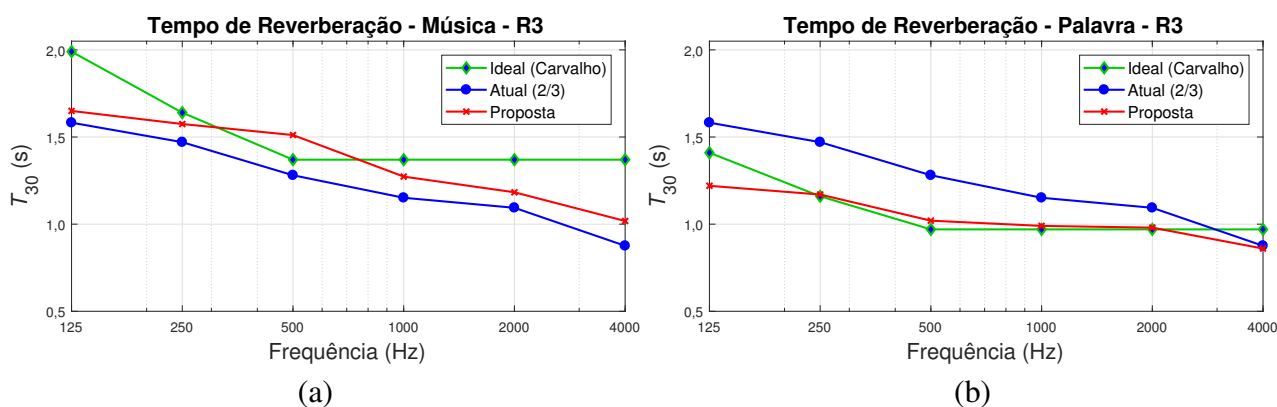


Figura 17: Comparação dos tempos de reverberação ideais, antes e após proposta de intervenção, para (a) música e (b) palavra, no R3.

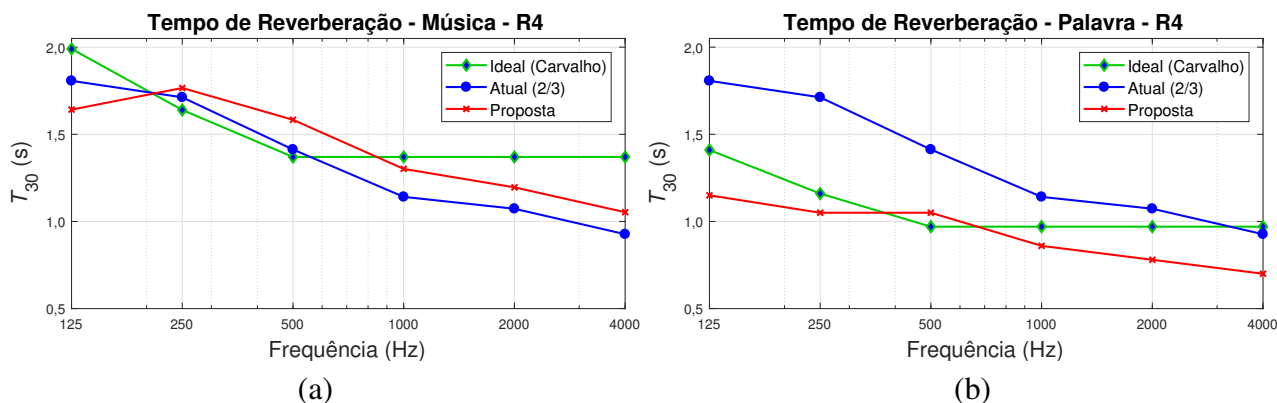


Figura 18: Comparação dos tempos de reverberação ideais, antes e após proposta de intervenção, para (a) música e (b) palavra, no R4.

rio para música, é possível visualizar queda do EDT nas frequências 250, 500 e 1 kHz, aumento na frequência de 125 Hz, enquanto os valores permaneceram os mesmos nas altas frequências. Na configuração para palavra, observa-se diminuição deste parâmetro em todas as frequências, havendo maior diminuição em 250, 500 e 1 kHz.

Para o R4 (Figura 20 (c)), na proposta para música, houve diminuição do EDT em todas as frequências exceto 4 kHz, que se manteve. A maior queda deste parâmetro nesta configuração foi na frequência de 250 Hz. Na configuração para palavra o EDT sofreu queda nas mesmas frequências que no cenário para música, sendo

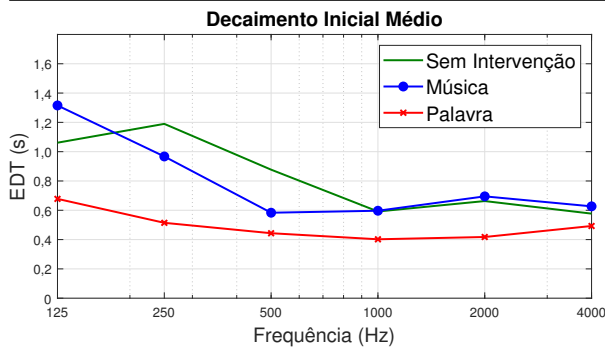
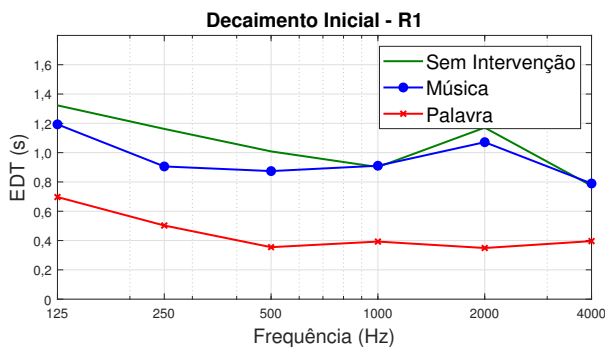
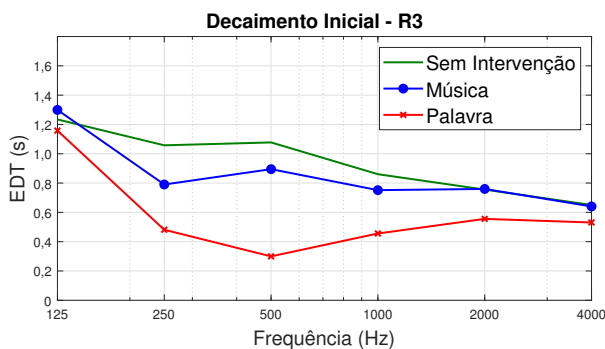


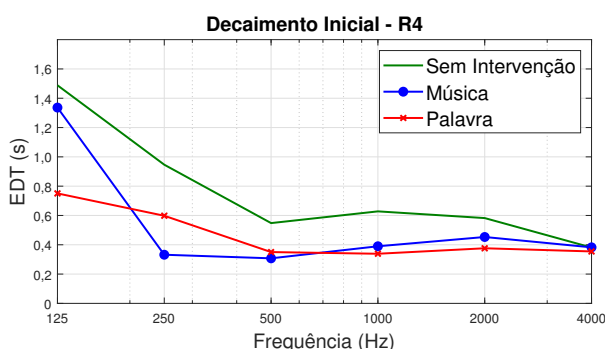
Figura 19: Comparação do decaimento inicial entre o estado atual do teatro e com as intervenções propostas.



(a)



(b)



(c)

Figura 20: EDT na proposta de intervenção para música, na intervenção para palavra, e da sala atual em a) R1 b) R3 c) R4.

o maior decréscimo na frequência de 125 Hz. Na frequência de 4 kHz o EDT se manteve igual ao da sala atual sem intervenção.

4.3 Fator de clareza

As Figuras 21 e 22 mostram os valores do parâmetro C_{80} médio, e nos receptores R1, R3 e R4.

De maneira geral a Clareza aumentou para todos os receptores nos 2 cenários, principalmente para palavra, em que o TR ficou menor. O Fator de Clareza médio para música teve aumento nas baixas frequências e em 500 Hz, enquanto se manteve nas frequências de 1 kHz e 2 kHz, com pequeno decréscimo em 4 kHz. Este parâmetro teve seus valores médios entre 6 e 8 dB, atendendo aos usos de instrumentos de cordas dedilhadas, música pop, música religiosa mais moderna, jazz leve, estilos com notas mais rápidas, instrumentos de percussão, rock n' roll e música atual [17]. Os valores médios de C_{80} nas frequências médias ficaram superiores aos valores nas baixas frequências e altas frequências.

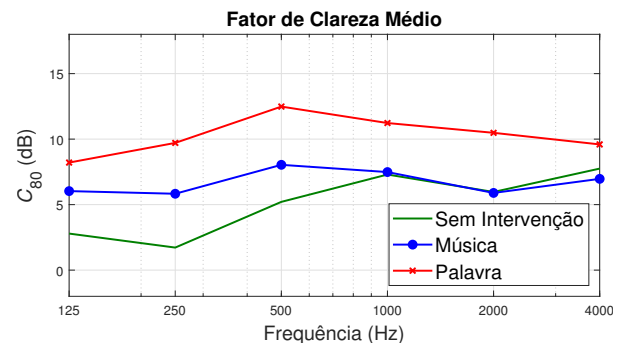


Figura 21: C_{80} médio: sem intervenção, com intervenção para música e com intervenção para palavra.

O R1, na proposta para música, teve todos os valores de C_{80} mantidos, exceto nas baixas frequências, nas quais houve ligeiro aumento. Para palavra, houve um significativo aumento deste parâmetro em todas as frequências.

No R3, no cenário para música, houve aumento deste parâmetro em todas as frequências, exceto em 4 kHz, que se manteve igual ao da sala atual. Para palavra, houve aumento do Fator de Clareza em todas as frequências, sendo mais

significativo em 500 Hz.

No R4, na configuração para música, o comportamento foi semelhante ao R3, havendo aumento em todas as frequências exceto 4 kHz, que se manteve. Na proposta para palavra houve aumento em todas as frequências, sendo mais expressivo em 1 kHz.

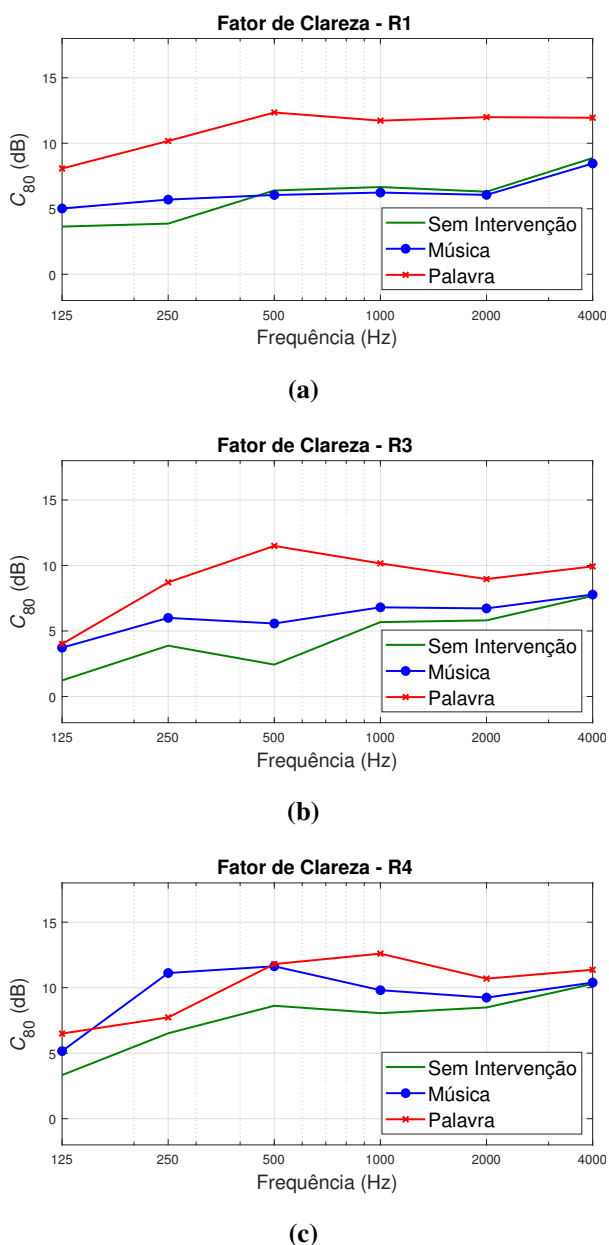


Figura 22: C_{80} na proposta de intervenção para música, na intervenção para palavra, e da sala atual em a) R1 b) R3 c) R4.

4.4 Calor ou razão de graves (*Bass Ratio*)

A Tabela 5 apresenta os valores do Calor (Razão de graves), na configuração para música,

calculados em função dos tempos de reverberação das principais bandas [14] e classificados para música em função dos seus valores [8]. A Tabela 6 apresenta os valores do Calor na configuração para palavra.

Os receptores com os melhores resultados do parâmetro Calor, na configuração para música, são R5 e R6, com todos os valores “excelentes”; em seguida R1, R4, R3 e R2. O resultado menos favorável foi para o R2, que teve a única classificação “regular”, para o BR_{125} . A média teve um resultado muito favorável, com duas classificações de Calor “excelente” e uma classificação de calor “bom”.

Os receptores com os melhores resultados para Calor na configuração para palavra são R2, R5 e R6, todos com classificação “excelente” nos três valores. A média também teve classificação dos três valores como “excelente”. O resultado menos favorável foi no R1, que teve classificação “regular” no BR_{250} .

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho, de maneira geral, o T_{30} na configuração para música aumentou sensivelmente (aproximadamente 0,1s na média dos 6 receptores nas 6 bandas de oitava), e no cenário para palavra diminuiu significativamente (entre 0,15s e 0,5s na média dos 6 receptores nas 6 bandas de oitava), aproximando os valores simulados nas intervenções aos valores recomendados.

O parâmetro EDT teve uma redução mais expressiva para o uso da palavra do que para a música, sendo esta diminuição menor nas altas frequências.

O Fator de Clareza C_{80} e a Definição D_{50} tiveram um aumento significativo de maneira geral na configuração para palavra, aumentando a inteligibilidade para esta finalidade. Para o uso de música houve um aumento sensível dos dois parâmetros acústicos, atendendo aos usos de instrumentos de cordas dedilhadas, música pop, música religiosa mais moderna, jazz leve, estilos com notas mais rápidas, instrumentos de percussão, rock n’roll e música atual.

Tabela 5: Calor - configuração para música.

Parâmetro / Classificação	Valor Médio	Receptores					
		R1	R2	R3	R4	R5	R6
BR _{global}	1,19	1,28	1,13	1,15	1,18	1,30	1,25
	Excelente	Excelente	Bom	Bom	Bom	Excelente	Excelente
BR ₁₂₅	1,16	1,38	1,21	1,16	1,13	1,43	1,36
	Bom	Excelente	Bom	Bom	Bom	Excelente	Excelente
BR ₂₅₀	1,27	1,18	1,05	1,13	1,23	1,18	1,14
	Excelente	Bom	Regular	Bom	Excelente	Excelente	Excelente

Tabela 6: Calor - configuração para palavra.

Parâmetro / Classificação	Valor Médio	Receptores					
		R1	R2	R3	R4	R5	R6
BR _{global}	1,33	1,68	1,59	1,15	1,16	1,48	1,47
	Excelente	Excelente	Excelente	Bom	Bom	Excelente	Excelente
BR ₁₂₅	1,43	1,21	1,89	1,15	1,20	1,69	1,53
	Excelente	Bom	Excelente	Bom	Bom	Excelente	Excelente
BR ₂₅₀	1,22	1,02	1,28	1,14	1,12	1,27	1,42
	Excelente	Regular	Excelente	Excelente	Bom	Excelente	Excelente

Já a Razão de graves teve valores médios excelentes no cenário para palavra, e muito bons para música.

Os resultados dos parâmetros apresentados para música e palavra são “extremos” máximos e mínimos, com os painéis totalmente abertos ou totalmente fechados. Cabe ressaltar a possibilidade de ajustes destes painéis para obtenção de valores intermediários.

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Considerando o estado da arte da pesquisa em acústica de salas, a simulação computacional vem assumindo um papel importante no projeto de auditórios, teatros e salas de concerto. Programas de simulação permitem integrar a avaliação de desempenho ao processo de concepção e desenvolvimento de projetos tanto para modelagem da forma quanto para especificação e detalhamento de elementos de controle da distribuição sonora (reflexão, difusão e absorção). Tais benefícios aumentam nos países em desenvolvimento pela possibilidade de avaliação e desenvolvimento de alternativas para correção de acústica com baixo custo de implantação e manutenção, compatíveis com as limitações

econômicas.

É essencial, entretanto, que disciplina de acústica seja considerada desde o início do processo, quando o universo de soluções projetuais ainda está em aberto. Decisões relativas à implantação, setorização e volumetria de salas de espetáculo e espaços de apoio devem ser discutidas com o projetista, evitando a criação de problemas de correção complexa ou de custo elevado.

Um dos maiores desafios enfrentados pelo projetista de acústica no âmbito da revitalização de bens de valor patrimonial, histórico ou arquitetônico é a dificuldade técnica para compatibilização das intervenções necessárias para adequação aos padrões de desempenho acústico com as restrições, formais e construtivas, impostas pelos órgãos de tutela.

Apesar de ser uma ferramenta ainda em desenvolvimento, o BRASS revelou grande potencial para aplicação em projetos de arquitetura, tanto pela interface com programas familiares aos profissionais da área, como Autocad, quanto pela apresentação de resultados com os parâmetros acústicos e arquivos de áudio da sala. Como os arquivos gerados pelo BRASS são todos em

formato texto, com formatação e organização de dados simples, a utilização de programas como o Matlab, ou outras ferramentas, permite elaborar gráficos de análise comparativa dos resultados das medições e das simulações das intervenções para diferentes configurações da sala.

Neste contexto, acreditamos que a metodologia aplicada ao Teatro Armando Gonzaga possa ser aplicada a teatros de pequeno ou médio porte, onde seja necessário obter um compromisso satisfatório para o desempenho de música e fala.

7. AGRADECIMENTOS

À CAPES e à FAPERJ pelo apoio financeiro para a pesquisa de mestrado; à FUNARJ e ao INEPAC, pela cortesia nas visitas no Teatro Armando Gonzaga e na obtenção de documentação sobre sua construção.

REFERÊNCIAS

1. BONDUKI, N. *Afonso Eduardo Reidy*. 1. ed. Lisboa: Blau, 2000. ISBN 972831146X.
2. LIMA, A. J. R. *A arquitetura social de Afonso Eduardo Reidy: O Teatro Armando Gonzaga em Marechal Hermes*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil, 1999.
3. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *NBR ISO 3382-1 - Acústica — Medição de parâmetros de acústica de salas Parte 1: Salas de espetáculos*. [S.l.], 2017.
4. TORRES, Julio Cesar B. Brass - brazilian room acoustic simulator. *XXVIII Encontro da Sociedade Brasileira de Acústica. Porto Alegre, Brasil., XXVIII*, 2018. ISSN 2238-6726. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.17648/sobrac-87152>.
5. KROKSTAD, S. Strom A.; SORSDAL, S. Calculating the acoustical room response by the use of a ray tracing technique. *Journal of Sound and Vibration*, v. 8, p. 118–125, 1968. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(68\)90198-3](https://doi.org/10.1016/0022-460X(68)90198-3).
6. TENENBAUM, R. A.; CAMILO, T. S.; TORRES, J. C. B.; GERGES, S. N. Y. Hybrid method for numerical simulation of room acoustics with auralization: Part 2 - validation of the computational code raios 3. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v. 29, p. 222–231, 2007. ISSN 1806-3691. doi: [10.1016/j.conbuildmat.2017.11.078](https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2017.11.078).
7. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *NBR 12179 - Tratamento acústico em recintos fechados - procedimento*. [S.l.], 1992.
8. CARVALHO, Régio Paniago. *Acústica Arquitetônica*. 2. ed. Brasília: Thesaurus, 2010. ISBN 9788570628770.
9. PELZER S.AND ARETZ, M.; VORLÄNDER, M. Quality assessment of room acoustic simulation tools by comparing binaural measurements and simulations in an optimized test scenario. *Forum Acusticum 2011: 27 June - 01 July, Aalborg, Denmark, 2011.*, p. 1529–1534, 2011. ISSN 221-3767.
10. VORLÄNDER, M. Die genauigkeit von berechnungen mit dem raumakusti-schen schallteilchenmodell und ihre abhängigkeit von der rechenzeit("the accuracy of calculations using the room acoustical ray-tracing-model and its dependence on the calculation time"). *international journal on acoustics*, v. 66(2), p. 90–96, 1988. ISSN 0001-7884.
11. BERZBORN, Marco; BOMHARDT, Ramona; KLEIN, Johannes; RICHTER, Jan-Gerrit; VORLÄNDER, Michael. The ITA-Toolbox: An Open Source MATLAB Toolbox for Acoustic Measurements and Signal Processing. In: 43TH ANNUAL GERMAN CONGRESS ON ACOUSTICS, KIEL (GERMANY), 6 MAR 2017 - 9 MAR 2017. 2017. Disponível em: <http://publications.rwth-aachen.de/record/687308>.
12. KARJALAINEN M.AND ANTSALO, P.; MÄRKIVIRTA, A.; PELTONEN, T.; V., VÄLIMÄKI. Estimation of modal decay parameters from noisy response measurements. *Journal of Audio Eng. Soc.*, v. 50(11), p. 867–878, 2002. Disponível em:

http://www.aes.org/journal/sample_issue/JAES_V50_11_PG867.pdf.

13. HAK R. H. C. WENMAEKERS, L. C. J. van Luxemburg C. C. J. M. Measuring room impulse responses: Impact of the decay range on derived room acoustic parameters. *Acta Acustica united with Acustica*, v. 98(6), p. 907–915, 2012. Disponível em: <https://doi.org/10.3813/AAA.918574>.

14. FIGUEIREDO, F. L. *Parâmetros acústicos subjetivos: critérios para avaliação da qualidade acústica de salas de música*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, 2005.

15. COSTA, Ennio Cruz. *Acústica Técnica*. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2003. ISBN 9788521203346.

16. BRANDÃO, Eric. *Acústica de Salas: Projeto e Modelagem*. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2016. ISBN 9788521210061.

17. DOVALLE, S. *Manual Prático De Acústica*. 3. ed. Rio de Janeiro: Música e Tecnologia, 2009. ISBN 9788589402149.

Percepção da qualidade acústica de ambientes por alunos dos cursos de Arquitetura e Design de Interiores

Silva, E. H.¹ ; Oiticica, M. L. G. da R.² 

¹Mestrando DEHA / Faculdade de Arquitetura e Urbanismo, Universidade Federal de Alagoas, Al, Brasil, eduardohenrique.arq@gmail.com

²Arquiteta, Professora Doutora DEHA / Faculdade de Arquitetura e Urbanismo, Universidade Federal de Alagoas, Al, Brasil, mloiticica@hotmail.com

Resumo

Arquitetos e urbanistas brasileiros têm, em virtude de suas atribuições profissionais garantidas na Resolução 51 do CAU (Conselho de Arquitetura e Urbanismo do Brasil), autonomia para tomar decisões técnicas que demandam conhecimento de detalhes conceituais que não são aprofundados na graduação. O conforto acústico é uma disciplina técnica que, além de dados mensuráveis por meio de equipamentos, exige sensibilidade por parte do profissional de arquitetura na tomada de decisões sobre qual material empregar para garantir a adequação do conforto acústico tanto no condicionamento quanto no isolamento acústico do ambiente construído. Assim, o objetivo do presente estudo foi avaliar qual é o nível de percepção das características acústicas em ambientes por estudantes do curso de Arquitetura e Design de Interiores. A metodologia aplicada envolveu a seleção de 3 grupos de 10 estudantes em diferentes níveis de graduação (3º, 6º períodos da graduação de Arquitetura e Urbanismo e 5º período do curso de Design de Interiores) que foram submetidos a um teste sonoro com fones de ouvido. Nesse teste, foram reproduzidas gravações de diversos tipos de ambientes com diferentes condições acústicas e aplicou-se um questionário de múltipla escolha em que cada aluno identificaria as características acústicas de cada sala. Os resultados mostraram a evolução da compreensão das características acústicas pelos alunos após o contato com o conteúdo ensinado.

Palavras-chave: percepção sonora, ensino, ambiente construído, arquitetura, design.

PACS: 43.55.-n, 43.55.Hy, 43.66.Lj, 43.75.Cd.

Acoustic quality perception in environments by architecture and interior design students

Abstract

Courtesy of professional attributes defined and guaranteed in Resolution 51 of the Brazilian Council of Architecture and Urbanism (CAU - *Conselho de Arquitetura e Urbanismo do Brasil*), Brazilian architects and urbanists exercise authority to execute technical decisions requiring knowledge of conceptual details which are not studied in-depth across undergraduate curriculums. Beyond using equipment to measure data, acoustic comfort is a technical discipline which demands the professional architect's sensibility when deciding which materials to employ in order to guarantee adequate acoustic comfort both in the constructed environment's conditioning and acoustic isolation. Thus, the objective of the present study was to evaluate levels of perception among Architecture and Interior Design students concerning environmental acoustics. The methodology applied began by selecting three (3) groups of ten (10) students each from different levels of enrollment/conclusion within Brazilian undergraduate programs [third (3rd) and sixth (6th) semesters of Architecture and Urbanism and fifth (5th) semester of the Interior Design curricula, respectively]. Using headphones, each student then listened to recordings of acoustically diverse environments. Following, a multiple-choice questionnaire was applied to gauge their identification of each room's acoustic characteristics. Results show the evolution of comprehension of acoustic characteristics among students after their exposure to the content taught.

Keywords: sound perception, teaching, built environment, architecture, design.

1. INTRODUÇÃO

O estudo da Acústica Arquitetônica abrange o condicionamento e o isolamento acústico de ambientes construídos, garantindo a audibilidade adequada ao usuário, bem como o controle do ruído que acessa o recinto ou evade dele. Os estudos modernos sobre acústica do ambiente construído são atribuídos a W. Sabine, Helmholtz e Rayleigh, datados do século XIX, sendo possível afirmar, então, que se trata de uma ciência recente [1].

Existem no Brasil duas normas que retratam aspectos relacionados à qualidade acústica nos espaços internos. Essas normas são a ABNT NBR 10152 [2], que estabelece níveis de pressão sonora em ambientes internos à edificação e a ABNT NBR 12179 [3] que fixa critérios fundamentais para a execução de tratamento acústico em recintos fechados. Somado a esse fator, a OMS (Organização Mundial de Saúde) declarou que o segundo maior problema ambiental no mundo é a poluição sonora, após a poluição do ar [4].

Ao considerar o isolamento acústico das edificações, o Brasil vem tentando ajustar um maior número de edificações que atendam às normas tanto nacionais quanto internacionais. Duarte e Viveiros [5] mostram, em função do tempo e do uso de materiais e técnicas de construção, que a qualidade do isolamento acústico das edificações brasileiras sofreu uma queda de até 20 dB, representada pelo emprego de elementos construtivos caracterizados por suas massas superficiais (kg/m^2) cada vez menores.

Paixão [6] mostrou que a Acústica Arquitetônica ainda não era vista como prioridade no planejamento de projetos para a construção civil no Brasil como um todo. Reflexo disso foi o surgimento da ABNT NBR 15575 [7] diante da existência do grande número de reclamações de usuários quanto à falta de privacidade após ocupar os imóveis adquiridos. Inserido nesse panorama está o profissional da Arquitetura e Urbanismo que, com atribuições que lhes dão o poder para sérias tomadas de decisões,

vem de uma formação generalista, possibilitando de escolher se especializar para atuar numa área específica, nesse caso, a área da Acústica Arquitetônica.

A Resolução nº 51 do Conselho de Arquitetura e Urbanismo do Brasil [8] especifica atividades às quais arquitetos e urbanistas estão habilitados. Em seu Artigo 2º inciso II, que trata das atribuições da arquitetura de interiores, indica, entre outras atribuições, que o profissional da arquitetura é capaz de coordenar, compatibilizar o projeto arquitetônico com os projetos complementares, criar relatórios técnicos com especificações e avaliações pós-ocupação. No glossário da referida Resolução, o verbete “arquitetura de interiores” engloba a intervenção do arquiteto em ambientes internos e externos da edificação para adequar às suas necessidades de uso, contemplando o tratamento acústico dentre vários outros itens de adequação de conforto de uma construção.

Entretanto, questionamentos são formulados referenciando se a formação que o estudante de arquitetura recebe durante a graduação é suficiente para contemplar todas as responsabilidades que este profissional deve ter ao entrar no mercado. Através dessa ótica do ensino acadêmico, é interessante que o arquiteto em formação desenvolva e aperfeiçoe sensibilidades necessárias para perceber o ambiente sonoro ainda na faculdade. Para isso, um teste com alunos de graduação de Arquitetura e Urbanismo e Design de Interiores da Faculdade de Arquitetura, Urbanismo e Design (FAUD), subdivisão da Universidade Federal de Alagoas (UFAL), em níveis distintos, foi aplicado no início e no final de seus cursos para avaliar a capacidade de percepção dos estudantes em distinguir a qualidade sonora nos ambientes acusticamente distintos.

2. O PROCESSO DE FORMAÇÃO DO ARQUITETO E URBANISTA NA UFAL E AS EXPERIÊNCIAS SENSORIAIS

Ainda no primeiro período da graduação, diversas atividades são realizadas com os alunos

de Arquitetura e Design de Interiores com a finalidade de estimular a percepção do espaço por meio dos cinco sentidos. Esse processo é muito particular de cada indivíduo, partindo de como sente o ambiente construído (ou não construído) de forma livre, envolvendo e aceitando a subjetividade nos procedimentos iniciais de projeto e estimulando-o a criar produtos arquitetônicos com essa base [9]. Na pós-graduação, o aluno de arquitetura de mestrado em Dinâmicas do Espaço Habitado (DEHA) da FAUD – UFAL depara-se com três linhas gerais de ensino: Linha 01, que consiste na percepção, conceituação e representação do espaço; Linha 02, que aborda a concepção, tecnologia, construção e adequação do espaço; e Linha 03, que abrange a gestão, apropriação e a organização do espaço habitado [10], sendo a linha 3 geralmente aplicada à área do urbanismo.

Autores como Paola Berenstein [11], abordam sobre formas de estímulo à percepção do espaço por meio de experiências sensoriais, por meio do tato, ou por meio de atividades com ausência da visão. Entretanto, seu texto não aborda o ato de ouvir, talvez pelo fato de a audição ser um dos sentidos mais negligenciados por sempre estar ativo. Prova disso é o fato de o som ser um fenômeno comumente associado a outros sentidos: som “suave” (tato), “com brilho” (visão), “abafado” (tato), “claro e cristalino” (visão), “gordo / magro” (visão / tato), “doce” (paladar), “seco / molhado” (tato).

Quando o sentido da audição é considerado, para buscar uma aproximação pragmática a ser definida em normas e leis, as aplicações dos estudos em acústica são resumidas e quantificadas em escalas logarítmicas, como o decibel (dB), o que faz com que o som seja tratado meramente como um valor numérico sem considerar suas particularidades qualitativas, como seu timbre e seu movimento [12]. Isso evidencia que os estudos que retratam o desenvolvimento de métodos, normas e as análises a respeito do comportamento do som nos ambientes têm um grande potencial de evolução e amadurecimento. Para tanto, é importante que o estímulo da percepção do espaço especialmente

por meio da audição ocorra na fase de formação do arquiteto e urbanista em todo o Brasil.

3. REFLEXÕES SOBRE AS TOMADAS DE DECISÕES DO AMBIENTE SONORO PROJETADO

O trabalho do arquiteto e urbanista está ligado ao processo de tomada de decisões a respeito dos usos que um usuário qualquer fará do ambiente projetado por esse profissional. É um ofício que demanda total sensibilidade e técnica na hora de dimensionar, revestir, iluminar, sonorizar, colorir, definir fluxos, entre tantas outras tarefas. Para isso, perceber o ambiente de maneira equacionada entre os 5 sentidos é fundamental. A audição é o sentido que cada vez mais tem sido negligenciado no contexto humano atual, fazendo-se necessário estimular o processo de escuta. Nota-se, claramente, um enfoque maior à visão no processo de projeto arquitetônico. Muito embora, se comparada ao sentido da visão, a audição possui características transitórias e fluidas, capazes de auxiliar o homem a estabelecer o senso de realidade temporal agregado às emoções [13].

A qualidade acústica dos espaços construídos propicia a privacidade, nos locais em que essa demanda é desejada, e a comunicação, que garante a correta compreensão (inteligibilidade) do som produzido entre locutores e interlocutores tanto por meio da palavra falada, quanto da música reproduzida com ou sem o auxílio de sistemas de som. A análise acústica de ambientes é uma atividade multidisciplinar que agrega não só o trabalho de profissionais da arquitetura e engenharia, como também da música, filosofia, psicologia, entre outros [14]. “Aprender a ouvir” não é só um dos principais objetivos do ensino de música, mas em todo o processo de ensino-aprendizagem. Murray Schafer [15], músico e pesquisador canadense, concentrou seus esforços em induzir os alunos a perceberem sons que nunca haviam percebido, inclusive os sons que eles mesmos produziam no ambiente, assim apresentou o conceito de paisagem sonora, como sendo qualquer porção do ambiente sonoro tratada como um campo de estudos [16]. Schafer convida o leitor a parar para escutar, como um processo

de pausas para a condução do processo de ouvir em meio à incidência crescente de informações e estímulos sonoros oriundos da vida cotidiana, trazendo o interlocutor à percepção do que é possível ser visto e interpretado pelo sentido da audição.

Assim, a partir do momento em que tais técnicas são empregadas na conscientização da importância do “ouvir” no processo de ensino de arquitetura, espera-se, como consequência, a formação de profissionais capazes de antever problemas originados de escolhas equivocadas de materiais de revestimento, ou de setorização em fluxogramas tanto em ambientes fechados quanto no planejamento urbano. Essa sensibilidade, devidamente estimulada e orientada, é capaz de transformar ambientes nos mais diversos prismas, trazendo benefícios à saúde e ao bem-estar de todos. Desta forma, o objetivo do presente estudo foi avaliar qual é o nível de percepção das características acústicas em ambientes por estudantes dos cursos de Arquitetura e Design de Interiores.

4. MATERIAIS E MÉTODOS

Em virtude da importância de “ouvir a arquitetura”, foi proposto um teste de percepção, a partir da reprodução de sons envolvendo música, palavra falada e fenômenos acústicos em salas. Um questionário foi aplicado para possibilitar o entendimento de como grupos de alunos envolvidos com o aprendizado da acústica nos cursos de Arquitetura e Urbanismo e Design de Interiores, em diferentes níveis de graduação, distinguiriam ambientes acusticamente adequados de ambientes inadequados. Para investigação da percepção da qualidade acústica dos ambientes, foram selecionados dez alunos de cada um dos cursos e períodos que estavam matriculados em disciplinas referentes a teoria acústica e que se prontificaram a colaborar com a pesquisa. Essa seleção foi procedida conforme discriminado abaixo:

- CONFORTO 1 do curso de Arquitetura e Urbanismo (3º período) da FAUD – UFAL;
- CONFORTO 4 do curso de Arquitetura e Urbanismo (6º período) da FAUD – UFAL;

- CONFORTO ACÚSTICO do curso de Design de Interiores (5º período) da FAUD – UFAL.

Com o questionário de 25 perguntas de múltipla escolha, editado em mídia física (papel) e aplicado pelo mediador para cada um dos dez alunos por vez durante uma aula, buscou-se a coleta de respostas rápidas como “sim” e “não”, também indicando quais eram os áudios respectivos a cada situação e quais fenômenos acústicos ocorriam em cada um deles. Eventuais dúvidas eram esclarecidas pelo mediador. Os detalhes dos áudios serão apresentados junto com os questionários adiante. O mesmo teste foi aplicado no início e no final do semestre letivo para os mesmos alunos. A organização e o agrupamento dos arquivos de áudio utilizados foram separados por categorias conforme o Quadro 1.



Quadro 1: Organização e agrupamento dos arquivos de áudio em categorias

Áudios	Categoria	Descrição
1, 2 e 3	Fase 1 – COMPREEN- SÃO	Diferenças entre campo direto e campo difuso (som de flauta)
4, 5 e 6	Fase 2 – FENÔMENOS ACÚSTICOS	Espaços com diferentes tempos de reverberação (curto e longo – toque de caixa de bateria)
7, 8, 9 e 10	Fase 3 – RECONHECI- MENTO DE FREQUÊN- CIAS	Trechos de uma música com alterações em frequências graves, médias e agudas
11 e 12	Fase 4 – INTELIGIBI- LIDADE EM GRANDES VOLUMES	Inteligibilidade da fala (voz feminina) em sistema de som mecânico situado em grandes volumes (exemplo: aeroportos e feiras)
13 e 14	Fase 5 – INTELIGIBI- LIDADE EM PEQUENOS VOLUMES	Inteligibilidade da fala (vozes masculina e feminina) em sala com e sem isolamento acústico

Os arquivos de áudio digital foram processados em formato .WAV, com profundidade de 24 bits e taxa de amostragem de 44,1 kHz, de forma a garantir clareza satisfatória para a percepção dos detalhes dos arquivos reproduzidos nos fones de ouvido e também para excluir a

influência da acústica da sala de aula na compreensão dos áudios (Quadro 2).

Quadro 2: Materiais utilizados



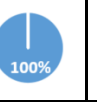


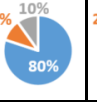
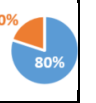

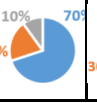
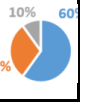
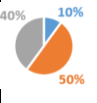
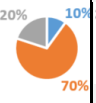
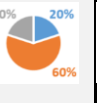
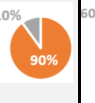
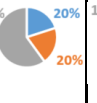
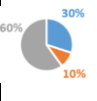
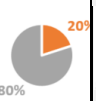
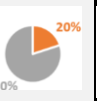
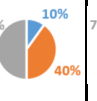
Material	Imagem	Descrição
Fones de ouvido		Sistema de reprodução sonora auricular capaz de reproduzir o áudio em ampla faixa de frequências (AKG modelo k414p)
Notebook		Dispositivo comum capaz de processar o <i>software</i> PRO TOOLS para edição e reprodução de áudio, utilizados no trabalho.

Os resultados obtidos a partir das respostas dos questionários são mostrados nos Quadros 3 a 7, nos quais são apresentados os blocos de perguntas e respostas com suas devidas porcentagens. Os dados permitiram interpretar a evolução da percepção dos alunos em função da abordagem dos assuntos de Acústica Arquitetônica em sala de aula.

5. ANÁLISE E DIAGNÓSTICO

Nos testes aplicados, o primeiro grupo de áudios foi representado pelo som de um clarinete sendo tocado, com a mesma melodia, em ambientes com portes distintos. Como descrito no Quadro 3, a intenção com os áudios apresentados seria a percepção das diferenças entre os três sons mediante a sensação de alguns fenômenos acústicos sentidos durante a execução de cada um deles. A diferença entre os áudios foi percebida por todas as turmas no início do curso. No final do curso, provavelmente devido a questões subjetivas de percepção ao questionário, um(a) aluno(a) de Arquitetura, da turma da disciplina de Conforto 1 não percebeu a diferença entre os três sons reproduzidos no fone. A respeito da compreensão, o som direto, livre de reflexões sonoras que distorcem a clareza da reprodução sonora, possivelmente trata a melhor inteligibilidade, qualidade percebida pelos alunos de Conforto 4 do curso de Arquitetura tanto no início quanto no final do semestre.

Quadro 3: Características e perguntas dos áudios 1, 2 e 3 e legendas

Áudios 1, 2, 3 – Compreensão					
Áudio 1 – clarinete – som direto					
Áudio 2 – clarinete – Ambiente com reverberação controlada					
Áudio 3 – clarinete – ambiente reverberante, com eco e sem clareza					
LEGENDA:					
Resposta correta (esperada): <input checked="" type="checkbox"/>			Opções de resposta: <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>		
Perguntas e respostas – Áudios 1, 2 e 3					
1. Você sente diferença entre estes 3 sons?					
<input type="checkbox"/> a SIM <input checked="" type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/> b NÃO			
TURMA: Conforto 1 – Arquit.		TURMA: Conforto 4 – Arquit.		TURMA: Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
					
2. Qual dos três sons você sente maior compreensão?					
<input type="checkbox"/> a Áudio 1 <input checked="" type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/> b Áudio 2		<input type="checkbox"/> c Áudio 3	
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
					
3. O ambiente do áudio 1 é de porte pequeno, médio, ou grande?					
<input type="checkbox"/> a Pequeno <input checked="" type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/> b Médio		<input type="checkbox"/> c Grande	
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
					
4. O ambiente do áudio 2 é de porte pequeno, médio, ou grande?					
<input type="checkbox"/> a Pequeno		<input checked="" type="checkbox"/> b Médio <input checked="" type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/> c Grande	
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
					
5. O ambiente do áudio 3 é de porte pequeno, médio, ou grande?					
<input type="checkbox"/> a Pequeno		<input type="checkbox"/> b Médio		<input checked="" type="checkbox"/> c Grande <input checked="" type="checkbox"/>	
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
					

Contudo, 30% dos alunos dos cursos de Design de Interiores e da disciplina de Conforto 1 no início do curso, julgaram como um som “compreensível” o que continha reverberação e eco, onde após o final do curso, o valor caiu para 10%. Já entre os alunos da disciplina de Conforto Acústico do curso de Design de Interiores, 80% responderam dentro do resultado esperado, com variação parcial entre as opções dos 20% restantes. As respostas relacionadas ao volume do ambiente revelaram um amadurecimento na percepção de todas as turmas no início e no final de cada curso. Mesmo com esta evolução, ao término dos cursos introdutórios de acústica das turmas de Conforto 1 e Conforto Acústico de Design de Interiores, o áudio 1, relacionado ao som do clarinete sem reverberação ou eco, foi considerado por, ao menos, 20 a 30% dos alunos no final do curso, como características de um ambiente de médio e grande volume, com exceção dos alunos de arquitetura do período mais avançado de acústica.

A seguir, o Quadro 4 aprofunda o entendimento de um ambiente único que passou por alterações gradativas na qualidade acústica através da implantação de materiais absorvedores porosos não especificados, porém perceptíveis por possuírem elevado NRC (*Noise Reduction Coefficient*). A comparação foi percebida com o toque de uma caixa de bateria.

Quadro 4: Características dos áudios 4, 5 e 6, legenda, perguntas e respostas

Áudios 4, 5, 6 – Fenômenos acústicos					
Áudio 4 – caixa de bateria – ambiente demasiadamente reverberante					
Áudio 5 – caixa de bateria – ambiente com reverberação controlada					
Áudio 6 – caixa de bateria – ambiente pouca reverberação (sala “morta”)					
LEGENDA:					
Resposta correta (esperada):		Opções de resposta:			
X					
6. Você sente diferença entre estes 3 sons?					
a SIM X		b NÃO			
TURMA: Conforto 1 – Arquit.		TURMA: Conforto 4 – Arquit.		TURMA: Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final

7. O som emitido é da mesma fonte?					
a SIM X		b NÃO			
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
8. Qual dos três sons é relacionado ao ambiente com maior quantidade de material absorvedor?					
a Áudio 4		b Áudio 5		c Áudio 6 X	
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
9. Qual dos três sons é mais reverberante?					
a Áudio 4 X		b Áudio 5		c Áudio 6	
Conforto 1 – Arquitetura		Conforto 4 – Arquitetura		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
10. Qual dos três sons você acha mais confortável?					
a Áudio 4		b Áudio 5		c Áudio 6 X	
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final

Em relação aos dados do Quadro 4, as respostas desta etapa do questionário mostram que todos notaram diferenças entre os sons reproduzidos no final dos três cursos, com ligeira variação de 10% no início das disciplinas de Conforto 1 e 4 do curso de Arquitetura. A evolução na identificação da fonte sonora foi percebida nas duas turmas dos cursos de Arquitetura, contudo para a turma de Design de Interiores, os índices de percepção caíram de 90% para 80%. O intuito das perguntas 6 a 9 foi mostrar que, ao ser aumentada a quantidade de material absorvedor poroso no recinto, evidenciar-se-ia a diminuição da reverberação e a consequente clareza e conforto do som reproduzido no ambiente. Essas características foram notadas em todas as turmas ao final dos cursos, mas não em sua totalidade. No caso da pergunta 8, notou-se

também que, para uma minoria dos alunos de Arquitetura, a relação de um ambiente pouco reverberante com a aplicação de materiais absorvedores era de difícil aceitação. Tal conduta indica que essa parcela de alunos não acredita a diminuição do tempo de reverberação aos materiais empregados nas salas, destacando a falta de amadurecimento acadêmico e de percepção das mudanças existentes para a melhora da qualidade sonora do ambiente.

O resultado da pergunta 9 revela um panorama mais preocupante para os alunos das disciplinas introdutórias de acústica, pois o que se esperava, ao menos, seria uma correlação entre os resultados obtidos na pergunta anterior. Entretanto, o que se vê nas respostas é uma dificuldade na compreensão do que é o fenômeno da reverberação. No caso de Conforto 1 do curso de Arquitetura, houve uma evolução. Para o curso de Design de Interiores, menos da metade dos alunos destas disciplinas ao final do curso conseguiram classificar o áudio 4 como o ambiente mais reverberante. A turma de conforto 4 do curso de arquitetura obteve evolução de 50% para 90%. Por fim, a noção de conforto relacionada, neste caso específico, à aplicação de maior quantidade de material absorvedor, foi variada para os alunos do final do curso introdutório de acústica. O áudio 5, que representa uma quantidade parcial de material absorvedor, pode ser interpretado por alguns como mais confortável, ou seja, admite-se, diante dessas constatações, a subjetividade do conforto no ambiente construído, pois um ambiente que atenda a parâmetros técnicos desejáveis pode não atender a um usuário com maior nível de sensibilidade.

Para o grupo de áudios do Quadro 5, a percepção da diferença entre as quatro amostras foi notada pelas turmas de Conforto 4 de arquitetura e Conforto Acústico de Design de Interiores. Por motivos relacionados à percepção dos alunos, a turma de Conforto 1 teve uma queda de 100% para 80%. Todos os áudios eram da mesma fonte e todas as turmas que cursam as disciplinas introdutórias evoluíram nesta percepção ao final dos cursos. Por outro lado, a

percepção de frequências graves, médias e agudas não mostra a mesma consistência de respostas obtidas nas primeiras perguntas. Os índices que apresentam evolução de respostas corretas no final do curso para a turma de Conforto 4, de Arquitetura e Urbanismo, não são os mesmos para os cursos introdutórios. Nota-se queda nas respostas corretas ao final do curso de Conforto 1 em todas as perguntas relacionadas às características de alterações de frequências. Para a turma de Conforto Acústico de Design de Interiores, somente na última pergunta houve evolução de respostas corretas, de 60% para 80%.

Quadro 5: Características dos áudios 7, 8, 9 e 10, legenda, perguntas e respostas

Áudios 7, 8, 9 e 10 – Reconhecimento de frequências					
Áudio 7 – trecho de música com equalização normal					
Áudio 8 – mesma música com graves acentuados					
Áudio 9 – mesma música com médios acentuados					
Áudio 10 – mesma música com agudos acentuados					
LEGENDA:					
Resposta correta (esperada):			Opções de resposta:		
11. Você sente diferença entre estes 4 sons?					
a SIM			b NÃO		
TURMA: Conforto 1 – Arquit.		TURMA: Conforto 4 – Arquit.		TURMA: Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
12. O som emitido é da mesma fonte?					
a SIM			b NÃO		
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
13. Qual áudio corresponde a um aumento nas frequências BAIXAS (GRAVES)?					
a Áud. 7		b Áud. 8		c Áud. 9	
d Áud. 10					
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final

14. Qual áudio corresponde a um aumento nas frequências MÉDIAS?					
a Áud.7		b Áud. 8		c Áud. 9 <input checked="" type="checkbox"/>	
d Áud.10					
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
15. Qual áudio corresponde a um aumento nas frequências AGUDAS?					
a Áud. 7		b Áud. 8		c Áud. 9	
d Áud.10 <input checked="" type="checkbox"/>					
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
16. Qual áudio corresponde a um som com EQUILÍBRIO de frequências?					
a Áud. 7 <input checked="" type="checkbox"/>		b Áud. 8		c Áud. 9	
d Áud.10					
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final

O Quadro 6, a seguir, apresenta o questionário para os áudios 11 e 12, com características sonoras relacionadas à inteligibilidade da fala em um ambiente com grande volume. A inteligibilidade da fala é importante desde os primórdios, a exemplo dos anfiteatros romanos e teatros gregos, onde a projeção da voz era garantida pela forma arquitetônica, ou grandes blocos de pedra e barro que garantiam a privacidade nas residências na antiguidade.

Quadro 6: Características dos áudios 11 e 12, legenda, perguntas e respostas

Áudios 11,12 – Inteligibilidade em ambiente de grande lume	
Áudio 11 – locutora feminina anunciando um código (“B19”) em sistema eletroacústico em ambiente aberto sem condicionamento acústico (pavilhão)	
Áudio 12 – locutora feminina anunciando um código (“B19”) em sistema eletroacústico em ambiente aberto com condicionamento acústico (pavilhão)	
LEGENDA:	
Resposta correta (esperada): <input checked="" type="checkbox"/>	Opções de resposta: <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>

17. Você sente diferença entre estes 2 sons?					
SIM <input checked="" type="checkbox"/>		b NÃO			
TURMA: Conforto 1 – Arquit.		TURMA: Conforto 4 – Arquit.		TURMA: Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
18. Qual dos dois sons você sente maior compreensão?					
a Áudio 11			b Áudio 12 <input checked="" type="checkbox"/>		
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
19. Em que áudio a locutora fala “DEZENOVE”?					
a Áudio 11		b Áud. 12		c Nenhum <input checked="" type="checkbox"/>	
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
20. Em que áudio a locutora fala “B DEZENOVE”?					
a Áudio 11 <input checked="" type="checkbox"/>		b Áud. 12 <input checked="" type="checkbox"/>		c Nenhum	
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
21. Em que áudio a locutora fala “P DEZENOVE”?					
a Áudio 11		b Áud. 12		c Nenhum <input checked="" type="checkbox"/>	
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final

Conhecimentos relacionados às propriedades de materiais empregados nas edificações, técnicas construtivas, sistemas eletroacústicos, número de espectadores, entre diversos outros detalhes não podem ser negligenciados. Daí a importância de os estudantes tanto de Arquitetura e Urbanismo quanto de Design de Interiores entenderem o poder do conhecimento acerca do conforto acústico na garantia da comunicação entre os usuários de qualquer tipologia de edificação. Os áudios 11 e 12, cuja

avaliação foi mostrada no Quadro 6, possuem as mesmas características em relação à fonte sonora, mas a diferença está no local em que essa fonte é propagada. A locutora fala um código e uma frase (“B19. Temos um vencedor”), e a compreensão da mesma torna-se confusa no primeiro áudio, em função das reflexões sonoras causarem eco no recinto devido à percepção de uma nítida separação entre o som produzido pela fonte e o som refletido por um obstáculo qualquer.

Nessa situação, percebe-se uma distorção da clareza da emissão da locução. Ao final de todos os cursos, 100% dos alunos perceberam diferenças entre os dois áudios (pergunta 17). A maior evolução na taxa de acerto, em todas as turmas de início e final de curso, ocorreu na análise do ambiente com variação de eco, onde a definição do que era dito pela locutora era comprometida por esse fenômeno.

Reflexo disso é a indefinição nas respostas por todas as turmas no início de seus cursos na identificação do código falado pela locutora. Já ao final, as turmas de Conforto 1 e Conforto 4 do curso de Arquitetura apresentaram evolução nas respostas corretas de todas as perguntas. A turma de Conforto Acústico do curso de Design de Interiores teve queda de 10% de respostas corretas às perguntas 20 e 21.

O Quadro 7 apresenta um novo contexto de áudios relacionados à inteligibilidade, sendo em ambiente fechado e com voz masculina e feminina relacionando condicionamento e isolamento acústico. Todos os alunos em todos os períodos sentem as diferenças entre os sons, mas não identificam os detalhes e não conseguem definir com clareza as particularidades envolvidas nos áudios.

Os resultados mostram um possível enfoque dos alunos unicamente na fala masculina, ignorando a voz feminina dentro do ambiente, ou ainda uma insegurança evidenciada pela falta de experiência prática em afirmar que é possível condicionar e isolar ambientes com estratégias simultâneas de projeto.

Quadro 7: Características dos áudios 12 e 13 legenda, perguntas e respostas

Áudios 13,14 – Inteligibilidade em ambiente fechado					
Áudio 13 – fala masculina dirigida ao público de um consultório reverberante e voz feminina ao fundo, em sala separada, capaz de ser ouvida com clareza Áudio 14 – fala masculina dirigida ao público de um consultório sem reverberação e voz feminina ao fundo, em sala separada, incapaz de ser ouvida com clareza					
LEGENDA:					
Resposta correta (esperada):		Opções de resposta:			
22. Você sente diferença entre estes 2 sons?					
a SIM			b NÃO		
TURMA: Conforto 1 – Arquit.		TURMA: Conforto 4 – Arquit.		TURMA: Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
23. Os sons emitidos são das mesmas fontes e no mesmo ambiente?					
a SIM			b NÃO		
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
24. Qual tipo de intervenção acústica o áudio 13 recebeu?					
a Isolamento		b Condicionamento		c Nenhum	
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final
25. Qual tipo de intervenção acústica o áudio 14 recebeu?					
a Isolamento		b Cond.		c Os dois	
Conforto 1 – Arquit.		Conforto 4 – Arquit.		Design de Interiores	
Início	Final	Início	Final	Início	Final

6. CONCLUSÃO

Dentro do universo analisado de estudantes, nota-se considerável evolução na percepção da qualidade acústica dos ambientes construídos durante os períodos dos cursos analisados na maioria das respostas. No que tange à compreensão do som, nota-se sensível melhora na maioria dos grupos de alunos. Entretanto, no que se refere à classificação de um som influenciado pelas características de um ambiente, ainda há dúvidas na interpretação do ruído entre todos, com maior número de acertos vindo dos grupos de alunos de Arquitetura. O curso de Design de Interiores, mais voltado ao desenvolvimento de sistemas de absorção, difusão acústicos e design de produtos não incita o despertar a projetos específicos de ambientes internos relacionados ao design universal. Já no curso de Arquitetura e Urbanismo, como foi possível notar no bloco de perguntas referentes ao reconhecimento de frequências, o amadurecimento na compreensão entre todas as turmas foi maior. No bloco de questões relacionado à clareza do som reproduzido por palavra falada, percebe-se o amadurecimento da turma de Conforto 4 de Arquitetura, juntamente com a turma de Design de Interiores, porém o mesmo não ocorre com a turma de Conforto 1. O motivo pode estar relacionado ao enfoque dessa disciplina não ser aprofundado unicamente na Acústica Arquitetônica, pois permeia todas as áreas de conforto ambiental de maneira introdutória: térmico, lumínico e acústico. Já no último bloco, referente a isolamento e condicionamento acústicos nos ambientes, percebe-se sensível melhora em algumas questões, com queda de acertos em outras, o que mostra a importância do maior contato dos alunos com conteúdo capaz de esclarecer o processo de “antes e depois” de locais e obras com condicionamento e isolamento acústicos.

Mesmo considerando um universo restrito nesta análise, com apenas 30 estudantes, foi possível perceber a importância da inserção de atividades práticas e a adequação de novas abordagens teóricas capazes de enriquecer o processo de aprendizagem do aluno para incrementar o mercado com profissionais ainda mais capacitados. As atividades descritas na

metodologia deste trabalho, com as devidas adaptações, podem ser transformadas em indicadores de desempenho acadêmico para controle de coordenações de curso, proporcionando maior segurança ao educador no que se refere ao controle e desenvolvimento do conteúdo ministrado aos alunos.

7. REFERÊNCIAS

1. BRANDÃO, E. **Acústica de Salas: Projeto e Modelagem**. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2016. ISBN 9788521210061.
2. ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10152:2017** Níveis de Ruído para Conforto Acústico. Rio de Janeiro: ABNT, 2017.
3. ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 12179** – Tratamento acústico em recintos fechados. Rio de Janeiro: ABNT, 1992.
4. SENADO FEDERAL. **Invisível, poluição sonora cresce e se agrava**. Jornal do Senado. Publicação em 19.06.2012. Disponível em: <http://www12.senado.gov.br/jornal/edicoes/2012/06/19/invisivel-poluicao-sonora-cresce-e-se-agrava>. Acesso em: 21 mai. 2017.
5. DUARTE, E. A. C.; VIVEIROS E. B. Acoustic degradation of buildings along historical evolution of architecture: the construction of a timeline. In: INTERNATIONAL CONGRESS ON ACOUSTICS, 18., 2004, Kyoto. **Proceedings...** Kyoto, 2004.
6. PAIXÃO, Dinara Xavier da. **Caracterização do isolamento acústico de uma parede de alvenaria, utilizando análise estatística de energia (SEA)**. Tese de doutorado, Programa de pós-graduação em engenharia de produção, UFSC. Florianópolis. 2002. 182p.
7. ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR 15575** – Edifícios Habitacionais. Requisitos Gerais – Desempenho. Rio de Janeiro: ABNT, 2013.
8. BRASIL, Conselho de Arquitetura e Urbanismo. **RESOLUÇÃO N° 51, DE 12 DE JULHO DE 2013 – CAU/BR**. Disponível em: <http://www.caubr.gov.br/wpcontent/uploads/2012/07/RES51-2013ATRIB-PRIVATIVAS20-RPO-1.pdf>. Acesso em: 17 jul 2017.
9. DARKE, Jane. **The Primary Generator and the Design Process**. In CROSS, N. (ed.) *Developments in Design Methodology*. Chichester: J. Wiley & Sons, 1984.

10. DEHA - UFAL. **Proposta do programa de pós graduação.** Disponível em:

<http://www.ufal.edu.br/unidadeacademica/fau/posgraduacao/mestrado-em-dinamicas-do-espacohabitado/proposta-do-programa>. Acesso em: 17 jul 2017.

11. JACQUES, P. Berenstein. **Corpografias urbanas.** *Arquitextos*, São Paulo, ano 08, n. 093.07, Vitruvius, fev. 2008. Disponível em:

<http://www.vitruvius.com.br/revistas/read/arquitextos/08.093/165>. Acesso em: 17 jul 2017.

12. VORLÄNDER, Michael. **Auralization: Fundamentals of acoustics, Modelling, Simulation, Algorithms and Acoustic Virtual Reality.** 1. ed. Berlin: Springer, 2008. 335p

13. KANG, J. **Urban Sound Environment**, Taylor & Francis, USA/Canadá, 2007..



14. VALE, M.I.R.; SILVA, M.G. **A metodologia musical de Murray Schafer e sua aplicabilidade em escolas de Educação Básica.** In: Educação, Batatais, v. 7, n. 3, p. 81-101, jan./jun. 2017.

15. SCHAFER, R. Murray. **O ouvido pensante.** Trad. Marisa Trench de Oliveira Fonterrada. São Paulo: Editora UNESP, 1991.

16. SCHAFER, R. Murray. **A afinação do mundo.** São Paulo, Editora da UNESP, 1997.

(Esta página foi deixada intencionalmente em branco.)

Considerações iniciais sobre a regulamentação de ruído para aeronaves e VTOL

Paul, S. ; de Lorenzo, M. ; Cordioli, J. A. 

Lab. de Vibrações e Acústica, Dep. de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, stephan.paul@ufsc.br

Resumo

A busca por novas soluções de mobilidade urbana deu origem a propostas de aeronaves elétricas de pequeno porte com capacidade de decolagem e pouso na vertical (eVTOL) para o transporte de passageiros e bens. Previstos para operarem em centros urbanos, estas aeronaves e suas operações precisam ser cuidadosamente regulamentadas em aspectos como segurança de voo e o impacto sonoro para garantir sua aceitação na comunidade. A considerável diferença entre aeronaves convencionais e suas operações em aeródromos e aeronaves eVTOL e suas operações no ambiente urbano é analisada apresentando-se algumas das principais características de 50 projetos de aeronaves eVTOL que possam ser de relevância na regulamentação destas aeronaves e suas operações. Para contextualização e comparação apresenta-se um breve resumo considerando aeronaves e aeródromos convencionais. A partir da análise de artigos científicos, *whitepapers* e documentos de natureza regulamentar, explana-se o estado atual da regulamentação de aeronaves eVTOL, dando ênfase nas questões que potencialmente tenham relevância para a regulamentação de ruído que ainda está em fase de desenvolvimento. Conclui-se que atualmente há poucos elementos base para uma regulamentação de ruído deste novo tipo de aeronaves e operações, mas que projetos de aeronaves e propostas de regulamentação parecem estar alinhados com critérios para regulamentação de helicópteros de pequeno porte e aeronaves com rotores basculantes. Contudo, basear-se extensivamente na regulamentação estas duas classes de aeronaves não parece ser a melhor estratégia a ser adotada pelas autoridades aeronáuticas competentes, pelas diferenças que existem no que concerne características das emissões sonoras e procedimentos de operação. Neste sentido os autores dão sugestões que possa nortear esforços de pesquisa para apoiar o processo de regulamentação.

Palavras-chave: ruído de aeronaves, operações, aeródromos, vertiportos, eVTOL, UA, MAT.

PACS: 43.50, 43.50 Sr, 43.50 Lj.

Initial considerations on acoustic regulation for eVTOL aircraft

Abstract

The search for new urban mobility solutions induced a considerable number of proposals for small electrified aircraft with vertical take-off and landing capacity (eVTOL). For urban environments such aircraft and their operations need to be regulated carefully, including aspects such as safety and noise impact. The differences with respect to conventional aircraft and their operations using conventional airports and heliports are pointed out analyzing 50 eVTOL projects concerning aspects that might be relevant for regulation. For contextualization and comparison a short overview of the current state of conventional aircraft and airport noise regulation is presented. Based on the scientific literature, whitepapers, and legal documents the current state of regulation for eVTOL aircraft is introduced. While the regulation is still a matter of debate and only initial proposals are being developed, current eVTOL projects, especially for manned air transport are in line with light helicopter and tilt-rotor aircraft regulation. Nevertheless, blindly adopting the regulation framework of these aircrafts might not be appropriate as noise characteristics and operations differ considerably. In this sense the authors give research suggestions to help in the regulatory process.

Keywords: aircraft noise, operations, airports, vertiports, eVTOL, UA, MAT.

1. INTRODUÇÃO

Repensar e reformular as capacidades atuais de mobilidade urbana é essencial para responder os desafios futuros do transporte de passageiros e cargas. Inovações nos processos de armazenamento, distribuição e conversão de energia possibilitam o estabelecimento de novas opções de transporte sustentáveis [1]. Nesse contexto, uma possível proposta inovadora para solucionar os problemas de capacidade rodoviária é o uso de aeronaves eVTOL (*electric Vertical Take-off and Landing*) em centros urbanos. Esse conceito permeia diversas aplicações, dentre elas o tráfego de passageiros ou cargas em centros urbanos que será o enfoque deste manuscrito. Neste manuscrito serão chamados, respectivamente, de MAT (*Manned Air Taxi*) as aeronaves eVTOL voltadas ao transporte de pessoas e UA (*Unmanned Aircraft*) as aeronaves eVTOL voltadas ao transporte de bens.¹

Atualmente, um grande número de projetos de veículos eVTOL encontra-se em desenvolvimento e alguns protótipos de eVTOL já estão em fases finais de desenvolvimento (ou teste) ou em uso experimental. Apesar do grande potencial deste novo tipo de transporte por meio de aeronaves eVTOL, não há ainda pesquisa consolidada sobre os possíveis impactos sonoros por estas aeronaves, e existe uma lacuna em sua regulamentação de ruído. Devido à complexidade do assunto, que envolve diversas arquiteturas de propulsão, configurações aerodinâmicas e operações muito distintas das aeronaves convencionais, a regulamentação para aeronaves eVTOL ainda está em fase de elaboração. Esta regulamentação depende não apenas do entendimento das características e/ou dos mecanismos de emissão da fonte sonora, mas, também, dos perfis operacionais esperados para o sistema de transporte urbano baseado em aeronaves eVTOL e das suas possíveis percepções da população exposta a este tipo de ruído (i.e., incômodo sonoro, perturbação do sono, entre outros).

¹Não há unanimidade na literatura quando a nomenclatura a ser utilizada para descrever e classificar os eVTOL e aspectos da sua arquitetura, sendo que a nomenclatura também muda acompanhando o rápido avanço tecnológico da área.

Para fomentar a discussão sobre o assunto entre os envolvidos, este trabalho busca organizar informações sobre a regulamentação de aeronaves e aeródromos convencionais e informações atualizadas sobre os diferentes aspectos de regulamentação acústica de eVTOL, ainda que esta esteja em fase inicial de desenvolvimento. Para tanto apresenta-se inicialmente na Seção 2 uma visão geral sobre projetos atuais de aeronaves eVTOL e suas características principais. Nas Seções 3 e 4 será apresentada uma revisão breve sobre certificação de aeronaves e aeródromos convencionais, para posteriormente tratar na Seção 5 do estado atual no que concerne a regulamentação de aeronaves eVTOL, tanto de UAs como de MATs.

2. O CENÁRIO ATUAL DAS AERONAVES eVTOL

Além de grandes empresas mundialmente conhecidas tais como Amazon, Uber, Boeing, Bell e Embraer, há um número muito grande de empresas menores desenvolvendo aeronaves eVTOL para transporte de bens e passageiros. Os autores do presente artigo analisaram 50 projetos distintos para aeronaves eVTOL que estão mais avançados e disponibilizam algumas informações técnicas de relevância. Estas e muitas outras iniciativas podem ser acompanhadas pela *Vertical Flight Society* [2] na plataforma eVTOL News [3]. Destes 50 projetos 17 são aeronaves UA e os restantes 33 são aeronaves MAT.

De forma geral, as aeronaves convencionais apresentam duas arquiteturas principais dos sistemas propulsivos: (i) configuração de asa fixa com um a quatro motores turbofan, e (ii) a configuração de asa rotativa com dois rotores (helicópteros). Em comparação, as novas propostas de aeronaves UA e MAT podem apresentar configurações de propulsão muito distintas. Dos 50 projetos de aeronaves eVTOL analisados pelos autores, dez projetos usam a configuração *lift-and-cruise*, 16 a configuração *vectored thrust* e 22 a configuração *wingless*, conceitos apresentados em um critério usado pela *American Helicopter Society* [4], apresentadas no Quadro 1. Há nos projetos para MAT mais variedade em termos das configurações de propulsão se com-

parado aos UA, que usam quase em sua totalidade a configuração *wingless*, e aparentemente se assemelham intuitivamente aos helicópteros do que as aeronaves com configuração *vectored thrust* ou *lift-and-cruise*, devido à ausência de asas fixas.

Quadro 1: Configuração dos sistemas propulsivos para aeronaves eVTOL e exemplos.

Configuração de propulsão	Definição	Exemplo
<i>Lift and Cruise</i>	Um sistema de propulsão exclusivo para sustentação e outro para empuxo horizontal em voo	Embraer DreamMaker (Figura 1 (a))
<i>Vectored Thrust</i>	Utiliza o mesmo sistema de propulsão para sustentação e para empuxo horizontal em voo (<i>tilt-wing</i> e <i>tilt-rotor</i>)	Bell Nexus (Figura 1 (b))
<i>Wingless</i>	Múltiplos rotores apenas para sustentação (movimento horizontal pela diferença de sustentação entre rotores)	Volocopter 2X (Figura 1 (c))

Em um estudo, foram avaliadas as três configurações de propulsão para aeronaves eVTOL de acordo com critérios como carregamento, tempo total de sobrevoo, velocidade de cruzeiro e alcance. Nele, concluíram que a melhor configuração depende da missão [8]. A configuração *wingless* se mostra a mais eficiente em operações que necessitem de um maior controle aéreo. Já a configuração *vectored Thrust* é indicada para operações que exijam maior alcance, enquanto a configuração *Lift and Cruise* resulta em menor alcance e velocidade que o anterior, mas apresenta bom controle de voo.

Um parâmetro de grande relevância, em termos de regulamentação de aeronaves, é a massa máxima de decolagem (*maximum take-off weight* MTOW, e alternativamente, *maximum take-off mass* MTOM), tanto para aeronaves convencionais como para aeronaves eVTOL conforme apresentado de forma resumida no Quadro 3 e, posteriormente, na Seção 5. Pela análise de 35 projetos de eVTOL que disponibilizam dados de MTOW verifica-se que a maior parte dos projetos de aeronaves eVTOL tem pesos máximos



(a) Embraer DreamMaker (configuração *lift and cruise*)



(b) Bell Nexus (configuração *vectored thrust* com *tilt-rotor*)

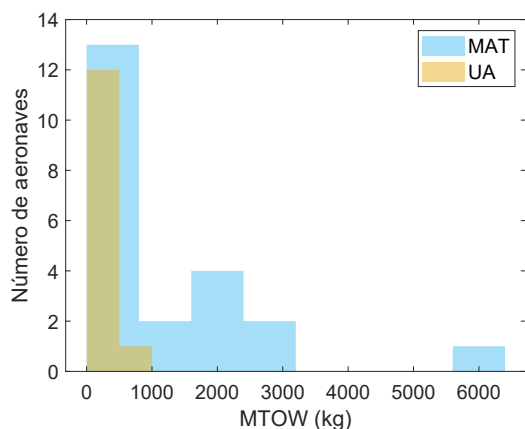


(c) Volocopter 2X (configuração *wingless*)

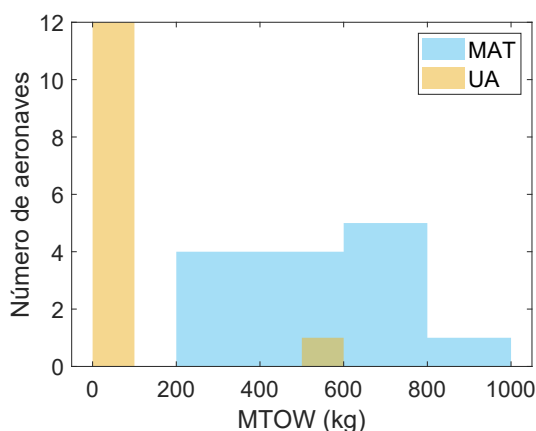
Figura 1: Exemplos de configurações de sistemas propulsivos de aeronaves eVTOL. Fontes: [5–7].

de decolagem inferior a 3175 kg (Figura 2). Há atualmente apenas um projeto que propõe um MAT com MTOW superior a 3175 kg. Também é importante verificar que aeronaves para transporte de passageiros (MAT) tem pesos de decolagem máxima muito maiores que aqueles pensadas para entrega de bens em ambientes urbanos, sendo que destes últimos nenhum projeto prevê MTOW superior a 555 kg como se verifica na Figura 2b. É inclusive relevante verificar que com exceção de um projeto, todos os UA tem MTOW inferior a 100 kg.

Em função do maior MTOW e considerações de segurança, as aeronaves eVTOL para MAT



(a) Faixa de 0 kg a 6000 kg



(b) Faixa de 0 kg a 1000 kg

Figura 2: Distribuição do peso máximo de decolagem (MTOW) de 50 aeronaves eVTOL - UA e MAT.

usam sistemas de propulsão mais potentes, envolvendo muitas vezes um número maior de rotores (Figuras 4 e 3), e portanto potencialmente um possível maior número de fontes sonoras.

No entanto, especialmente os projetos com números muito elevados de rotores, por exemplo o Lilium Jet com 36 rotores, estes se assemelham mais a *fans* e integram a arquitetura propulsiva mais extrema do conceito propulsão elétrica distribuída. De forma geral, nas aeronaves eVTOL os propulsores equipados com hélice serão sem dúvida a maior fonte sonora. Apesar de usarem, na maioria dos casos, duas pás em cada rotor² (Figura 5), similar a muitos helicópteros, as ve-

²É importante ressaltar que para aeronaves *lift and cruise*, alguns projetos são contabilizados duas vezes na Figura 5, por usarem dois rotores com relação pás/rotor diferente para o *lift* e *cruise*.

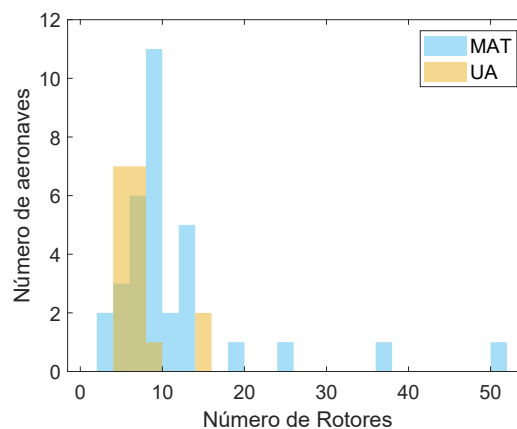


Figura 3: Distribuição do número de rotores em 50 aeronaves eVTOL.

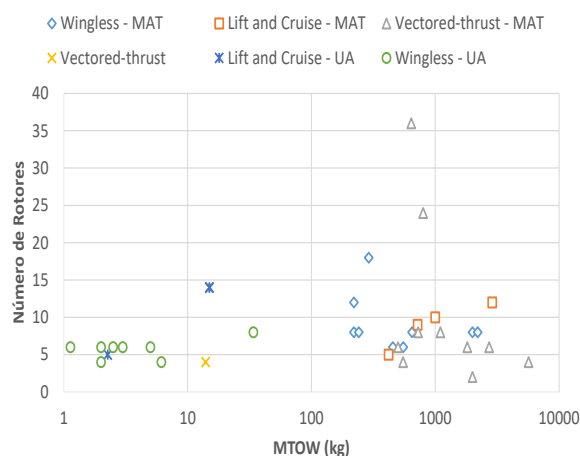


Figura 4: Número de rotores em função do peso máximo de decolagem (MTOW) de 50 aeronaves eVTOL - UA e MAT.

locidades de rotação e dimensões dos rotores são bastante distintas daquelas tipicamente presentes em helicópteros.

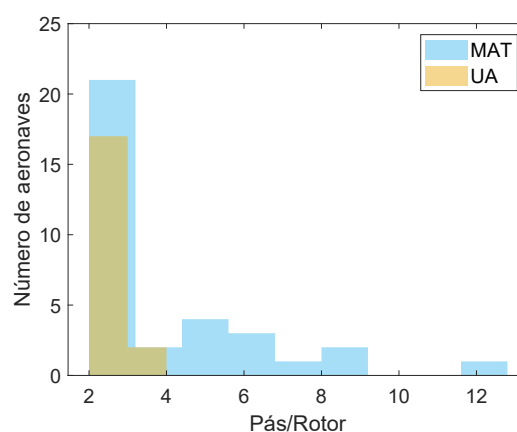


Figura 5: Distribuição do número de pás por rotor em 50 aeronaves eVTOL - UA e MAT.

Isso resulta em uma faixa de números de Mach da ponta de pá de 0,15 a 0,3 esperada para UA, 0,35 a 0,55 para MAT enquanto que em helicópteros os números de Mach variam entre 0,7 e 0,8 [9–12]. O número de Reynolds típico para para o escoamento sobre a hélice de um UA é da ordem de $Re_c(0,75R) \sim 10^4 - 10^5$, caracterizando um regime transicional-turbulento, enquanto que para helicópteros é da ordem de $Re_c(0,75R) \sim 10^6$, descrevendo um regime turbulento. Estas diferenças dificultam o uso de ferramentas semi-empíricas de predição de ruído de rotores convencionais [13, 14] e fazem com que os trabalhos sobre ruído de aeronaves eVTOL sejam atualmente bastante experimentais.

Ainda, no que concerne as velocidades de voo na fase de cruzeiro das aeronaves eVTOL verifica-se que nenhum projeto de UA tem velocidade de cruzeiro que exceda 75 nós (140 km/h). Já a maioria das aeronaves MAT tem velocidades de cruzeiro inferiores a 170 nós (315 km/h), e apenas um projeto tem velocidade superior a 250 nós (460 km/h).

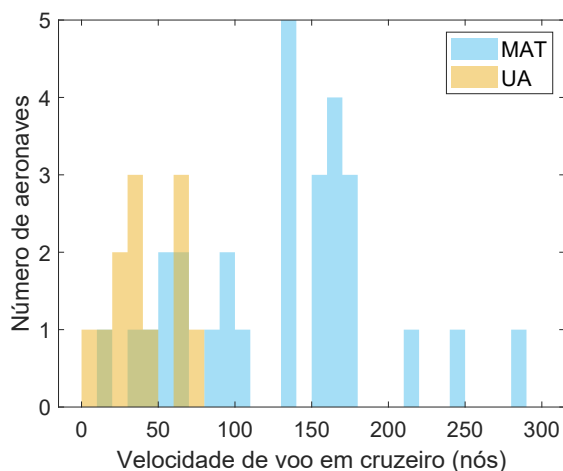


Figura 6: Distribuição das velocidades de voo em cruzeiro de 50 aeronaves eVTOL.

3. REGULAMENTAÇÃO DE RUÍDO DE AERONAVES CONVENCIONAIS

Aeronaves civis devem atender os requerimentos de certificação emitidos pelas autoridades aeronáuticas de cada região para a obtenção de um certificado de aeronavegabilidade. No que concerne as aeronaves civis, diversos paí-

ses, federações e organizações regionais participam do *Committee on Aviation Environmental Protection* (CAEP), para oferecer assistência ao conselho da Organização Internacional de Aviação Civil (ICAO) na elaboração de *Standards and Recommended Practices* (SARPS) [15]. Os atuais participantes incluem membros, como o Brasil, e observadores como Portugal. Os primeiros procedimentos de medição e avaliação sonora para projetos de diferentes tipos de aeronaves, bem como seus limites máximos aceitáveis, foram propostos em 1969 no documento *Environmental Protection - Aircraft Noise*, conhecido como Anexo 16, servindo de base para o processo de certificação [16]. Desde então, este documento passou por 15 modificações, sendo a última publicada em 2019. O Quadro 2 destaca as recomendações considerando os aspectos de ruído [17].

Quadro 2: Atualizações do Anexo 16 e suas respectivas recomendações publicadas pela ICAO que consideram o aspecto ruído.

Encontro	Ano	Principais recomendações
CAN2	1972	Padrões de ruído para aviões leves
CAN6	1980	Padrões de ruído para helicópteros e aeronaves supersônicas submetidas antes de 1 de janeiro de 1975
CAEP1	1986	Padrões de ruído para aviões leves propelidos por hélices
CAEP2	1991	Padrões de ruído para helicópteros leves
CAEP5	2001	Aumento da severidade dos padrões de ruído para turbojato e aviões pesados propelidos por hélices (Capítulo 4)
CAEP9	2013	Aumento da severidade dos padrões de ruído para turbojato e aviões pesados propelidos por hélices pesados (Capítulo 14; e padrões de ruído para aeronaves com rotores basculantes (Capítulo 13)

O Volume I do Anexo 16 trata da emissão sonora de aeronaves acompanhando sua evolução tecnológica. Para isto, ele é dividido em Capítulos (*Chapters*), de acordo com as principais características de projeto das aeronaves, suas

respectivas datas de requisição do certificado de tipo (*type certificate*) e tecnologia [18], conforme Quadro 3. Assim, a certificação de aeronaves de cada grupo passa por um procedimento que varia no número e posição dos pontos de medição, as operações realizadas durante a medição, a métrica acústica aplicada e seus limites, em função das características da aeronave, normalmente da massa [18].

Um exemplo para aviões subsônicos a jato com requisição ao Certificado de Tipo submetida anteriormente a 06/10/1977 é apresentada na Figura 7. Como a aeronave se enquadra no Capítulo 2, são realizadas três operações de voo com seus respectivos pontos de medição de ruído: aproximação (*approach*), com um ponto de medição localizado a uma distância de 2000 metros da soleira da pista até o pouso; voo lateral (*lateral*), em que dois pontos de medição laterais são localizados a 650 metros da linha central da pista em cada lado da pista (onde o nível de ruído de decolagem é máximo). O nível de ruído certificado do voo lateral é a média dos níveis de ruído observados nestes dois pontos de medição lateral; e por fim sobrevoo (*fly-over*), no qual há um ponto localizado na linha central da pista, a uma distância de 6500 metros da liberação do freio [19].

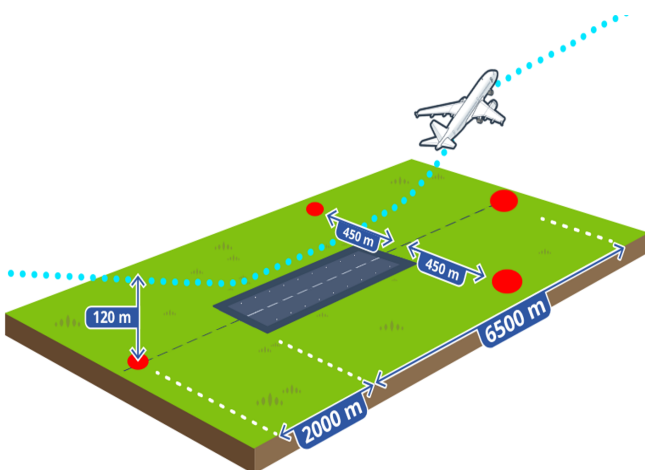


Figura 7: Pontos de medição do ruído de aeronaves descritas e regulamentadas pelo Capítulo 2 do Volume I do Anexo 16 da ICAO, baseado em [19].

Para helicópteros os procedimentos de medição e limites de ruído são descritos no Capítulo 8 do Volume I do Anexo 16 da ICAO. Nas três

operações de voo são necessários nove pontos de medição, como apresentado na Figura 8. Na decolagem (*take-off*), um ponto de medição é localizado diretamente abaixo da trajetória de voo, na distância de 500 m do início do procedimento e, os outros dois pontos simétricos a este, a 150 m lateralmente. Na aproximação (*approach*), um ponto de medição está diretamente abaixo da trajetória a uma distância de 1.140 m do fim do procedimento e, outros dois pontos estão localizados de forma simétrica à trajetória a 150 m desta. Por fim, na operação de sobrevoo (*overflight*) também há três pontos de medição, localizados num plano 150m abaixo da trajetória horizontal de voo. Enquanto que um está diretamente abaixo da trajetória, os outros dois encontram-se em posições laterais simétricas a distância de 150 m [20].

As emissões de ruído de aeronaves com rotores basculantes devem ser analisadas conforme descrito no Capítulo 13 do Anexo 1, durante um procedimento de *take-off*, um procedimento de *overflight* e um procedimento de *approach*. Nestes procedimentos os pontos de medição são os mesmos utilizados para helicópteros, conforme Capítulo 8 do Volume I do Anexo 16 da ICAO e explicados na Figura 8.

Com base nas medições realizadas nos pontos de medição, aplica-se a métrica acústica estabelecida do capítulo correspondente, para certificação de aeronaves descritos em cada capítulo do Anexo 16, conforme apresentado na Quadro 3. Os valores máximos aceitáveis para os limites de emissão sonora, em termos da métrica a ser considerada, variam de acordo com três fatores: Capítulo a que a aeronave pertence; número de propulsores; e sistema de propulsão (jato, *turbo-fan*, hélice). Uma vez que estes parâmetros sejam definidos, os valores aceitáveis máximos podem ser calculados em função do peso/massa máximo de decolagem (MTOW ou MTOM).

A análise das disposições do Volume 1 do Anexo 16 da ICAO revela que são utilizadas no momento três métricas para fins de certificação: o *Equivalent Perceived Noise Level* (EPNL), o nível de pressão sonora máximo ponderado em

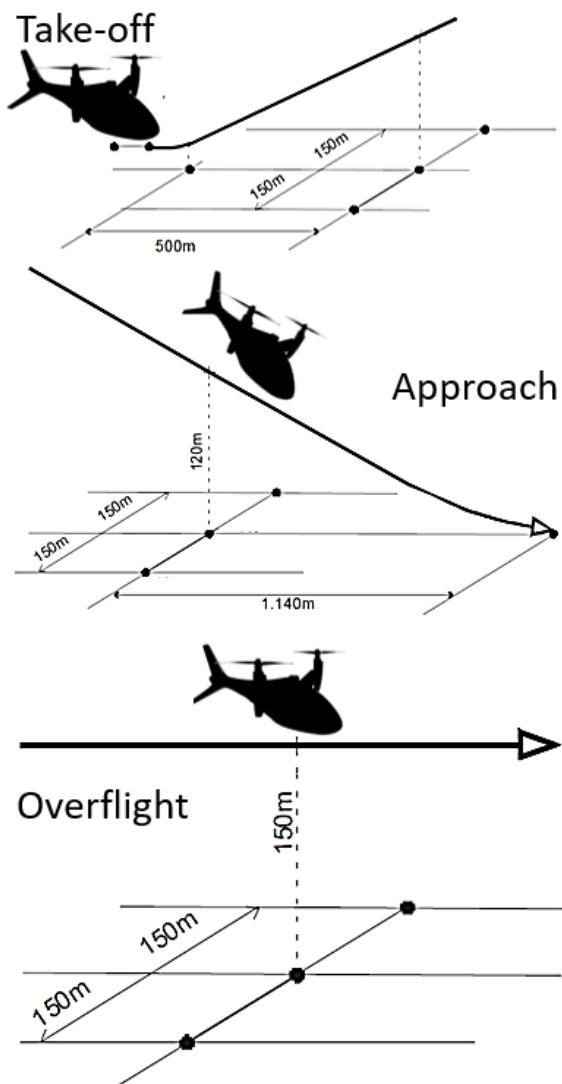


Figura 8: Trajetórias de voo e pontos de medição do ruído de aeronaves descritas e regulamentadas nos Capítulos 8 e 13 do Volume I do Anexo 16 da ICAO, baseado em [18, 20].

A ($L_{A, \max}$) e o *Sound Exposure Level* (SEL), dependendo do enquadramento da aeronave, conforme se verifica na Quadro 3.

Aeronaves com rotores basculantes do tipo *tilt-rotor* são tratados no Capítulo 13, de forma detalhada a partir da oitava edição do Anexo 16. Porém, não há descrição de procedimentos e/ou métricas para aeronaves propulsadas por hélice do tipo *short take-off and landing* (STOL) descritos no Capítulo 7 e unidades auxiliares de potência descritas no Capítulo 9.

O Brasil, baseia sua regulamentação nos Anexos da ICAO, antes publicadas pelo Departamento de Aviação Civil do Ministério da Aero-

náutica (DECEA), por meio do RBHA (Regulamento Brasileiro de Homologação Aeronáutica) [21]. A partir de 2005, com a criação da Agência Nacional de Aviação Civil (ANAC), o RBHA encontra-se em processo de gradativa substituição pelo RBAC (Regulamento Brasileiro de Aviação Civil) [22, 23]. A ANAC participa do fórum de discussão dos assuntos de ruído do CAEP. O Grupo de Trabalho 1 – Ruído – discute quais tecnologias podem reduzir o ruído de aeronave como fonte emissora e serão incorporadas ao Volume 1 do Anexo 16 e posteriormente incorporado nos regulamentos de ruído de aeronave, como o RBAC 36. O regulamento brasileiro adota integralmente o texto do documento da FAA 14 CFR Part 36, sendo que em divergência editorial contida no Apêndice A-I decorrente da republicação deverá prevalecer, mediante anuência da ANAC, o texto oficial da FAA [24, 25]. Isso é importante, visto que a RBAC 36 incorpora as Emendas de 36-01 a 36-28 do 14 CFR part 36 [26]. No entanto, o regulamento norte americano está em sua Emenda 36-31, de modo que importantes informações sobre aeronaves com rotores basculantes, novos limites de ruído para helicópteros e aeronaves do Capítulo 14 ainda precisam ser incorporadas no RBAC [24, 27].

Os regulamentos para certificação de ruído da aeronave foram publicados pela ANAC no RBAC 36 e MPH-280, que descreve os procedimentos internos adotados pela Gerência-Geral de Certificação de Produto Aeronáutico (GGCP). Em caso de extensão do processo de certificação de um projeto de tipo será a emenda efetiva na nova data selecionada pelo requerente, a qual não deve preceder um período de 5 anos da data de aprovação da modificação, conforme definido no RBAC 36.2(b) [28].

4. REGULAMENTAÇÃO DE RUÍDO PRODUZIDO POR OPERAÇÕES EM AERÓDROMOS CIVIS

A regulamentação de aeródromos é um pouco mais complexa do que aquela de aeronaves convencionais, pois além do ruído causado por tráfego aéreo, aquele gerado por operações de ma-

Quadro 3: Estruturação da Parte 2 - Certificação de Ruído de Aeronaves do Volume 1 do Anexo 16 da ICAO por tipologia de aeronave, pontos de medição acústica e métrica para certificação da aeronave.

Capítulo	Aplicabilidade	Classe de operação	Métrica acústica	Operações para medição
1	Administração			
2	Aviões subsônicos a jato com requisição ao Certificado de Tipo submetida anteriormente a 06/10/1977, normalmente usando a segunda geração de motores turbofan com baixa taxa de BRP (<i>by-pass ratio</i>)	CTOL	EPNL	A, L, F
3	Aviões subsônicos a jato com requisição ao Certificado de Tipo submetida a partir de 06/10/1977 e antes de 01/01/2006; Aeronaves propulsadas por hélice com MTOW > 8618 kg e requisição ao Certificado de Tipo submetida a partir de 01/01/1985 e antes de 01/01/2006	CTOL	EPNL	A, L, F
4	Aviões subsônicos a jato com requisição ao Certificado de Tipo submetida a partir de 01/01/2006; Aeronaves propulsadas por hélice com MTOW > 8618 kg e requisição ao Certificado de Tipo submetida a partir de 01/01/2006 [e até 31/12/2020]	CTOL	EPNL	A, L, F
5	Aeronaves propulsadas por hélice, com MTOW > 8618 kg e com requisição ao Certificado de Tipo submetida antes de 01/01/1985	CTOL	EPNL	A, L, F
6	Aviões propulsados por hélice, com MTOW < 8618 kg e com requisição ao Certificado de Tipo submetida antes de 17/11/1988	CTOL	$L_{A,max}$	O
7	Aviões propulsados por hélice do tipo STOL	STOL		
8	Helicópteros	VTOL	EPNL (PNLT modificado)	A, O, T
9	Unidades Auxiliares de Potência instaladas e sistemas de aeronave de operação em solo			
10	Aviões propulsados por hélice, com MTOW < 8618 kg e com requisição ao Certificado de Tipo submetida a partir de 17/11/1988	CTOL	$L_{A,max}$	T
11	Helicópteros que não ultrapassem um MTOW de 3175 kg	VTOL	SEL	L
12	Aviões supersônicos com requisição ao Certificado de Tipo submetida antes de 1/1/1975	CTOL	EPNL	A, L, F
13	Aeronaves com rotores basculantes com requisição ao Certificado de Tipo submetida a partir de 01/01/2018	VTOL	EPNL	A, O, T
14	Aviões subsônicos propelidos por jato e aviões propelidos por hélices com peso máximo de decolagem certificado acima de 55000 kg com requisição ao Certificado de Tipo submetida após 31/12/2020; aviões subsônicos propelidos por jato com peso máximo de decolagem certificado abaixo de 55000 kg, com requisição ao Certificado de Tipo submetida após 31/12/2020; aviões propelidos por hélices com peso máximo de decolagem certificado acima de 8168 kg e abaixo de 55000 kg, com requisição ao Certificado de Tipo submetida após 31/12/2020	CTOL, STOL, VTOL	EPNL, opcional: $L_{A,max}$ e SEL	A, L, F

CTOL: *conventional take-off + landing*, STOL: *short take-off + landing*, VTOL: *vertical take-off + landing*
A: *Approach/Landing* (Aproximação/Pouso), L: *Lateral/Sideline* (Lateral), F: *Flyover* (Decolagem/Sobrevoo), T: *Take-off* (Decolagem), O: *Overflight* (Sobrevoo). Importante notar que a definição do procedimento de decolagem e sobrevoo muda em função do tipo da aeronave.

nutrição e maquinário precisa ser levado em consideração. Por ser um local com fontes sonoras móveis mas recorrentes e fontes sonoras estacionárias/fixas localizadas, as exposições aos ruído decorrentes de diversos de eventos sonoros individuais podem ser cumulativos, e neste caso estudos de longo prazo são considerados para a avaliação do impacto sonoro.

Para o planejamento de um ambiente sonoro controlado, deve-se estreitar a comunicação entre os gestores e operadores dos aeroportos, os residentes vizinhos e autoridades aeronáuticas, além de promover a integração entre países no trato de questões referentes ao controle de ruído aeronáutico. Para auxiliar neste processo, a ICAO preconiza uma política internacionalmente aceita para a gestão de ruído aeronáutico chamada de abordagem equilibrada (*Balanced Approach*), propondo-se a maximizar o benefício ambiental, minimizando, ao mesmo tempo, o custo por meio de quatro áreas de atuação [29, 30]:

1. Redução da geração de ruído na fonte:

Desenvolvimento de tecnologias mais silenciosas para aeronaves e atualização de suas regulamentações de ruído para projeto de tipo de aeronaves [18].

2. Procedimentos operacionais de voo para mitigação/abatimento de ruído:

Modificações dos padrões de pouso e decolagem de acordo com o modelo da aeronave. Devem ser implementadas em conjunto com os pilotos e especialistas do controle de tráfego aéreo [31].

3. Restrições operacionais:

Restrição da operação de voo ou restrição de funcionamento do aeroporto [29]. Podem ser restrições por tipo de aeronave, por exemplo daquelas que se enquadram no Capítulo 2 do Volume I do Anexo 16 e foram restritas em vários aeroportos, como Europa e Japão [20], ou podem ser geográficas, em que se cria trajetos de operação em locais sensíveis [32]. Ainda podem ser temporais, com

transferência de operações de períodos noturnos para diurnos [20].

4. Planejamento e gestão do uso do solo: Envolve mecanismos cooperativos, tais como: programas de educação para a comunidade sobre o impacto sonoro de operações aéreas; planejamento e gestão do uso do solo nas imediações dos aeroportos com auxílio das autoridades locais e regionais; ações de tratamento acústico; incentivos fiscais e taxas aeroportuárias [29].

Além destas, uma outra área de atuação de grande importância é o engajamento da comunidade. O CAEP, em seu relatório *Environmental Community Engagement for Performance-Based Navigation* [33], fornece boas práticas que devem ser consideradas ao empreender a modernização do espaço aéreo, complementando a abordagem equilibrada.

Um exemplo dessa área para UA, é um conceito de implementação descrito no documento *UAM Concept Operations* publicado em 2020 pela FAA em colaboração com a NASA [34]. Por meio dos resultados de análise, simulação, demonstração e engajamento da comunidade propõe-se uma abordagem evolutiva, começando com operações de curta duração e baixa complexidade operacional. Por meio de compartilhamento de informações, protocolos operacionais e desempenho dos equipamentos, este conceito amadurece para operações cada vez mais complexas em regiões altamente povoadas. No caso de MAT, há o exemplo da iniciativa Elevate da Uber, que está desenvolvendo um plano de engajamento comunitário, com destaque para as questões do ruído, a fim de preparar o início dos serviços da Uber Air em 2023. Uma de suas estratégias será usar os dados de ruído de fundo coletados em cidades de lançamento dentro de ferramentas de simulação, para planejar rotas e locais de vertiportos. Em conjunto, serão intensificados os esforços de "socialização", conduzindo a divulgação na comunidade explicando como e por que as aeronaves eVTOL serão mais silenciosas que os helicópteros [35].

No que diz respeito aos aspectos da abordagem equilibrada, sendo o Brasil signatário da ICAO, compete à ANAC estabelecer regulamentos que associam a cada proposição [25]. Para o controle da emissão sonora de aeronaves relaciona-se o RBAC 36 - Requisito de Ruído para Aeronave [24]. Para os aspectos operacionais associados ao ruído aeronáutico apresenta-se o RBAC 91 - Requisitos gerais de operação para aeronaves civis [36], determinando regras para operação de aeronaves civis relacionadas ao nível de ruído produzido e para limitações de operação para aviões subsônicos. Para garantir a compatibilidade do uso do solo nos arredores de aeródromos estabeleceu o regulamento RBAC 161 - Plano de Zoneamento de Ruído de Aeródromos [37]. Neste trabalho o enfoque está direcionado a primeira e quarta área da abordagem equilibrada.

O Plano de Zoneamento de Ruído (PZR) permite identificar as áreas de influência de um aeródromo, fornecendo informações relevantes para garantir a compatibilização do uso do solo com a quantidade de exposição sonora prevista para um perfil operacional no seu horizonte máximo de operação. Como tal, é um dos aspectos de maior importância na avaliação do impacto sonoro em aeródromos, pois permite avaliar quais dos quatro elementos da abordagem equilibrada podem ser implementados e/ou otimizados. Dessa forma, tipicamente o PZR é composto por um conjunto de curvas de ruído e uma proposta (tabela) de compatibilização do uso do solo com a exposição sonora esperada. Tal prática está em acordo com a proposta da ICAO de se usar indicadores de exposição sonora e apresentar estes por meio de mapas. A apresentação gráfica em um mapa, simples ou mais detalhado, também é conhecida como mapa de curvas (isofônicas)³ de ruído, ou, me-

³Os autores não concordam com o uso do termo “isofônico” no contexto do ruído aeronáutico como é praxe no Brasil, pois curvas isofônicas são curvas de igual sensação de volume sonoro e não curvas de igual ruidosidade. A relação linear entre ruidosidade e sensação de volume sonoro verificada para ruído de aeronaves no início dos anos 1970 [38] não deve ser considerada válida *a priori* para o ruído de aeronaves, operações e contextos distintos daqueles verificados na época. Os autores julgam

lhor curvas de contorno de ruído. Cada país utiliza à sua maneira as recomendações propostas pela ICAO para elaboração das curvas [39], o que gera problemas de comparabilidade entre curvas elaboradas com procedimentos distintos (Quadro 4).

No Brasil, as orientações para a elaboração, apresentação, aprovação e divulgação dos PZR são dadas pelo RBAC, número 161, publicada em 2013. Este regulamento orienta a elaboração de um documento oficial de representação geográfica da área de impacto do ruído causado pelas operações em aeródromos civis na vizinhança. Baseado neste documento a autoridade competente, por exemplo o município, deve assegurar a compatibilidade do uso do solo no desenvolvimento das comunidades no entorno dos aeródromos [37]. A identificação de áreas compatíveis e incompatíveis ao uso do solo seguem o mesmo modelo do documento 9184 da ICAO, ou seja, as áreas são delimitadas por curvas de ruído computadas por um programa. Também deve ser definido se o aeródromo requer um PBZR ou um PEZR.

Plano Básico de Zoneamento de Ruído - PBZR: o uso deste instrumento ocorre quando a média anual de movimento de aeronaves nos últimos 3 anos é inferior a 7000 e se não for exigido um PEZR por motivos específicos a critério da ANAC. Não exige elaboração de estudos detalhados e as curvas de ruído apresentam geometrias simples, parametrizadas, como apresentado para aeroportos e heliportos na Figura 9.

Para elaboração de PBZR de aeródromos a curva de ruído de 75 é mais próxima do aeródromo e prevê DNL superiores a 75 dB(A). Nesta área, a maior parte das atividades urbanas é proibida. Na área delimitada pelas curvas de ruído de 65 e 75 dB(A) DNL, o DNL varia entre 75 dB(A) a 65 dB(A). Embora várias

que o melhor termo seria ‘curvas de contorno de ruído’, que na sua representação gráfica, como por exemplo na Figura 9, sempre deveriam vir acompanhadas da métrica para evitar que curvas elaboradas com base em métricas distintas, por exemplo DNL no Brasil e L_{den} na Europa (Quadro 4), sejam comparadas como se fossem iguais.

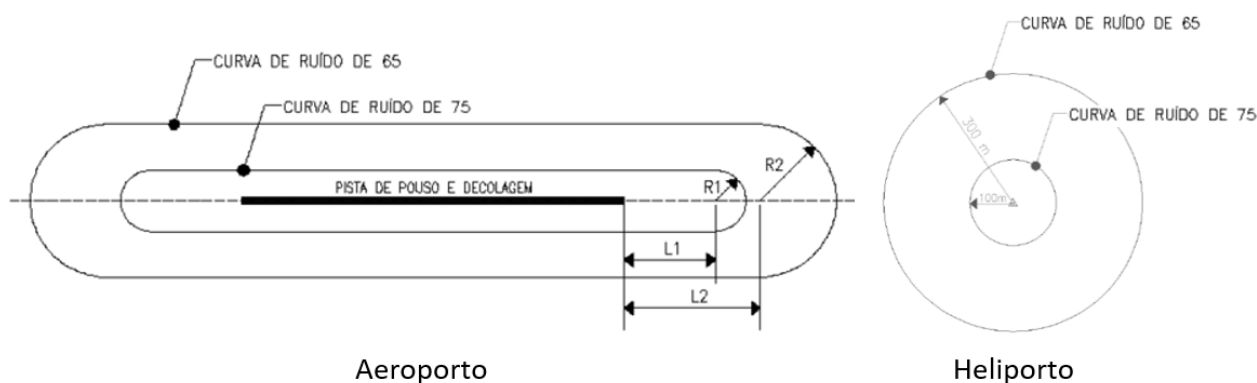


Figura 9: Plano Básico de Zoneamento de Ruído. Fonte [37].

atividades urbanas são permitidas, o uso residencial quanto o educacional são incompatíveis aos níveis sonoros previstos pelo PZR (embora possam se tornar compatíveis em situações especiais, mediante a elaboração de tratamento acústico). Finalmente, na área externa à curva de ruído 65 dB(A) DNL, a legislação aeronáutica brasileira atual não prevê todas as possíveis incompatibilidades para o uso e ocupação do solo. Como demonstrado na Figura 9, os parâmetros L_1 , L_2 , R_1 e R_2 utilizados para delimitar as curvas de ruído, dependem do movimento médio anual de aeronaves nos últimos três anos, se este for menor que 7000, demonstrado na Tabela 1.

Tabela 1: Parâmetros geométricos utilizados para as curvas de ruído para um PBZR. Fonte [37].

Movimento Anual	L_1 (m)	R_1 (m)	L_2 (m)	R_2 (m)
até 400	70	30	90	60
de 400 a 2000	240	60	440	160
de 2000 a 4000	400	100	600	300
de 4000 a 7000	550	160	700	500

Para a elaboração de PZR de heliportos, a regulamentação descreve procedimentos semelhantes, ou seja, curvas de DNL de 75 dB(A) e 65 dB(A), aplicável com um movimento médio de até 7000 aeronaves em 3 anos. As dimensões destas curvas de ruído são fixas e não variam com o movimento de helicópteros. Além disso, heliportos privados construídos em locais já estabelecidos só podem funcionar se - e enquanto - as condições do local e do entorno corresponde-

rem às exigidas na regulamentação aeronáutica. Assim, caso sejam implantadas edificações ou outras estruturas que interfiram nos gabaritos dos Planos de Zona de Proteção ou alterem substancialmente o perfil operacional utilizado na construção do Plano de Zoneamento de Ruído o heliporto privado poderá ser objeto de restrições pela ANAC, podendo, inclusive, ter o seu registro cancelado [20, 40].

Plano Específico de Zoneamento de Ruído - PEZR: o uso deste instrumento ocorre quando a média anual de movimento de aeronaves nos últimos 3 anos for superior a 7000, ou por exigência da ANAC. Para os demais aeródromos, é facultado ao operador de aeródromo escolher o tipo de plano a ser elaborado (PBZR ou PEZR), ainda assim, a ANAC poderá solicitar a elaboração de um PEZR a qualquer aeródromo. A elaboração das cinco curvas de ruído exige o uso de um programa computacional com dados de entrada, como: número de aeronaves, dimensões e coordenadas geográficas de pistas existentes; elevação do aeródromo; temperatura de referência do aeródromo; previsões de movimento por tipo de aeronave em cada rota; trajetórias de pouso, decolagem, etc. As curvas de ruído em DNL são separadas nos seguintes curvas de ruído : 85, 80, 75, 70 e 65, tanto para aeroportos quanto para heliportos.

As orientações para garantir compatibilidade do uso das áreas delimitadas pelas curvas de ruído podem considerar diferentes aspectos econômicos e sociais na comunidade do entorno, com

regiões que permitem algumas atividades, cerciam outras ou permitem sob um acordo de tratamento acústico nas construções. As orientações para garantir a compatibilização do uso do solo sob os aspectos de ruído são apresentadas para ambos os tipos de planos de zoneamento de ruído na Subparte E do RBAC 161 [37].

Como afirmado anteriormente, cada país incorpora na sua legislação nacional as recomendações da ICAO à sua maneira, ou seja, internacionalmente, nem todos os países utilizam o DNL como métrica para a elaboração das curvas de ruído. Contextos históricos bem como disponibilidade tecnológica determinam qual métrica será utilizada. Apresenta-se, no Quadro 4, as métricas utilizadas nas regulamentações para aeródromos do Brasil, Estados Unidos, União Europeia e outros países [41–43].

Quadro 4: Métricas utilizadas nas curvas de ruído de aeródromos convencionais, baseado em [41–43].

País	Autoridade aeronáutica	Regulamentação	Métrica
Brasil	ANAC	RBAC No 150	DNL
Estados Unidos	FAA	14 CFR Part 150, Part 161	NEF e DNL
União Europeia	EASA	2002/49/EC	L_{den}
Japão	JCAB	EQSAN	WECPNL _J
Singapura	CAAS	Aerodrome Standards	NEF
China	CAAC	GB 9660-88	WECPNL

No Brasil, atualmente a Comissão Especial de Estudos CEE-196 Acústica da ABNT está finalizando o segundo projeto de norma 2P ABNT NBR 16.425-2 Acústica - Medição e avaliação de níveis de pressão sonora provenientes de sistemas de transportes - Parte 2: Sistema de Transporte Aéreo, podendo esta eventualmente dar novos direcionamentos na questão da avaliação e regulamentação do ruído proveniente da operação de aeronaves em aeródromos de diferentes naturezas.

5. REGULAMENTAÇÃO PARA AERONAVES ELÉTRICAS

As estratégias para avaliar o impacto sonoro de aeronaves costumam ter como base padrões e práticas recomendadas (SARPs) e seus documentos orientativos (Doc. 9829, 9911, 10031, etc) publicados pela ICAO [30, 39, 44]. Em face aos recentes avanços tecnológicos, foi publicado o relatório trianual de atividades de proteção ambiental *2019 Environmental Report - Aviation and Environment* abordando ruído, qualidade do ar, operações, tecnologia, combustíveis sustentáveis, dentre outros [45]. No conteúdo do Capítulo 4 deste documento: *Operações e Tecnologias*, é informado que o Secretariado da ICAO acompanha o desenvolvimento do setor em termos de projetos de aeronaves elétricas e híbridas por meio da Plataforma de Aeronaves Elétricas e Híbridas para Inovação e aplicação para MAT (E-HAPI), que contém uma lista de 32 projetos identificados globalmente, desde aeronaves de aviação geral ou recreativas; aeronaves executivas e regionais; grandes aeronaves comerciais e aeronaves de decolagem e pouso na vertical. Ainda assim, até o momento, nenhum padrão de certificação de ruído para projetos de tipo de aeronaves VTOL foi internacionalmente estabelecido para tais projetos [46].

Com relação à UA para uso comercial, a ICAO lançou em 2011 o *Circular 328 AN/190* [47]. Seu objetivo foi propor um quadro normativo, na qual não foram definidas normas específicas no que diz respeito a limites máximos/ aceitáveis e métricas de ruído para avaliação operacional dessas aeronaves. Nele, constam duas considerações sobre este tipo de aeronave para discussões futuras: UA pode ou não ser operado em aeródromos tradicionais, em que normas de ruído seriam exigidas (segundo a *Section 6.49*); requisitos de ruído para as categorias de aeronaves atuais serão aplicáveis ao UA, assumindo que sejam utilizadas estruturas de aeronave e sistemas de propulsão semelhantes (segundo a *Section 6.50*). Em 2015, foi publicado o Doc 10019 que substituiu o Circular 328, discutindo importantes pontos sobre registro, autorização e segurança, e certificação de ruído,

este último, no entanto, apenas quando aplicável [48]. Para avaliar a necessidade de novos SARPS, a ICAO busca acompanhar por exemplo as principais regulamentações de UA dos países signatários. Estas informações estão disponíveis em seu site através da plataforma UAS Toolkit [49].

As regras para certificação, registro e operações de aeronaves eVTOL, passaram por uma evolução na última década, em diferentes partes do mundo como observado, no caso de UA, na Figura 10. Este é um processo frequentemente impulsionado pelo próprio setor regulado. Para a elaboração e atualização das regulamentações, os órgãos responsáveis têm recebido contribuições de especialistas, usuários, setores da indústria e da pesquisa através de seminários e consultas públicas. No entanto, o estágio de desenvolvimento das regulamentações não é o mesmo para UA e MAT; sendo que o primeiro já está em um ponto de discussão em diversos países e o segundo está em etapas iniciais de elaboração.

Com relação a aeronaves UA, a Figura 10 sumariza os principais documentos emitidos ao longo dos últimos anos nos EUA, Europa e Brasil. Dentre eles, destaca-se, nos EUA, a regulamentação para UA, que desde 2005, passou por 10 modificações, com duas consultas públicas. Entre elas, destaca-se a modificação de 2016 que abordou sobre ruído, sendo que aeronaves com menos de 55 lbs (aproximadamente 25 kg) não necessitam de certificação acústica [50], ao passo que fora deste contexto as aeronaves com menos de 3175 kg de asa rotativa requerem os limites acústicos do Apêndice J do 14 CFR part 36 [27]. Em 2008, Agência Europeia para a Segurança da Aviação (EASA) emitiu seu primeiro documento, após algumas definições preliminares para a categorização de UA baseados no risco. Em 2018 abriu uma consulta pública para elaboração de emendas às regulamentações já existentes. Em seu último documento, a Regulamentação Delegada⁴ (EU) 2019/945, a agência estabelece limites máximos/aceitáveis

para o nível de potência sonora para algumas classes de UA [51] conforme Tabela 3.

No Brasil, a consulta pública de 2015 trouxe colaborações para a atual regulamentação de UA, a RBAC-E 94 [67], publicada em 2017, incorporando regras de aeronavegabilidade para aeronaves de 25 kg até 150 kg. Apenas aeronaves acima de 150 kg (Classe 1) deverão seguir todos os procedimentos estabelecidos no RBAC 21 dentre outras avaliações de risco [68, 69]. Em 2019, a ANAC abriu nova consulta pública para tomada de subsídios até fevereiro de 2020, solicitando contribuições para o futuro da regulamentação de ruído, representando um importante aspecto para uma futura RBAC-E 94 ou disposições correspondentes que venham a substituí-la. A ANAC também acompanha as atualizações nas recomendações da ICAO, FAA, EASA e de outros países.

As operações com UA envolvem pessoas interessadas e familiarizadas com a aviação (envolvidos), bem como muitas que não o são (terceiros, não envolvidos ou não anuentes). Por isto, o processo de capacitação de pilotos, registro de aeronaves e limites operacionais são elementos presentes na regulamentação. A Tabela 2 apresenta alguns aspectos das regulamentações de UA em países de diferentes regiões do mundo. Pode-se observar uma ampla variação nos critérios utilizados para a classificação de aeronaves, como tamanho, classe de MTOW ou uso pretendido.

A partir da análise dos dados na Tabela 2, observam-se pontos em comum, nas várias regiões, em aspectos que tratam da relação entre envolvidos e não envolvidos, como limites de aproximação lateral, sobrevoos, espaço aéreo e horários permitidos, requisitos de segurança e obrigações do usuário. Por esta razão, embora as atuais regulamentações não contemplem de forma específica o incômodo sonoro, já trazem informações que podem servir de base para expectativas futuras de impacto sonoro de eVTOL em áreas urbanas.

⁴Conjunto de normas primárias subordinadas diretamente à normas constitucionais.

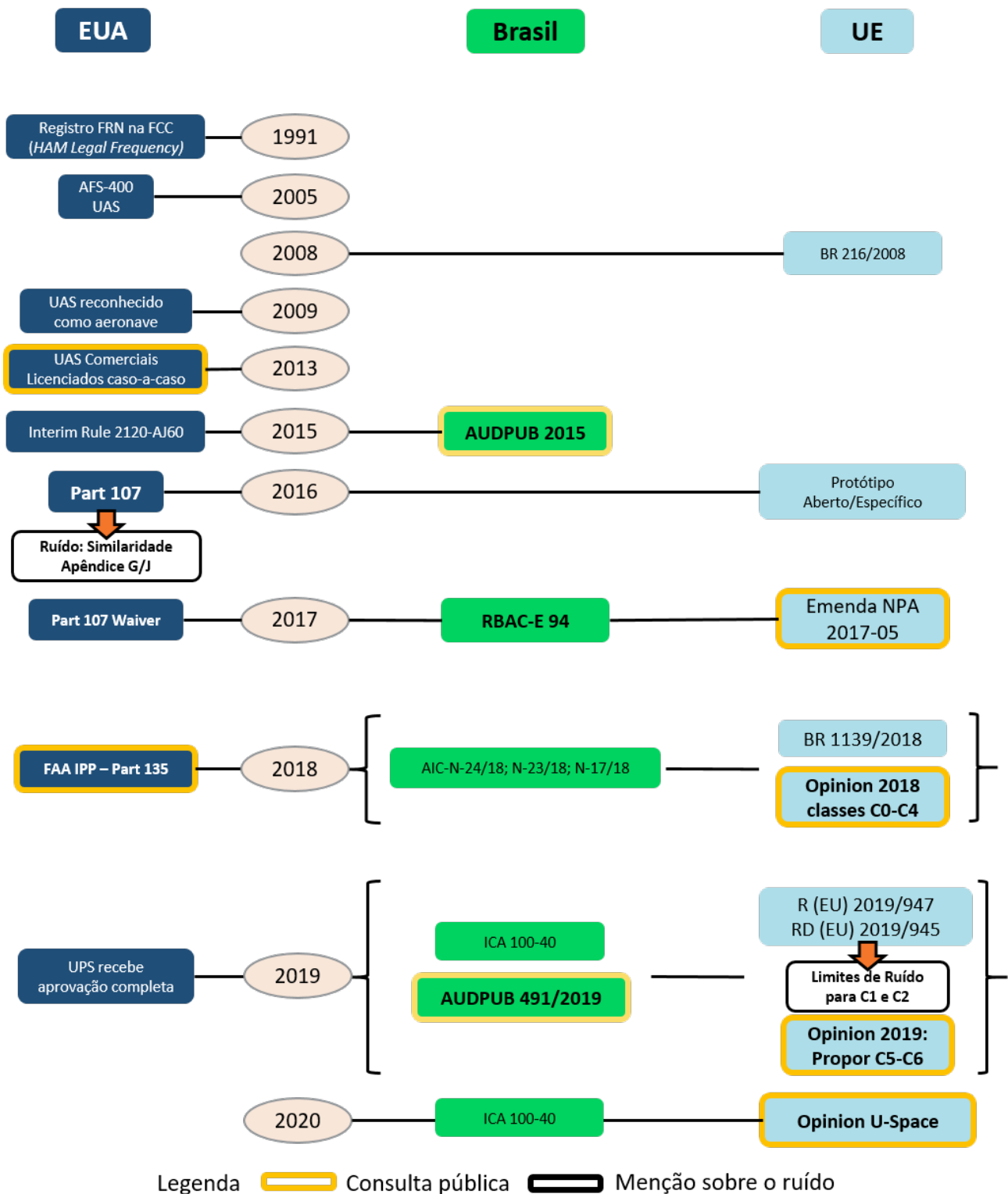


Figura 10: Linha de tempo de regulamentações para UA - Brasil, EUA e UE, baseado em [50–66].

Tabela 2: Resumo das regulamentações no cenário atual, elaborado pelo autor, baseado em [50, 51, 67, 70–78].

País publicação e/ou última atualização	Classes de MTOW	Distância mínima de pesoas	Altura máxima permitida de voo	VLOS/ Distância lateral	BVLOS	Uso pretendido e certificado operacional	Necessidade de registro	Qualificação do piloto
Brasil 2015-2019 [67]	0,25/ 25/ 150kg	30 m	400 ft	EVLOS possível	Aprovação especial (CAER)*	BVLOS, >400 ft	>0,25 kg	>0,25 kg >400 ft
Estados Unidos 2007-2019 [50]	0,25/ 25kg	50 m	400 - 500 ft	EVLOS possível	Aprovação especial (Part 107 Waiver)*	Vôos noturnos, maiores velocidades, BVLOS e em maiores altitudes	>0,25 kg	>0,95kg licença de piloto
União Européia 2018-2019 [51]	0,25/ 0,95/ 4/ 25kg	Não sobre multi-dões	400 ft	EVLOS possível	Autorização especial (NAA)*	>0,95 em sobrevôo, BVLOS	>0,25 kg	>0,95 kg licença de piloto >0,25 e <0,95 kg em VLOS: teste online da EASA
Reino Unido 05/2002 03/2015 [70]	7/20/150 kg	50 m	400 ft	500 m, VLOS possível	Aprovação especial	Requer aprovação para diversas operações	-	-
Austrália 07/2002 09/2016 [71]	2/25/150 kg	30 m	400 ft	EVLOS possível	Aprovação especial	>2/25 kg	-	>2 kg licença de piloto
Nepal 2015-2019 [72,73,79]	2/2/25 kg	30 m	200 ft	VLOS possível	Necessita aprovação especial	requer autorização de voo	sim com número de identificação	>18 anos, piloto competente, assinar termo de anuência
Canadá 2010-05/2015 [74]	2/25 kg	30 m, 150 m	400 ft	VLOS	piloto e auxiliar, certificados + Aprovação especial	>25 kg ou uso não recacional (SFOC)* <30 m terceiros <400 ft Espaço aéreo restrito	>0,25	Piloto competente
China 09/2016 [75]	7 kg	-	-	-	-	Autorização de vôo e certificado de operação	-	Certificação de piloto
Japão 12/2015 [78]	0,20 kg	30 m	495 ft	EVLOS possível	-	Para espaço aéreo próximo à aeroportos, áreas densamente povoadas ou acima de 492 ft	-	Vôos de teste prévios, não operar sob efeito do álcool
Singapura 200X-201X [76]	0,25/1,5/ 7/25 kg	Não sobre multi-dões	200 ft	-	Aprovação especial (CAAS)*	Permissão de atividade para cada operação	>0,25 kg	>1,5 kg certificado treino básico, >7 kg licença de piloto
África do Sul 09/2015 [77]	7/20 kg	50 m	400 ft	EVLOS possível	Necessita aprovação especial	Licença, carta de aprovação para operação	Registro de marcas	Licença de piloto

NAA:National aviation authority, CAAS:Civil Aviation Authority of Singapore, CAER:Certificado de Aeronavegabilidade Especial de RPA
SFOC:Special Flight Operations Certificate, VLOS:Visual Line Of Sight, EVLOS:Extended Visual Line of Sight, BVLOS:Beyond Visual Line of Sight.

Tabela 3: Limite Máximo do Nível de potência sonora de UA segundo o RD 2019/945 para Classes C1 e C2.
Fonte: [51, 53].

Classe	MTOM [g]	Nível Máximo de Potência Sonora [dB]		
		31 / 12 / 2020	31 / 12 / 2022	31 / 12 / 2024
-	-	31 / 12 / 2020	31 / 12 / 2022	31 / 12 / 2024
C1	$250 \leq m \leq 900$	85	83	81
C2	$900 \leq m \leq 4000$	$85 + 18,5 \cdot \log_{10} \left(\frac{m}{900} \right)$	$83 + 18,5 \cdot \log_{10} \left(\frac{m}{900} \right)$	$81 + 18,5 \cdot \log_{10} \left(\frac{m}{900} \right)$

5.1 Regulamentação de ruído atual para aeronaves eVTOL

Atualmente as regulamentações de ruído de aeronaves eVTOL estão em fase de desenvolvimento e verificam-se avanços diferentes entre UA e MAT, justificando a apresentação de uma descrição separada para estas duas classes de aeronaves eVTOL.

5.1.1 Aeronaves UA

Apesar de regulamentações operacionais para aeronaves UA estarem presentes em vários países, não foram encontradas, fora a EASA, normas de ruído específicas para UA. Existem regulamentações apenas por regras de similaridade, como proposto pela Circular 328 [47] da ICAO. Na Regulamentação Delegada (EU) 2019/945, um procedimento de ensaio para medição da potência sonora, baseado na ISO 3744:2010 [80] e seu Anexo F é proposto. As características do procedimento preveem que o UA deve estar em voo estacionário a 0,5 m acima de um plano refletor (acusticamente duro) e que o UA deve estar completamente envolto por uma superfície de medição hemisférica duas vezes maior que suas dimensões de acordo com a Figura 11. O nível de potência sonora será calculado por :

$$L_W = \bar{L}_p + 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{S}{S_0} \right) \text{ [dB]}, \quad (1)$$

sendo S a área em metros quadrados da superfície de medição, S_0 igual à unidade em metros quadrados e \bar{L}_p a média temporal e espacial dos níveis de pressão sonora na superfície do hemisfério descrito na Figura 11. Para as classes de peso C1 e C2, existem limites máximos aceitáveis dos níveis de potência sonora a serem respeitados, conforme descritos na Tabela 3.

Para as demais classes de UA não existem limites máximos definidos, mas medidas operacionais a serem tomadas para a maior redução de emissão sonora possível, além da necessidade de permissão a ser concedida pela autoridade aeronáutica competente. Dos 17 projetos de aeronaves UA analisados, doze tem informações sobre o MTOW. Destes nenhum se enquadraria na classe C1, cinco estariam na classe C2 e sete estariam em uma futura classe com MTOW superior.

Todavia, é importante ressaltar que o procedimento de medição da potência sonora adotado pela Regulamentação Delegada (EU) 2019/945 baseado na ISO 3744:2010 [80] e seu Anexo F não avalia a direcionalidade da emissão sonora do UA. No entanto, resultados reportados em um importante estudo [81] sugerem que nas proximidades de UA as características de emissão sonoras são fortemente dependentes da direção.

5.1.2 Aeronaves MAT

Com relação às aeronaves MAT, atualmente não há provisões ou normas específicas de ruído da ICAO no Volume I do Anexo 16 para enquadrar a aplicabilidade das provisões atuais a tais tipos de aeronave. A ICAO ainda esta monitorando este tipo de aeronave e avaliando quais SARPS específicos precisam ser desenvolvidos [46].

Nos Estados Unidos, as regulamentações de aeronavegabilidade e ruído são definidas pela 14 CFR 21, 14 CFR Part 23 e 14 CFR Part 36 [27, 82, 83]. Por meio destas a FAA emitiu, em 2017, 63 meios de cumprimento (MOC) para promover a instalação mais rápida de tecnologias inovadoras, aumentar a segurança em pequenos aviões e reduzir os custos para a indústria da aviação [84]. Na União Europeia, o

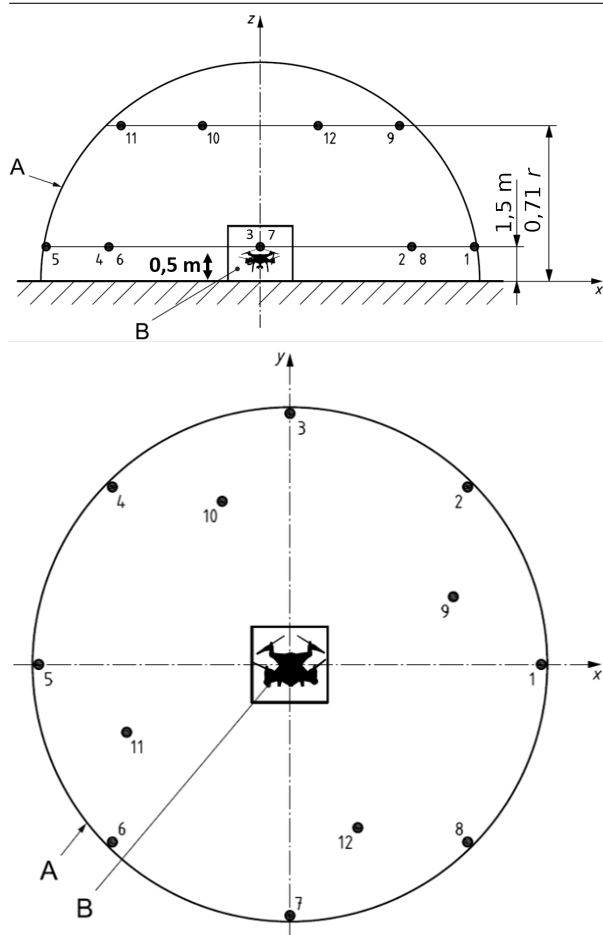


Figura 11: Definições da superfície de medição de potência sonora de UA das classes C1 e C2, conforme ISO 3744:2010. Fonte: [80].

CS-23 e CS-36 [85, 86] fornecem os requisitos técnicos para a certificação para aeronaves com MTOW inferior a 5700 kg com MOCs. O Brasil baseia-se nas regulamentações dos Estados Unidos, com o RBAC 21, RBAC 23 e o RBAC 36 [24, 68, 87]. No entanto, a aplicabilidade destas regulamentações não contempla atualmente aeronaves da classe MAT em centros urbanos. Desta forma, a EASA, em julho de 2019, publicou o *Special Condition for small-category VTOL aircraft* [88], documento que cria duas categorias, a básica e a aprimorada. Esta última, refere-se a aeronaves que pretendem ser operadas como transporte aéreo comercial sobre áreas congestionadas e são capazes de voar e aterrissar em segurança após mau funcionamento crítico/falha do sistema de empuxo/elevação, considerando os seguintes critérios: 1) MTOW inferior a 3175 kg; 2) igual ou menor que nove passageiros; 3) velocidade menor que 250 nós e 4) transporte comercial em áreas densamente po-

voadas. O critério de MTOW inferior a 3175 kg retoma o critério utilizado para enquadrar os helicópteros no Capítulo 11 do Volume I do Anexo 16. Ainda pela análise dos projetos de aeronave eVTOL realizadas na Seção 2 verifica-se que basicamente todas aeronaves eVTOL propostos ou em desenvolvimento se enquadram no critério MTOW inferior a 3175 kg. O mesmo vale, com uma exceção, para o critério velocidade de cruzeiro ou quantidade de passageiros.

O documento *Special Condition for small-category VTOL aircraft* encontrava-se disponível para consulta pública, até o fim de janeiro de 2020, e recebeu 996 respostas. Destas, apenas a DGAC France apresentou questionamentos sobre o ruído, afirmando ser contra uma regulamentação que permita voo em áreas densamente povoadas sem nenhuma regulamentação básica de ruído. Como resposta, a EASA então determinou que a consulta continuasse em andamento, pois reconhece que o documento até o momento discute apenas aeronavegabilidade [89]. O evento *Quiet Drones* organizado pelo I-INCE Europe e *Le Centre d'information et de documentation sur le bruit*, e previsto para ocorrer em maio de 2020, visava dar visibilidade à problemática, para que se possa fazer melhores encaminhamentos no futuro.⁵

Diante dessas questões, a FAA também está decidindo se estes veículos entrarão como uma classe especial (14 CFR 21.17b), analogamente ao SC-VTOL-01, ou se serão condições especiais adicionadas ao 14 CFR part 23. No Brasil, a ANAC acompanha as regulamentações propostas para harmonização de emendas. Ainda assim, a perspectiva é de consolidar os aspectos de aeronavegabilidade e segurança antes do ruído para aeronaves eVTOL. Isto deve-se ao fato que mesmo na RBAC 36 consta como parte da certificação que a aeronave deve atender aos regulamentos de aeronavegabilidade que constituem o tipo base de certificação da aeronave em todas as condições em que a conformidade com esta parte é mostrada (segundo a *Section 36.3*) [24].

⁵Devido ao COVID-19 o evento foi postergado para o final de 2020.

5.2 Propostas de órgãos não regulamentadores e o futuro da regulamentação de ruído para eVTOL

Enquanto aguarda-se o estabelecimento de uma regulamentação sobre o ruído de eVTOL, algumas aeronaves já estão realizando voos testes em centros urbanos, como a Volocopter, com seu conceito eVTOL 2X em Singapura. O que torna possível este tipo de operação é a permissão do Ministério do Transporte e a CAAS, pois acredita-se que este trabalho próximo às empresas de inovação pode beneficiar o avanço de uma aviação segura para o público. Mesmo assim, o uso desta tecnologia ainda está muito a frente de uma regulamentação governamental [90], especialmente da regulamentação de ruído.

Embora a regulamentação de ruído para UA, no momento, esteja em fase de elaboração e consolidação, e para MAT ainda em consulta pública, algumas pesquisas abordam aspectos como métricas acústicas, rotas de voo, e posicionamento de vertiportos, que deveriam ser considerados pelos órgãos reguladores.

Com relação a quais métricas utilizar, para certificação de aeronaves eVTOL e regulamentação de aerodromos/vertipontos nos quais irão operar, algumas empresas dão sugestões por meio de *White Papers*. Para certificação de aeronaves eVTOL a UBER propõe a métrica EPNL, em conformidade com as disposições para helicópteros e aeronaves com rotores basculantes com requisição ao Certificado de Tipo submetida a partir de 01/01/2018, regulamentadas pelos Capítulo 8 ou 13 respectivamente. Os procedimentos de voo e os pontos de medição seriam aqueles descritos na Figura 8.

O que concerne de forma mais genérica o impacto em solo a *Uber Elevate* espera no solo um $L_{A,max} < 62$ dB(A) para uma aeronave voando 150 m de altura, e em termos de métricas de eventos sonoros espera-se um SEL de no máximo 67 dB(A) a 76 m de altura do chão [91].

Já com relação aos vertiportos, conforme [91] espera-se um aumento de 1 dB no DNL da região com a presença das aeronaves eVTOL. Há

de se ponderar que a escala esperada para a operação de eVTOL é maior que aquela atualmente apresentada na operação de helicópteros, o que demandaria a construção de mais vertiportos para dar sustentabilidade econômica a este modelo de transporte [92]. Contudo, vertiportos construídos em áreas urbanas densamente povoadas podem eventualmente fazer o plano de zoneamento de ruído deixar de cumprir sua principal finalidade, que é fornecer informações básicas para assegurar a compatibilidade do uso e ocupação do solo entre operação do vertiporto e a vizinhança [20]. Existem várias propostas gerais para implementar vertiportos, por exemplo a certificação de helipontos já existentes que permitem apenas pousos de emergência e adaptá-los tecnologicamente para aeronaves eVTOL e sugestões de se construir mais vertiportos em áreas residenciais [93]. Há evidentemente interesses em conflito em cada uma das soluções adotadas. Em 2018, um estudo avaliou o posicionamento dos vertiportos de acordo com três cenários de priorização: negócios (de acordo com a maior demanda de passageiros), ruído (de acordo com o menor número de habitantes negativamente afetados) e combinado (maior razão entre demanda de passageiros e o número de habitantes negativamente afetados). O cenário de negócios considera a maior quantidade de vertiportos e passageiros por unidade, enquanto que para o cenário de ruído houve uma redução do número de vertiportos e uma redução do lucro por vertiporto de 20% a 80%. Mesmo no cenário combinado, o número de vertiportos seria inferior ou igual ao número de vertiportos no cenário de negócios para todos os critérios de otimização [94]. Isso indica que a implantação de vertiportos e seu critério de implantação é sensível ao impacto sonoro, o que, por sua vez, afeta a rentabilidade e o alcance da rede. Logo, a adaptação de vertiportos e apenas o seguimento das regras atuais de PZR podem possivelmente não ser medidas suficientes.

Com relação às rotas, helicópteros e outras aeronaves menores como aeronaves eVTOL em voo simultâneo podem não ser tão simples de gerenciar na prática. A FAA contabilizou 1200 incidentes, em 2015, de UA que realizavam voos

próximos a outras aeronaves. A capacidade tecnológica de orientação em um ambiente denso e heterogêneo estão sendo avaliados em projetos de mobilidade urbana aérea (*Urban Air Mobility*) [92, 95]. Um dos pontos de discussão é, antes de trabalhar com UA, MAT e helicópteros, simultaneamente, desenvolver uma etapa intermediária com separação horizontal ou vertical entre as aeronaves.

Para a segregação horizontal, cada aeronave pertenceriam a diferentes zonas de priorização, além de estratégias como automatização de voos e fronteiras com o uso de *geofencing*⁶. A *Uber Elevate* conta com os esforços da NASA para determinar o tráfego aéreo de UA e futuramente MAT [91, 96]. Um relatório apresentando os resultados preliminares de medidas de desempenho de operações em condições similares a centros urbanos indicam que algumas latências de resposta automatizada levaram o estudo a não atingir o índice de sucesso esperado [97]. Assim, novos testes são necessários para melhor implementar a segregação horizontal.

A proposta de segregação vertical, apresentada no Flightplan 2030 da Embraer, define três níveis de voo, o mais baixo para UA, em seguida MAT, e outras aeronaves, em espaço aéreo controlado representado esquematicamente pela Figura 12. Esse modelo é mais acessível pois não requer o mesmo nível de automatização que a segregação horizontal e facilita a inserção de MAT caso o UA já esteja em operação. Ainda assim, propõe-se uma central de controle de tráfego eficiente, podendo esta ser não governamental ou uma extensão daquelas já existentes [95, 98]. No entanto, essa segregação cria altitudes máximas para uma aeronave não adentrar o espaço aéreo de outras, limitando a estratégia de distanciamento para redução do ruído. Também haveria interseção de níveis perto de vertiportos, e considerando que o modelo de transporte aéreo com MATs demanda uma rede densa de vertiportos, o número de interseções pode ser elevado.

As análises anteriores de mobilidade para eVTOL consideraram trajetos em linha reta ponto



Figura 12: Representação esquemática do espaço aéreo segregado verticalmente. Fonte: [95].

a ponto [92, 93]. Para UA, uma abordagem baseada em conceitos de complexidade contrapõe este tipo de trajeto simples. Buscando minimizar o tempo de desvio de colisão e o tempo total da viagem, a aviação livre se mostrou melhor para cenários de até no máximo 10.000 operações por dia se comparada com a aviação não livre (com vias aéreas pré-definidas). Porém ultrapassando este número a complexidade aumenta drasticamente e, com isso, o tempo de voo e a exposição sonora. Esta análise considerou o tempo de desvio de colisão em campo aberto, mas se outras restrições aéreas forem consideradas, o adensamento de aeronaves irá aumentar, assim como o seu tempo normalizado de desvio de colisão, mesmo para uma quantidade menor de operações [99].

Para MAT é de se esperar uma realidade semelhante. Helicópteros estão sujeitos a restrições operacionais perto de áreas urbanas impostas por rotas específicas de voo. Os critérios para escolha são rotas com alto potencial de geração de ruídos (como grandes rodovias) ou rotas não populadas (como perto de rios) [20, 100]. O *Flightplan 2030* propõe esta mesma estratégia para MAT [95]. Contudo, esta estratégia pode não ser viável em todos os centros urbanos ou ser incompatível com o modelo de transporte por demanda, no qual a distância entre terminal da modalidade, no caso um vertiporto, e a origem/o destino do usuário deve ser minimizado.

⁶Restrições de trajeto automatizadas.

6. CONCLUSÕES

A implementação de novas modalidades e meios de transporte, principalmente no meio urbano vai requerer a regulamentação dos produtos e serviços de um setor que muito rapidamente está respondendo às demandas e desafios tecnológicos, o setor de transporte por demanda por meio de aeronaves eVTOL. Apesar de já existirem vários projetos de aeronaves eVTOL, alguns deles já com aeronaves em fase de protótipos e com vôos experimentais, ainda não há uma regulamentação consolidada das aeronaves e das operações das mesmas. Por meio de uma revisão da literatura buscou-se então organizar as informações obtidas a partir de artigos científicos, *whitepapers* e documentos de natureza regulamentar para aeronaves e aeródromos convencionais e para aeronaves eVTOL (UA e MAT) com o objetivo de elucidar os aspectos que tangem a regulamentação destas últimas, em especial as diferenças entre os novos tipos de aeronaves e operações associadas e as aeronaves convencionais e suas operações. Para tanto, apresentou-se na Seção 2 um *overview* sobre as principais características de aeronaves eVTOL que estão sendo atualmente consideradas para fins de regulamentação, sendo estas a massa/peso máximo de decolagem e a velocidade máxima de cruzeiro.

Enquanto que a regulamentação de ruído ao redor do mundo está consolidada para aeródromos e aeronaves convencionais, após sucessivas alterações para acompanhar o desenvolvimento tecnológico, constatou-se que para algumas aplicações específicas a regulamentação existente não faz previsões, como ocorre por exemplo para aeronaves propelidas por hélice do tipo STOL. No que concerne a regulamentação de aeronaves eVTOL, que engloba UA e MAT, observa-se que a mesma está em fase de elaboração. Verifica-se que já existem regulamentações iniciais para UA de pequeno porte, sendo estas regulamentações principalmente voltadas para a segurança em vôo. Aspectos de emissão sonora ainda são regulamentados apenas parcialmente, em termos da potência sonora que pode ser emitida em função do MTOW do UA para aeronaves UA com MTOW inferior a 4 kg. Para

aeronaves MAT há encaminhamentos aproveitando a similaridade da operação com helicópteros, fazendo sugestões de regulamentação para aeronaves MAT com MTOW inferior a 3175 kg, velocidade de cruzeiro inferior a 250 nós e de até nove passageiros. Notou-se que a grande maioria dos projetos de aeronaves MAT se enquadraram nestas condições.

Ainda que possam existir semelhanças, há de se considerar que a emissão sonora destes novos tipos de aeronaves não é igual à emissão sonora de helicópteros, tanto por questões construtivas como devido a diferenças na operação. Pesquisas sobre a geração de ruído por estes novos tipos de aeronaves são muito recentes, e generalizações devem ser feitas com prudência. Desta forma, a escolha de procedimentos e métricas para caracterização da emissão sonora e do impacto sonoro que causam no ser humano é um aspecto que merece maior atenção, principalmente para evitar problemas decorrentes de simplificações como ocorrem atualmente com aeronaves e aeródromos convencionais.

Um outro fator fundamental na elaboração da regulamentação para aeronaves eVTOL está relacionada com a missão que cada projeto específico irá empreender. Claramente, aeronaves UA e MAT apresentam procedimentos de operação bastante distintos, os quais devem ser levados em consideração na definição dos procedimentos e pontos de medição do ruído gerado por essas aeronaves. Entretanto, a grande gama de projetos de aeronaves eVTOL, os quais apresentam muitas vezes configurações bastante distintas, torna a definição da regulamentação ainda mais complicada, visto que mesmo para a mesma missão podem haver trajetórias de voo bastante distintas. Nesse sentido, uma regulamentação que carece de um embasamento mais profundo pode resultar na limitação do desenvolvimento tecnológicos dessas aeronaves, ou pelo menos de uma das vertentes conceituais atualmente em desenvolvimento.

No que se refere à abordagem equilibrada usada para mitigar problemas de ruído em aeródromos convencionais, três destes pilares se referem às estratégias de redução do impacto so-

noro por meio de restrições, sejam estas em operações dos padrões de voo, restrição de aeronaves e/ou funcionamento do aeroporto, ou restrição das atividades econômicas permitidas dentro da área delimitada por cada curva de ruído. No entanto, estas podem ser incompatíveis com o modelo de serviços de transporte por demanda, que busca maximizar a acessibilidade de seus serviços com mais rotas, mais horários de operação e mais aeronaves em espaços urbanos já consolidados e nos quais se espera quase que naturalmente uma demanda grande. Uma possibilidade de resolver este conflito podem ser operações evolutivas, em termos de números de operações e áreas afetadas pelo ruído, assim como proposto pela FAA e NASA [34]. Por esta razão, o primeiro critério, que é reduzir a geração de ruído na fonte, é vital para o êxito da inserção das aeronaves eVTOL em centros urbanos. Para tanto, a compreensão dos mecanismos de geração de ruído e formas adequadas de avaliação e mitigação dependem do avanço científico. Especialmente no que diz respeito às formas de avaliação, há de considerar que o ruído gerado por estas aeronaves eVTOL, que usam propulsão distribuída, tem características bem distintas do ruído gerado por aeronaves convencionais. Por exemplo, em aeronaves que usam as configurações *lift and cruise* ou *wingless* as variações de velocidade de rotação e ângulo de *pitch* entre rotores e ao longo do tempo podem gerar modulações de amplitude e frequência, aspectos que causam bastante incômodo mas que não são caracterizados pelas métricas atualmente utilizadas para certificação de ruído de projetos de aeronaves. Apesar de existirem alternativas para quantificar sensações sonoras, por exemplo a sensação de volume sonoro ou sensação da Intensidade de Flutuação (*Fluctuation Strenght*) [101, 102] há de se assegurar que as implementações desses modelos são suficientemente padronizados para permitir o uso para fins de regulamentação, pois no passado essa padronização era insuficiente [103, 104]. Dito isto, publicações que versam sobre características psicoacústicas do ruído de aeronaves elétricas com propulsão distribuída, inclusive aquelas citadas no decorrer do presente trabalho, devem ser analisadas com

cautela, para evitar que conclusões distorcidas destas publicações influenciem marcos regulatórios. Sugere-se inclusive a realização de um estudo sobre a representatividade e confiabilidade de modelos psicoacústicos para avaliação do ruído produzido por aeronaves elétricas com propulsão distribuída para orientar futuras decisões a acerca da regulamentação do ruído destas aeronaves.

Um outro aspecto relevante é a questão de tratar a aeronave como fonte sonora pontual ou conjunto de fontes sonoras distribuídas. Aeronaves convencionais são sempre tratadas, na questão regulatória, como fontes sonoras pontuais mesmo que as diferentes fontes sonoras como motores, interação fluido-estrutura, entre outras estão distribuídas na aeronave. Apesar das distâncias entre estas diferentes fontes poderem ser grandes, no caso de um A380 ou B777-X de até 80 m, as distâncias ainda maiores entre estas fontes e o receptor, em solo, permitem que para fins de regulamentação de ruído todas estas fontes sejam consideradas uma única fonte sonora pontual. No que concerne os atuais projetos de aeronaves eVTOL, que são pequenos e normalmente usam vários rotores, há de avaliar se as diferentes fontes de ruído neste tipo de aeronave podem ser considerados também como única fonte sonora pontual para fins de regulamentação, pois diferentemente das aeronaves convencionais as aeronaves UA possam eventualmente operar muito próximo dos receptores (humanos), apesar de serem em geral menores.

Diante o exposto no decorrer do artigo, e os pontos já elencados na presente conclusão, não há como não reconhecer a falta de vários conhecimentos específicos no que concerne vários aspectos da operação de aeronaves eVTOL e da geração e emissão de ruído por esta nova classe de aeronaves. Assim, os autores sugerem pesquisa nos seguintes temas para orientar os esforços de regulamentação: 1) análise estatística de padrões de voo típicos de UAV e MAT para nortear a escolha de procedimentos de medição; 2) criação de uma base de dados (sonoras, operacionais, características) para possibilitar estudos/pesquisa sobre relações entre características construtivas, características operacionais e

assinatura e emissão sonora; 3) estudos experimentais que avaliem as relações entre assinatura acústica e aspectos construtivos e operacionais de aeronaves eVTOL; e 4) estudos numéricos para o desenvolvimento de ferramentas de simulação do emissão sonora de aeronaves eVTOL.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem os comentários e as sugestões de melhoria dados pelos revisores muito competentes. Agradecemos ao editor pela dedicação no acompanhamento dos ajustes no manuscrito.

REFERÊNCIAS

1. ARTHUR D. LITTLE. *The Future of Mobility 3.0: Reinventing mobility in the era of disruption and creativity*. Paris, France, 2018. 100 p.
2. VERTICAL FLIGHT SOCIETY. The vertical flight society entry page. *Main Website*. Disponível em: <https://vtol.org/>.
3. ELECTRIC VTOL NEWS. evtol news entry page. *Main Website*. Disponível em: <https://evtol.news/>.
4. AMERICAN HELICOPTER SOCIETY. Vertipedia website. Disponível em: <https://vertipedia.vtol.org/>.
5. ELECTRIC VTOL NEWS. Bell Nexus 4EX. *Aircraft Site Section*. Disponível em: <https://evtol.news/aircraft/bell-nexus-4ex/>.
6. ELECTRIC VTOL NEWS. EmbraerX DreamMaker. *Aircraft Site Section*. Disponível em: <https://evtol.news/aircraft/embraer/>.
7. TRANSPORTUP. Volocopter 2X. *Aircraft Site Section*. Disponível em: <https://transportup.com/volocopter-2x/>.
8. BACCHINI, A.; CESTINO, E. Electric VTOL configurations comparison. *Aerospace*, n. 6, 2019.
9. MARTE, J. E.; KURTZ, D. W. *Technical Report 32-1462: A review of aerodynamic noise from propellers, rotors, and lift fans*. Pasadena, California, 1970. 58 p.
10. BROWN, A.; HARRIS, L. W. A vehicle design and optimization model for on-demand aviation. *AIAA/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, 2018.
11. ZAWODNY, N. S.; BOYD, D. D. Jr.; BURLEY, C. L. Acoustic characterization and prediction of representative, small-scale rotary-wing unmanned aircraft system components. *72nd American Helicopter Society (AHS) Annual Forum*, 2016.
12. FARASSAT, F.; SUCCI, G. P. A review of propeller discrete frequency noise prediction technology with emphasis on two current methods for time domain calculations. *Journal of Sound and Vibrations*, p. 399–419, 1980.
13. SYNODINOS, A.; SELF, R.; TORIJA, A. Noise assessment of aircraft with distributed electric propulsion using a new noise estimation framework. *24th International Congress of Sound and Vibration*, 2017.
14. CANDELORO, P.; FRANCESCO, S. Di; PAGLIARONI, T. Small-scale rotor aeroacoustics for drone propulsion: A review of noise sources and control strategies. *DGA-MRIS aeroacoustics of MAV propellers*, 2019. No prelo.
15. ICAO. EASA certification noise levels. *Committee on Aviation Environmental Protection (CAEP) site section*. Disponível em: <https://www.icao.int/environmental-protection/Pages/Caep.aspx>.
16. FRANKEN, W. J. History of noise certification documentation. *Noise Certification Workshop*, 2004.
17. INTERNATIONAL CIVIL AVIATION ORGANIZATION. ICAO, 2019 Environmental Report Aviation and Environment. *ICAO environmental protection Website*. Disponível em: <https://www.icao.int/environmental-protection/Pages/envrep2019.aspx>.
18. INTERNATIONAL CIVIL AVIATION ORGANIZATION. *Annex 16 Volume I: Interna-*

tional standards and recommended practices - environmental protection - aircraft noise. Europe, 2017.

19. DIRECTORATE GENERAL OF CIVIL AVIATION. General Information on the NoisedB database. *DGAC Site Noise dB Section*. Disponível em: <http://noisedb.stac.aviation-civile.gouv.fr/index-en.html>.

20. GAMA, A. P. *Avaliação do Impacto Sonoro do Tráfego de Helicópteros em Áreas Urbanas*. 228 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2012.

21. DEPARTAMENTO DE CONTROLE DO ESPAÇO AÉREO. RBHA – Regulamento Brasileiro de Homologação Aeronáutica. Disponível em: <https://www.decea.gov.br/sirius/index.php/2011/06/14/rbha-regulamento-brasileiro-de-homologacao-aeronautica/>.

22. CASA CIVIL SUBCHEFIA PARA ASSUNTOS JURÍDICOS. Lei Nº 11.182 - Cria a Agência Nacional de Aviação Civil – ANAC, e dá outras providências. Disponível em: http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2004-2006/2005/Lei/L11182.htm.

23. AGÊNCIA NACIONAL DE AVIAÇÃO CIVIL. RBAC e RBHA. Disponível em: <https://www.anac.gov.br/assuntos/legislacao/legislacao-1/rbha-e-rbac>.

24. AGÊNCIA NACIONAL DA AVIAÇÃO CIVIL. *RBAC 36: Requisitos de ruído para aeronave*. Brasil, 2009. 15 p.

25. AGÊNCIA NACIONAL DE AVIAÇÃO CIVIL. Ruído. Disponível em: <https://www.anac.gov.br/assuntos/paginas-tematicas/meio-ambiente/ruído>.

26. AGÊNCIA NACIONAL DE AVIAÇÃO CIVIL. RBAC 36. Disponível em: <https://www.anac.gov.br/assuntos/paginas-tematicas/meio-ambiente/rbac-36>.

27. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. *14 CFR 36: Noise Standards: Aircraft Type and Airworthiness Certification*. United

States. Disponível em: <https://www.law.cornell.edu/cfr/text/14/part-36>.

28. AGÊNCIA NACIONAL DE AVIAÇÃO CIVIL. Mpr-280: Certificação de ruído de projetos de tipo de aeronaves. 2010. Disponível em: <https://publicacoes.decea.gov.br/?i=publicacao&id=5250>.

29. INTERNATIONAL CIVIL AVIATION ORGANIZATION. Balanced approach to aircraft noise management. Disponível em: <https://www.icao.int/environmental-protection/Pages/noise.aspx>.

30. INTERNATIONAL CIVIL AVIATION ORGANIZATION. *DOC 9289 AN/451: Guidance on the balanced approach to aircraft noise management*. [S.l.], 2011. 134 p.

31. BERTON, J.; NARK, D. Low-noise operating mode for propeller-driven electric airplanes. *24th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, 2018.

32. MINISTÉRIO DA AERONÁUTICA. Operação de helicópteros e para construção e utilização de helipontos ou heliportos. *Lex Magister Site*. Disponível em: http://www.lex.com.br/doc_3941697_PORTARIA_N_18_GM5_DE_14_DE_FEVEREIRO_DE_1974.aspx.

33. INTERNATIONAL CIVIL AVIATION ORGANIZATION. Environmental community engagement for performance-based navigation. Disponível em: <https://www.icao.int/environmental-protection/Pages/Community-engagement-for-aviation-environmental-management.aspx>.

34. NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION. Concept of operation v.1. Disponível em: https://assets.evtol.com/wp-content/uploads/2020/07/UAM_ConOps_v1.0.pdf.

35. UBER ELEVATE. Uber Elevate turns its focus to community engagement. Disponível em: <https://evtol.com/news/uber-elevate-community-engagement/>.

36. AGÊNCIA NACIONAL DA AVIAÇÃO CIVIL. *RBAC 91: Requisitos gerais de operação*

para aeronaves civis. Brasil, 2020. 81 p.

37. AGÊNCIA NACIONAL DA AVIAÇÃO CIVIL. *RBAC 36 - Emenda 01*: Planos de zoneamento de ruído de aeródromos. Brasil, 2013. 18 p.

38. BERGLUND, B.; BERGLUND, U.; LINDVALL, T. Scaling loudness, noisiness, and annoyance of aircraft noise. *Journal of the Acoustical Society of America*, v. 57 (4), 1975.

39. INTERNATIONAL CIVIL AVIATION ORGANIZATION. *DOC 9911*: Recommended method for computing noise contours around airports. [S.l.], 2018. 198 p.

40. AGÊNCIA NACIONAL DA AVIAÇÃO CIVIL. *RBAC 155*: Helipontos. Brasil, 2018.

41. EUROPEAN COUNCIL. *Directive 49 EC*: Relating to the assessment and management of environmental noise. Europe, 2002.

42. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. *14 CFR 161: Notice and Approval of Airport Noise and Access Restrictions*. United States. Disponível em: <https://www.law.cornell.edu/cfr/text/14/part-161>.

43. SEGAWA, T. *et al.* Assessment of environmental noise immission in Japan. *Proceedings of Inter Noise*, Rio de Janeiro, 2005.

44. INTERNATIONAL CIVIL AVIATION ORGANIZATION. *DOC 10031*: Guidance on environmental assessment of proposed air traffic management operational changes. [S.l.], 2014. 76 p.

45. INTERNATIONAL CIVIL AVIATION ORGANIZATION. *Destination Green*: Whitepaper: The next chapter. Montreal, Canada, 2019. 376 p.

46. PLATFORM, ICAO. E-hapi platform. Disponível em: <https://www.icao.int/environmental-protection/Pages/electric-aircraft.aspx>.

47. INTERNATIONAL CIVIL AVIATION ORGANIZATION. *Circular 308*: Unmanned aircraft systems uas. Montreal, Canada, 2011. 32 p.

48. SKYBRARY AERO. Manual on remotely piloted aircraft systems (rpas) - 10019. 2020. Disponível em: <https://skybrary.aero/bookshelf/books/4053.pdf>.

49. INTERNATIONAL CIVIL AVIATION ORGANIZATION. Current state regulations. *UAS Toolkit Home Site*. Disponível em: <https://www.icao.int/safety/UA/UASToolkit/Pages/default.aspx>.

50. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. Fact sheet – small unmanned aircraft regulations (part 107). Disponível em: https://www.faa.gov/news/fact_sheets/news_story.cfm?newsId=22615.

51. EUROPEAN COUNCIL. *Regulamentação Delegada 945*: Relativo às aeronaves não tripuladas e aos operadores de países terceiros de sistemas de aeronaves não tripuladas. Europe, 2019.

52. AGÊNCIA NACIONAL DE AVIAÇÃO CIVIL. Contribuições para regras de drone. *ANAC site Drones section*. Disponível em: https://www.anac.gov.br/assuntos/paginas-tematicas/drones/ContribuicoesParaRegraDrones_v2.pdf.

53. EUROPEAN UNION AVIATION SAFETY AGENCY. Drones - regulatory framework timeline. *EASA site Civil Drones section*. Disponível em: <https://www.easa.europa.eu/drones-regulatory-framework-timeline>.

54. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. Uas integration pilot program. *FAA site partnership section*. Disponível em: https://www.faa.gov/uas/programs_partnerships/integration_pilot_program/.

55. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. *AFS-400 UAS Policy 0501*: Unmanned aircraft systems operations in the u.s. national airspace system—interim operational approval guidance. [S.l.], 2005.

56. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. *AR-09/7*: Unmanned aircraft system regulation review. [S.l.], 2009.

57. ELECTRONIC CODE OF FEDERAL REGULATIONS. *FCC 97*: Amateur radio service

telecommand of model craft. [S.l.], 1991.

58. CABLE NEWS NETWORK. Faa takes initial steps to introduce private drones in u.s. skies. Disponível em: <https://edition.cnn.com/2013/11/07/us/faa-drones-over-us/index.html>.

59. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. Certificates of waiver or authorization (coa). Disponível em: https://www.faa.gov/about/office_org/headquarters_offices/ato/service_units/systemops/aaim/organizations/uas/coa/.

60. USATODAY WEBSITE. Faa lets 4 companies fly commercial drones. Disponível em: <https://www.usatoday.com/story/money/business/2014/12/10/faa-drones-trimble-vdos-clayco-woolpert-amazon/20187761/>.

61. AGÊNCIA NACIONAL DE AVIAÇÃO CIVIL. *AUBPUD 20/2015*: Relatório de análises de contribuições - audiência pública. [S.l.], 2015. Disponível em: <https://www.anac.gov.br/participacao-social/consultas-publicas/audiencias/2015/aud20/relatorio.pdf>.

62. DEPARTAMENTO DE CONTROLE DO ESPAÇO AÉREO. *ICA 100-40*: Aeronaves não tripuladas e o acesso ao espaço aéreo brasileiro. [S.l.], 2019. Disponível em: <https://publicacoes.decea.gov.br/?i=publicacao&id=4944>.

63. DEPARTAMENTO DE CONTROLE DO ESPAÇO AÉREO. *ICA 100-40*: Aeronaves não tripuladas e o acesso ao espaço aéreo brasileiro. [S.l.], 2020. Disponível em: <https://publicacoes.decea.gov.br/?i=publicacao&id=5250>.

64. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. *Part 107 Waiver*. [S.l.], 2018. Disponível em: <https://droneshowla.com/decea-publica-novas-aics-para-regulamentar-o-uso-de-drones/>.

65. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. *RIN 2120-AJ60*: Operation and certification of small unmanned aircraft systems. [S.l.], 2015.

66. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. *Certificate of Waiver - Issued to UPS*. [S.l.], 201. Disponível em: https://www.faa.gov/uas/commercial_operators/part_107_waivers/waivers_issued/media/107W-2019-04958_James_Ackerson_CoW.pdf.

67. AGÊNCIA NACIONAL DA AVIAÇÃO CIVIL. *RBAC-E 94*: Requisitos gerais para aeronaves não tripulados de uso civil. Brasil, 2017.

68. AGÊNCIA NACIONAL DA AVIAÇÃO CIVIL. *RBAC 23*: Certificação de produto e artigos aeronáuticos. Brasil, 2018. 81 p.

69. AGÊNCIA NACIONAL DE AVIAÇÃO CIVIL. drones classe 1 (rpa com peso máximo de decolagem maior que 150 kg).

70. CIVIL AVIATION AUTHORITY UK. Unmanned aircraft system operations in uk airspace - guidance and policy:2019. *Civil Aviation Authority UK Site*. Disponível em: http://publicapps.caa.co.uk/docs/33/CAP722_Edition7_A3_SEP2019_20190903.pdf.

71. CIVIL AVIATION SAFETY AUTHORITY AU. Remotely piloted aircraft systems Amendments to Part 101 of CASR - NFRM 1309OS:2017. *Civil Aviation Safety Authority AU Site*. Disponível em: <https://www.casa.gov.au/files/nfrm1309ospdf-0>.

72. MINISTRY OF HOME AFFAIRS. Remote piloted aircraft. Disponível em: <http://www.moha.gov.np/en/post/drone-related-procedure-2019>.

73. UAV SYSTEMS. Nepal drone laws. Disponível em: <https://uavcoach.com/drone-laws-in-nepal/>.

74. GOVERNMENT OF CANADA, AERONAUTICS. Regulations Amending the Canadian Aviation Regulations for Unmanned Aircraft Systems:2017. *Government of Canada, Aeronautics Site*. Disponível em: http://publicapps.caa.co.uk/docs/33/CAP722_Edition7_A3_SEP2019_20190903.pdf.

75. CIVIL AVIATION ADMINISTRATION OF CHINA. Measures for the administration of air traffic in civil unmanned aircraft systems:2017. *Civil Aviation Administration of China Site*. Disponível em: <https://www.hlmediacomms.com/2016/01/>

[21/china-launches-first-operational-rules-for-civil-unmanned-aircraft/](#).

76. CIVIL AVIATION AUTHORITY OF SINGAPORE. Air Navigation Act Chapter 6 – Part 101 – Unmanned Aircraft Operations Regulations:2019. *Civil Aviation Authority of Singapore Site*. Disponível em: <https://www.caas.gov.sg/public-passengers/unmanned-aircraft/ua-regulations>.

77. SOUTH AFRICAN CIVIL AVIATION AUTHORITY. South african civil aviation authority - technical guidance material for rpas part 101:2015. *South African Civil Aviation Authority Site*. Disponível em: <http://www.caa.co.za/Pages/RPAS>.

78. JAPAN MINISTRY OF LAND INFRASTRUCTURE TRANSPORT AND TOURISM. Amendments to the Aeronautical Act. Dez 2015 - Japan's safety rules on Unmanned Aircraft (UA)/Drones: 2017. *Civil Aviation Bureau Site Japan*. Disponível em: <https://www.mlit.go.jp/en/koku/uas.html>.

79. UAV COACH. Nepal drone laws. Disponível em: <https://www.adlittle.com/en/insights/viewpoints/future-mobility-30>.

80. INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. *ISO 3744:2010: Acoustics — determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure — engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane*. Geneva, CH, 2010.

81. KLOET, N.; WATKINS, S; CLOTHIER, R. Acoustic signature measurement of small multi-rotor unmanned aircraft systems. *International Journal of Micro Air Vehicles*, v. 9(1), p. 3–14, 2017.

82. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. *14 CFR 23: Airworthiness Standards*. United States.

83. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. *14 CFR 21: Certification Procedures for Products and Articles*. United States. Disponível em: <https://www.law.cornell.edu/cfr/text/14/part-21>.

84. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. Faa publishes means to comply with part 23. Disponível em: <https://www.faa.gov/news/updates/?newsId=90566>.

85. EUROPEAN AVIATION SAFETY AGENCY. *CS 36: Aircraft noise*. Europe, 2019.

86. EUROPEAN AVIATION SAFETY AGENCY. *CS 23: Normal, utility, aerobatic and commuter aeroplanes*. Europe, 2003.

87. AGÊNCIA NACIONAL DA AVIAÇÃO CIVIL. *RBAC 23: Requisitos de aeronavegabilidade: Aviões categoria normal, utilidade, acrobática e transporte regional*. Brasil, 2017. 15 p.

88. WOLFE, F. Will EASA Create a New Category for eVTOL Certification? Disponível em: <https://www.aviationtoday.com/2019/02/01/will-easa-create-new-category-evtol-certification/>.

89. US AIR FORCE. US Air Force to launch 'Agility Prime' eVTOL development on 27 April. Disponível em: <https://www.easa.europa.eu/document-library/product-certification-consultations/special-condition-vtol>.

90. ALJAZEERA. Volocopter takes to singapore sky, but can air taxis take off? *Aljazeera Site*. Disponível em: <https://www.aljazeera.com/news/2019/10/volocopter-takes-singapore-sky-air-taxis-191022084726414.html>.

91. HEAD, E. Uber elevate turns its focus to community engagement. *eVTOL*. Disponível em: <https://evtol.com/news/uber-elevate-community-engagement/>.

92. VASCIK, P. D.; HANSMAN, R. J. Evaluation of key operational constraints affecting on-demand mobility for aviation in the los angeles basin: Ground infrastructure, air traffic control and noise. *17th AIAA Aviation Technology, Integration, and Operations Conference*, 2017.

93. DASKILEWICZ, M. *et al*. Progress in vertiport placement and estimating aircraft range requirements for evtol daily commuting. *Avi-*

ation Technology, Integration, and Operations Conference, 2018.

94. TEREKHOV, I. Assessing noise effects of the urban air transportation system. *2018 AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, 2018.

95. EMBRAERX. Flight plan 2030. *Embraerx Site*. Disponível em: <https://embraerx.embraer.com/global/en/flightplan-2030>.

96. NASA. Uas traffic management (utm) project. *NASA Site*. Disponível em: <https://www.nasa.gov/aeroresearch/programs/aosp/utm-project-description>.

97. NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION. *UAS Service Supplier Network Performance: Results and analysis from flight testing multiple uss providers in nasa's tcl4 demonstration*. Moffett Field, California, 2020. 31 p.

98. ELECTRIC VTOL NEWS. Embraer dreammaker. Disponível em: <https://evtol.news/aircraft/embraer/>.

99. BULUSU, V.; SENGUPTA, R.; LIU, Z. Unmanned aviation: To be free or not to be free? *The Cal Unmanned Aviation Lab*, 2016.

100. HELICOPTER ASSOCIATION INTERNATIONAL. *Fly Neighbourly Guide*. Alexandria, Virginia, 1993. 36 p.

101. TERHARDT, E. On the perception of periodic sound fluctuations (roughness). *Acustica*, v. 30, n. 4, p. 201–213, 1974.

102. GENUIT, K. Die Bedeutung der Rauigkeit und der Schwankungsstärke zur Bestimmung der Akustischen Qualität von Schallereignissen. In: *Fortschritte der Akustik DAGA'92*. [S.l.: s.n.], 1992.

103. GENUIT, Klaus; SOTTEK, Roland; FIEBIG, Andre. Comparison of loudness calculation procedures in the context of different practical applications. In: *Proc. Internoise*. Ottawa: [s.n.], 2009.

104. PAUL, Stephan; DIETRICH, Pascal. Quantifying slow amplitude and frequency modulations with psychoacoustic models -

problems and preliminary solutions. In: *Society of Automotive Engineers*. [S.l.: s.n.], 2009. doi: [10.4271/2009-36-0357](https://doi.org/10.4271/2009-36-0357).

(Esta página foi deixada intencionalmente em branco.)

**William D'Andrea
Fonseca** 

(Editor-Chefe A&V)

Universidade Federal de
Santa Maria
Av. Roraima nº 1000,
Cidade Universitária
Santa Maria - RS

{will.fonseca}
@eac.ufsm.br

Publique seu artigo na Acústica e Vibrações

Traga seu trabalho para a A&V e contribua para a ciência do país e do mundo, sendo reconhecido por seus desenvolvimentos

A Revista Acústica & Vibrações (A&V) publica artigos técnicos em diversas áreas relacionadas com os temas de A&V. Ela é coordenada pela Sociedade Brasileira de Acústica via seus editores (ainda apoiados por revisores e pareceristas).

As submissões podem ser feitas em português, espanhol e inglês, sempre incluindo resumo, palavras-chave, PACS^a, title, abstract e keywords (na primeira página). Há um modelo (template) completo com instruções e detalhes sobre escrita, formato e submissão [1] — ele pode ser obtido no site da revista (<https://revista.acustica.org.br>), site da Sobrac [2] ou no Overleaf^b [3].

1. Tipos de artigo

A revista aceitará **submissões originais** (isto é, ainda não publicadas) de pesquisas científicas e aplicações de engenharia, arquitetura, áudio, física, matemática e áreas afins. Assim, serão considerados os seguintes tipos de documento:

- **Artigos de revisão (Review papers):** discutem o *estado da arte* sobre o tema pretendido, aclarando desde aspectos básicos até os sofisticados. Esse tipo de submissão deve ser completo no que concerne à literatura, cobrindo em boa parte as ideias, modelos, experimentos etc. já desenvolvidos, mesmo que não estejam de acordo com a opinião do autor. É importante que o assunto seja de interesse da comunidade científica.
- **Artigos científicos (Scientific papers):** contém material original (ideias, modelos, experimentos etc.) não publicado, que contribui substancialmente para o avanço da ciência naquele tema. Ele deve estabelecer uma relação entre seu conteúdo e o *estado da arte* já publicado.
- **Artigos técnicos e aplicados (Technical and applied papers):** apresentam material original a partir de aplicações de técnicas conhecidas e/ou em desenvolvimento. Deve apresentar métodos aplicados que estejam de acordo com normativas e/ou que apresentem resultados e profissionais do tema proposto.



Modelo de artigo para a Revista A&V
(para abrir basta clicar usando o Acrobat Reader).

^aVide <https://asa.scitation.org/jas/authors/manuscript>.

^bAcesse <https://pt.overleaf.com/read/mnmwhwscsykh>.

Algumas sugestões de áreas para publicação são:

- Acústica geral;
- Acústica não-linear;
- Processamento de sinais;
- Acústica virtual e auralização;
- Imageamento acústico (*beamforming*, intensimetria, holografia);
- Acústica ambiental;
- Acústica arquitetônica: condicionamento;
- Acústica de edificações: isolamento;
- Acústica fisiológica (psicoacústica), subjetiva, fonoaudiologia e saúde;
- Métodos numéricos em acústica, vibrações e áudio;
- Acústica subaquática e geofísica;
- Processamento e síntese de fala;
- Vibrações e vibroacústica;
- Acústica musical e instrumentos musicais;
- Circuitos e dispositivos para acústica, vibrações e áudio;
- Acústica veicular e da mobilidade (automotiva, aeronáutica, ferroviária etc.);
- Aeroacústica;
- Bioacústica;
- Controle de ruído;
- Acústica industrial;
- Áudio e eletroacústica;
- Instrumentação e metrologia;
- História da acústica;
- Legislação e normas;
- Ensino em acústica, vibrações e áudio;
- entre outras.

2. Regras e etapas para publicação

De forma resumida, quando o autor submete o artigo, ele deve estar ciente das seguintes regras e procedimentos:

1. As submissões devem ser de conteúdo original, ou seja, não serão aceitos artigos já publicados em outras revistas ou eventos. Caso seja detectado esse tipo de submissão, ela será automaticamente removida.
2. Os autores devem seguir todas as recomendações de escrita e diagramação apresentadas nas regras e *artigo modelo (template)*. Editores, pareceristas e revisores de diagramação atuarão no processo de conferir detalhes de diagramação, texto, figuras, equações etc. Apenas autores que atenderem aos requisitos da revista terão seus artigos encaminhados para a publicação.
3. Todos os artigos deverão ter os seguintes itens em língua inglesa: *title*, *abstract* e *keywords*. Antes da publicação, os autores deverão enviar o artigo para o *revisor de inglês* da Revista A&V, para que ele possa indicar correções e ajustes nesses itens. Todos os artigos deverão ser enviados para essa etapa, independente do conhecimento prévio de língua inglesa dos autores. Ademais, os próprios autores arcarão com os custos da etapa.
4. O processo de *revisão por pares* é uma importante etapa que busca confirmar a validade do conteúdo apresentado, ainda tornando os artigos mais robustos, fáceis de ler e úteis. O processo

- da A&V é *duplo-cego*, ou seja, nem autores e nem revisores têm ciência dos nomes envolvidos. Dependendo da área do artigo, os autores devem ter paciência, pois a comissão editorial sempre busca especialistas voluntários para dedicar seu tempo. Logo, todos estamos sujeitos às disponibilidades. Todos os artigos serão verificados por pelo menos dois pareceristas.
5. Quando os autores retornarem um novo artigo corrigido, deve ser também elaborada uma carta resposta aos pareceristas, aclarando ajustes e, eventualmente, tecendo réplicas ou pedindo demais esclarecimentos acerca dos apontamentos.
 6. Os dados completos dos autores devem ser enviados na etapa final de publicação, incluindo nome completo, filiação, contato e identificador [ORCID](#) (em formulário online indicado).
 7. Pesquisas que envolvam pessoas (ou seres vivos, em geral), como em Acústica Subjetiva ou Fisiológica, por exemplo, deverão aclarar no artigo o termo de aprovação do Comitê de Ética. Ademais, na oportunidade da submissão, o PDF do instrumento (ou procedimento) de avaliação deve ser submetido junto à cópia digital do documento de aprovação do Comitê de Ética.
 8. Figuras (fotos com pelo menos 300 dpi), diagramas e dados em geral devem ser originais ou ter anuência dos autores originais. Nesse caso, devem ser citados os autores originais ou a fonte original.
 9. Busque utilizar linguagem técnica e com clareza.
 10. Em caso de trabalhos com fomento, utilize a seção de agradecimentos para elucidar detalhes.
 11. Siga as regras para citações, incluindo o máximo de detalhes disponíveis.
 12. Etapas de forma simplificada:
 - (a) Submissão de artigo (documentos adicionais, se necessário) e preenchimento de formulário;
 - (b) Confirmação de recebimento por parte da revista;
 - (c) Avaliação inicial prévia para verificar se o artigo está de acordo com as normas exigidas. Pedido de ajustes iniciais por parte dos editores ou recusa do artigo;
 - (d) Artigo com ajustes iniciais recebido. A partir dessa etapa o artigo não poderá ser enviado para outra revista ou congresso, sujeito à pena de remoção da Revista A&V e/ou notificação do outro evento/revista (eventualmente caracterizado como autoplágio);
 - (e) Consulta de pareceristas especialistas no tema e envio mediante disponibilidade;
 - (f) Parecer de especialistas é enviado para os autores (*aceitação*, *aceitação mediante revisão* ou *rejeição*);
 - (g) Autores preparam nova versão do artigo e carta resposta para os pareceristas;
 - (h) A nova submissão corrigida é enviada para os pareceristas, se for o caso;
 - (i) As etapas (f), (g) e (h) podem se repetir até que o artigo seja completamente aprovado ou rejeitado;
 - (j) Os editores e/ou revisores de diagramação verificarão detalhes de estética, diagramação, figuras, equações etc. Eventualmente ajustes serão solicitados;
 - (k) Artigo ajustado é recebido (dos autores) e, com isso, a data de aprovação é criada, se tudo estiver de acordo;
 - (l) Preenchimento (pelo autor principal) do formulário final com todos os dados dos autores e do artigo; e

- (m) O artigo estará escalado para a publicação no número seguinte da Revista A&V (sujeito à sazonalidade).
13. Situações não previstas nestas regras estarão sob avaliação da comissão editorial da Revista Acústica & Vibrações.
14. O conteúdo do artigo é de inteira responsabilidade dos autores, eximindo a Revista A&V e sua comissão editorial acerca do respectivo material consignado.

3. Submissão e avaliação

É responsabilidade dos autores a preparação e envio dos artigos em seu formato final. Por esse motivo, pede-se que verifiquem com atenção a formatação de seus artigos, especialmente gráficos e fotos, quanto à legibilidade e à qualidade digital (e para impressão).

Os artigos deverão ser enviados (submetidos) nos formatos descritos¹ a seguir:

1. Para usuários do **Word**:

- (a) .docx e .pdf com identificações; e
- (b) .docx e .pdf **sem identificações de autores e filiações.**

2. Para usuários do **L^AT_EX**:

- (a) .zip (contendo todo o projeto) e .pdf com identificações; e
- (b) .pdf **sem identificações de autores e filiações.**

O envio dos documentos sem a identificação é para que o processo de avaliação seja duplo-cego, ou seja, avaliadores desconhecem os nomes dos autores e autores desconhecem os nomes dos avaliadores. Desse modo, busca-se uma avaliação/revisão justa e técnica. Caso seja necessário, oculte nomes e filiações (troque por “*Conteúdo omitido*” ou “AAA”, por exemplo) que estejam porventura no texto. Figuras que caracterizem identificação devem ter esses dados borrados ou removidos. Todo artigo será avaliado por pelo menos dois profissionais, que emitirão o parecer de *aceitação*, *aceitação mediante revisão* ou *rejeição*.

4. Outras seções da A&V

As demais seções da revista como chamadas, informes, novidades e *news & reviews* fazem parte de outro fluxo de gestão. Outrossim, propostas de conteúdos podem ser encaminhadas e serão apreciadas pela comissão editorial.

Referências

1. FONSECA, William D'Andrea. Instruções e modelo de artigo para a Revista Acústica e Vibrações (2018-2020). *Acústica & Vibrações*, v. 34, n. 50, p. 107-117, 2018. ISSN 2764-3611, 1983-442X.
2. Sociedade Brasileira de Acústica (Sobrac) website: Publique. Acessado em dez. 2019. Disponível em: <http://acustica.org.br/publique/>.
3. Instruções e modelo de artigo para a Revista Acústica e Vibrações (2018-2020) online no Overleaf. Acessado dez. 2019. Disponível em: <https://pt.overleaf.com/read/mnmwhwscykjh>.

¹Verifique se não há identificação nos metadados dos arquivos *sem identificação*.

William D'Andrea
Fonseca 

Universidade Federal de
Santa Maria
Av. Roraima n° 1000,
Cidade Universitária
Santa Maria, RS, Brasil

{will.fonseca}
@eac.ufsm.br

L^AT_EX

www.latex-project.org



www.overleaf.com



Como citar esse artigo:

FONSECA, William D' A. Introdução ao LaTeX e como iniciar um novo projeto no Overleaf. In: Seção Chamadas. *Acústica e Vibrações*, v. 35, n. 52, p. 133–140, 2020. ISSN 2764-3611, 1983-442X. doi: .

Ou baixe o arquivo .

Introdução ao L^AT_EX e como iniciar um novo projeto no Overleaf

Trabalho com acabamento profissional (diretamente em PDF)

Resumo: Este artigo apresenta informações básicas do que é o LaTeX, bem como informações de funcionamento e o seu propósito. Motivações para usar e como começar um texto (ou trabalho) nesse sistema são também aclaradas. A plataforma online de edição Overleaf é utilizada, trazendo informações de como iniciar um novo projeto e de como usar os arquivos modelo da Revista Acústica e Vibrações.

Introduction to LaTeX and how to start a new project in Overleaf

Abstract: This article introduces readers to the LaTeX system. It presents basic information about what LaTeX is, as well as how it works and its purpose. Motivations for its use and how to create a text (or document) in this system are also clarified. The online editing platform Overleaf is used, providing information on how to start a new project and how to use the template files from the journal, “Acoustics and Vibrations”.

1. Introdução

Caros autores, nesta seção será apresentado brevemente o sistema de edição de documentos L^AT_EX. A pronúncia em língua inglesa seria “lah-tech” ou “lay-tech”, no Brasil é comum a pronúncia *como se lê*, isto é, apenas *latex* (o que acaba sendo confundido com látex, derivado da seringueira). A etimologia completa pode ser consultada nos livros dos matemáticos Donald Knuth^a [1] e Leslie Lamport^b [2], criadores dos fundamentos do LaTeX. A Figura 1 inicia provocando o leitor, trazendo uma ideia do esforço envolvido vs. complexidade do documento.

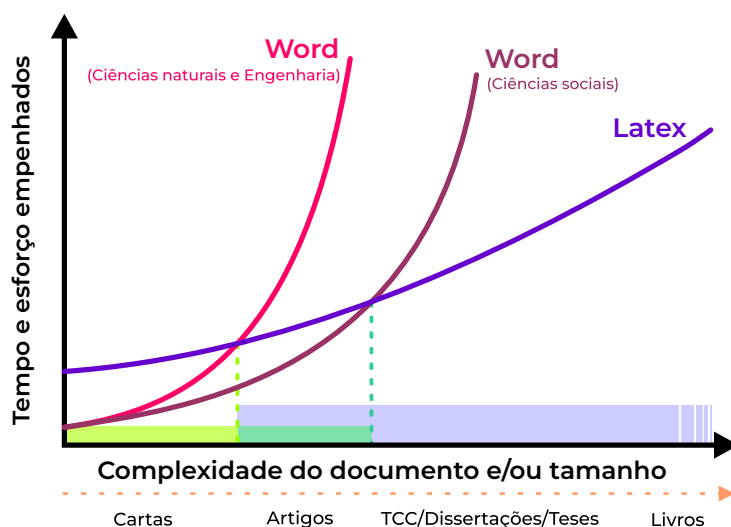


Figura 1: Estimativas do empenho vs. complexidade do documento almejado (Ms Word vs. L^AT_EX, adaptado de [3–5]).

^aAtualmente é professor emérito (aposentado) da [Universidade de Stanford](http://www.stanford.edu). Iniciou a ideia em 1977 e publicou a primeira versão (do TeX) em 1982.

^bPublicou em 1985 o conjunto de comandos que conhecemos hoje como LaTeX (curiosamente, hoje em dia ele trabalha na [Microsoft](http://www.microsoft.com)). Neste [link](#) vocês podem conhecer mais datas históricas e detalhes da evolução.

LATEX



Figura 2: L^AT_EX e sua bonita diagramação (adaptado de “Something of that ilk”).

Na comparação mostrada — Ms Word e L^AT_EX (em cor púrpura) —, pode-se ainda pensar em dois grupos, Ciências naturais (em cor fúcsia) e Ciências sociais (em cor vinho), supondo que nas sociais não há um intrincamento (de mesma proporção) no texto no que tange aos elementos como equações, gráficos, tabelas e figuras.

De forma bastante rudimentar, podemos dizer que L^AT_EX (a evolução do T_EX) é uma linguagem de programação simplificada para diagramação de documentos científicos [6–9]. Ela é amplamente empregada nas comunidades de ciências naturais (como matemática e física) e nas diversas engenharias, embora muitas outras áreas também a utilizam. Isso acontece porque ela é uma ferramenta muito poderosa para a escrita de documentos complexos (com muitas equações e gráficos de alta resolução, por exemplo). — **Mas calma, não desista ainda, leia esse artigo até o fim e verá que é mais fácil quando se recebe um *documento modelo (template)* pronto da revista (no nosso caso).**

Pode-se observar no gráfico que para *textos técnicos*, a partir de Artigos (final da área em verde claro, no eixo de complexidade), já vale a pena usar o L^AT_EX, visto que a curva de empenho para utilização do Word está acima. Todavia, para *textos menos técnicos*, eventualmente a partir de TCC /Dissertação/Tese (final da área em verde mais escuro) é que o L^AT_EX pode se tornar mais vantajoso. Por isso, o eixo do gráfico lida com o termo *complexidade*, e isso é apenas uma estimativa. Ao final, queremos dizer que existe uma melhor opção para um propósito determinado. Isto é, o Word (ou equivalente do LibreOffice) é ainda um *software* ótimo, mas com o aumento da complexidade, o seu uso pode se tornar uma opção ainda mais difícil que o L^AT_EX.

Algumas discussões comparativas apontam que na escrita de texto contínuo (sem outros elementos), o desempenho² entre L^AT_EX e Word é similar, dependendo mais do digitador do que da habilidade com o *software* em si. No entanto, sabe-se que tabelas no Word são mais fáceis de construir³, mas no L^AT_EX equações⁴ são mais simples de serem formatadas. O que nos leva a pensar que tudo depende da complexidade do documento ou tamanho que ele pode assumir (ou ainda a quantidade de personalizações que se deseja fazer).

— **Então por que a diagramação de texto em L^AT_EX parece mais bonita?** [veja a charge na Figura 2] Bem, no que concerne ao texto, isso acontece pela forma na qual o L^AT_EX trata o texto, em um *modo elástico* (controlável pelo usuário), também chamado de *kerning*, que é o espaçamento flexível entre caracteres das palavras. No que diz respeito aos elementos como equações, figuras, tabelas, quadros e códigos, há uma grande facilidade de os dispor ao longo do texto, sendo possível diversos tipos de configurações.

Na era da computação de “antigamente” (tempo do MS-DOS, ou antes), só havia editores estilo *Bloco de Notas* (ou *Notepad*). A comunidade começou, então, desenvolvimentos para tornar possível escrever textos formatados, tornando digitação em *tipografia organizada*. Assim, começaram a existir vários tipos de *software*, sendo classificados como:

²Considerando velocidade e quantidade de erros.

³Não há necessidade de pânico, existem ferramentas *online* que ajudam na conversão de tabelas (e quadros) de Word e Excel em belas tabelas para o L^AT_EX.

⁴Também existem *plugins* para Word, PowerPoint, CorelDraw e Google Docs que permitem a escrita de equações de L^AT_EX dentro desses *software*.

- aqueles em que você *escreve direto na página em branco*⁵, como o [Microsoft Word](#) e
- aqueles com a diagramação via códigos, como o [LaTeX](#), que precisam da compilação para obter o arquivo final.

— **Ok, #help?** De modo simplista, quando editamos no LaTeX, estamos editando diretamente o que está *embaixo do papel sendo escrito*. Nessa analogia o Word seria o intermediário, escrevendo essa parte de comandos para nós (*por baixo do papel*), considerando que o produto final dos dois é um arquivo PDF⁶. O diagrama da Figura 3 demonstra os fluxos de informação para esses casos. Grandes editoras editam seus livros técnicos também em LaTeX, assim como revistas (*journals*) de renome como *Journal of Sound & Vibration* e *Applied Acoustics*.

2. Escrevendo um documento em LaTeX

A partir de uma ideia, ou de um texto puro (isto é, sem formatação, conhecido também como *plain text*), começamos nosso documento. Se no sistema LaTeX, continuaremos trabalhando no texto simples/puro, se no Word, já teremos o texto formatado na página em que escrevemos, veja a Figura 4. Quando fazendo um documento em LaTeX, geralmente usa-se uma configuração lado a lado, com código e PDF, como mostrado na Figura 11 (c).

Escrevendo LaTeX *offline* será necessário instalar⁷ um editor (como o [TexnicCenter](#)), o conjunto de ferramentas que compila o documento em PDF (como o [MiKTeX](#)) e um visualizador de PDF (como [Sumatra PDF](#)). E o melhor de tudo, todas essas ferramentas são livres, ou seja, sem custo. Para escrever LaTeX *online*, temos o [Overleaf](#), que integra todas essas ferramentas em um só lugar, sem que seja preciso se preocupar com instalações — claro, desde que se tenha acesso a internet. **O Overleaf⁸ também é livre e sem custo.**

Assim como Word (Writer e Google Docs), no Overleaf (ou no TexnicCenter) existe a ferramenta de correção ortográfica que vai *corrigindo* o documento conforme a escrita é realizada, reparem os grifados em vermelho da Figura 11 (c) — essa passagem está em inglês e o dicionário configurado estava em “Português (Brasil)”.

— **Ok, mas pode me ajudar a enumerar as vantagens?** — Claro, vejamos algumas delas:

1. LaTeX é totalmente gratuito (*free*) e com comunidade de desenvolvimento ativa.
2. Mantenha o foco no texto e não na formatação. Depois da diagramação determinada escreva sempre em texto simples (inclusive as equações).
3. As referências cruzadas, sumário, listas e referências bibliográficas são sempre atualizados automaticamente — economiza-se muito tempo.
4. Faça seu modelo de diagramação com personalizações ilimitadas.
5. Inclua figuras⁹ vetoriais de alta definição .
6. Facilidade em utilizar uma quantidade enorme de elementos como equações, gráficos, tabelas e figuras (sem que o programa trave).

⁵Encontrado também como [WYSIWYG](#) para *What You See Is What You Get*, em tradução livre “o que você vê é o que você obtém”. Há iniciativas também para editores WYSIWYG para LaTeX, tentando juntar o *melhor dos dois mundos*. Para *offline*, podemos citar o [LyX](https://www.lyx.org) (<https://www.lyx.org>), que se intitula [WYSIWYM](#) (*What You See Is What You Mean*), para *online* o próprio [Overleaf](#) tem o modo *Rich text* que está no mesmo caminho do LyX.

⁶*Portable Document Format*, formato de arquivo desenvolvido pela [Adobe](#) em 1993.

⁷Neste exemplo estamos indicando ferramentas para o sistema operacional Windows. No entanto, existem os equivalentes tanto para [Linux](#) quanto [Mac OS](#).

⁸Existe a versão do Overleaf paga, em que algumas capacidades são expandidas. Todavia, a versão básica já possui tudo que é necessário para fazer um documento complexo, como um artigo ou uma dissertação de mestrado, por exemplo.

⁹*Software freeware* que podem ser interessantes para manipulação de imagens são o [Inkscape](#) e o [Gimp](#) (eles são análogos aos conhecidos CorelDraw e Adobe Photoshop, respectivamente). Um pacote de códigos interessante para exportar boas figuras do [Matlab](#) é o [export_fig](#).

7. Inclua áudios, códigos computacionais e outros tipos de anexos no PDF.
8. Trabalhe de forma cooperativa com outros autores sem ter problemas de versão e/ou referências cruzadas quebradas (ou erradas).
9. Compatibilidade automática entre plataformas: *online*, Windows, Linux, Mac OS, entre outros.
10. Os arquivos `.tex` são leves e reproduzem o mesmo resultado independentemente do compilador.
11. Use seu banco de dados de referências bibliográficas, mudando de estilo muito facilmente.
12. Faça equações complexas de forma simples [10].

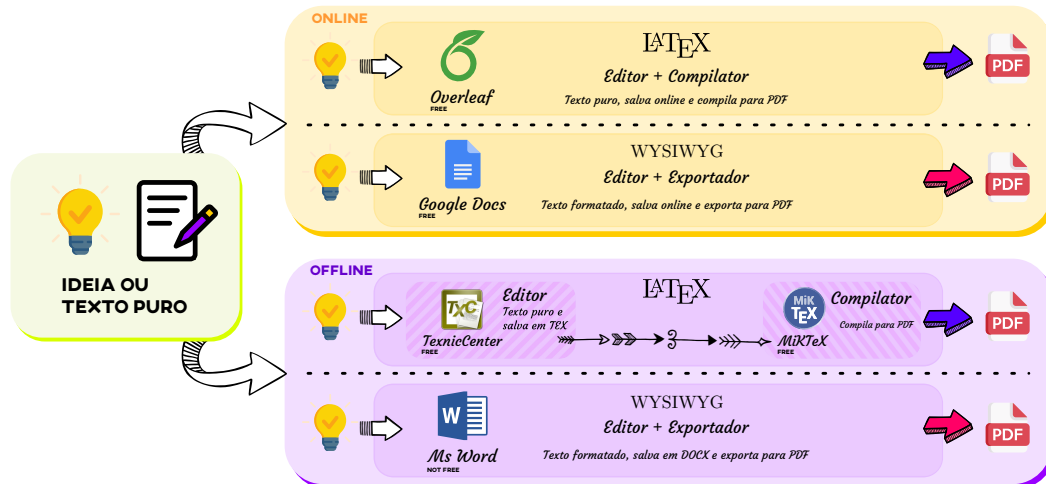
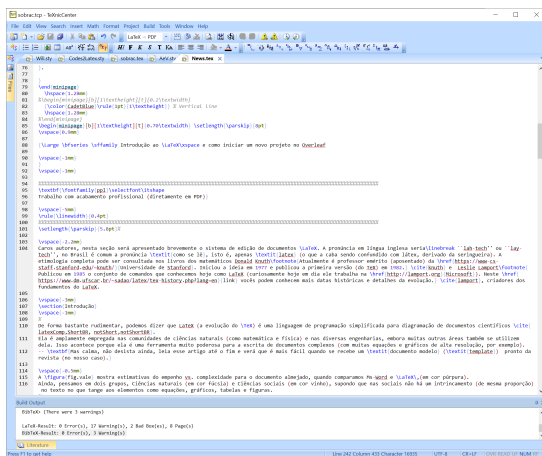
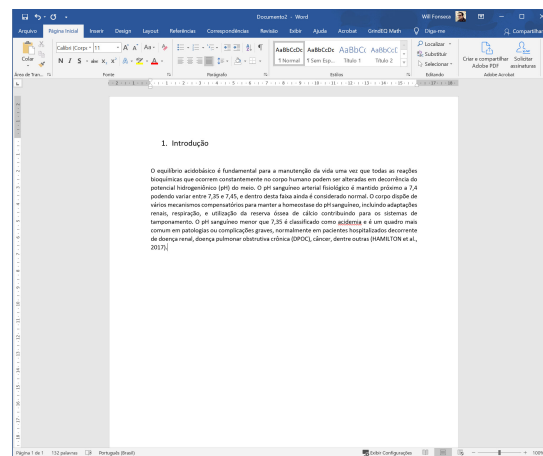


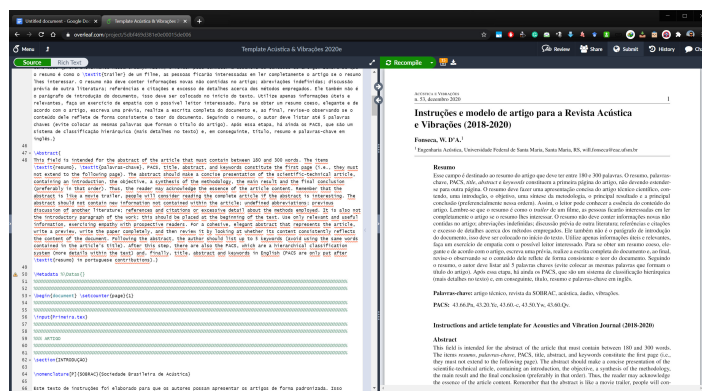
Figura 3: Sistemas *online/offline* para LaTeX e WYSIWYG em comparação (fluxo de trabalho).



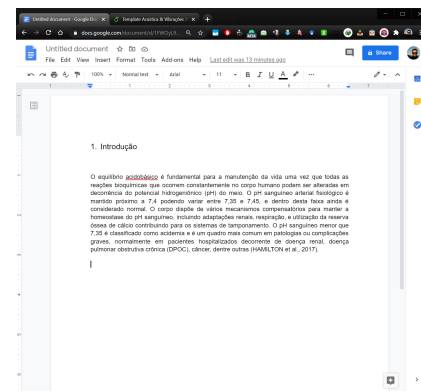
(a) TexnicCenter (LaTeX)



(b) Ms Word (WYSIWYG)



(c) Overleaf (LaTeX)



(d) Google Docs (WYSIWYG)

Figura 4: Interfaces das opções mostradas na Figura 3.

— Parece legal, mas eu tenho que aprender a programar muito?

Bem, isso depende do seu objetivo. Para fazer artigos para Revista Acústica & Vibrações é fácil (!), pois oferecemos um modelo de artigo (*template*) prontinho. Tudo que você precisa fazer é usar o próprio código fonte do modelo como base e ir fazendo `Ctrl+C` e `Ctrl+V` (copia e cola) nos comandos desejados. Para criar uma seção, use o comando `\section{Introdução}`, por exemplo.

A Revista A&V é também finalizada no LaTeX, com isso, esse é o formato preferível para a construção dos artigos. Assim, para facilitar, o modelo de artigo fica disponível tanto no site da [Sobrac](#), quanto no [Overleaf](#). **Vale a pena tentar!** A comissão editorial está sempre apoiando os autores.

Usando pesquisas no [Google](#) ou nas ativas comunidades [TeX StackExchange](#), [L^AT_EX Community](#) e [L^AT_EX BR](#) é possível obter uma infinidade de soluções para suas necessidades. Ainda, na internet há muitos manuais e tutoriais, do iniciante ao avançado [7], inclusive no [YouTube](#) [11].

Claro, existe uma curva de aprendizado, a evolução no tema depende do empenho, assim como quando aprendemos uma habilidade nova. Todavia, com o *template* na mão é bem mais tranquilo de começar e continuar. Veja na Figura 5 as funcionalidades relacionadas ao LaTeX.

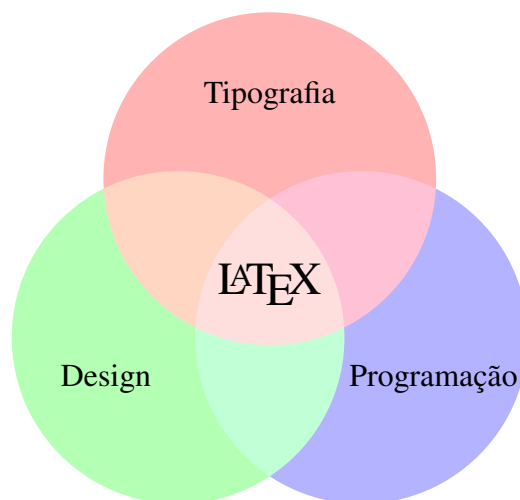


Figura 5: Diagrama relacionando as funcionalidades do LaTeX (adaptado de Kottwitz [12]).

3. Trabalhando no Overleaf — Ok, vamos começar?

Para começar a trabalhar no Overleaf, basta seguir as etapas seguintes:

1. Primeiramente crie uma conta pessoal em <https://www.overleaf.com>, Figura 6. Nessa conta você pode incluir tantos projetos quanto quiser.



Figura 6: Abra um conta no Overleaf.

- Após o registro, entre no artigo modelo em <https://pt.overleaf.com/read/mmmwhwcsykjh>. Você não pode trabalhar diretamente nele, com isso, baixe uma cópia do projeto completo. Vá em “Menu” e clique em “Fonte”, com isso, você receberá um arquivo .zip com todo o projeto (vide a Figura 7). Agora volte em <https://pt.overleaf.com/>, clique em “Novo Projeto” e “Carregar Projeto”, agora basta enviar o .zip previamente baixado. Pronto (!), você já está apto a escrever seu próprio artigo da Revista A&V.

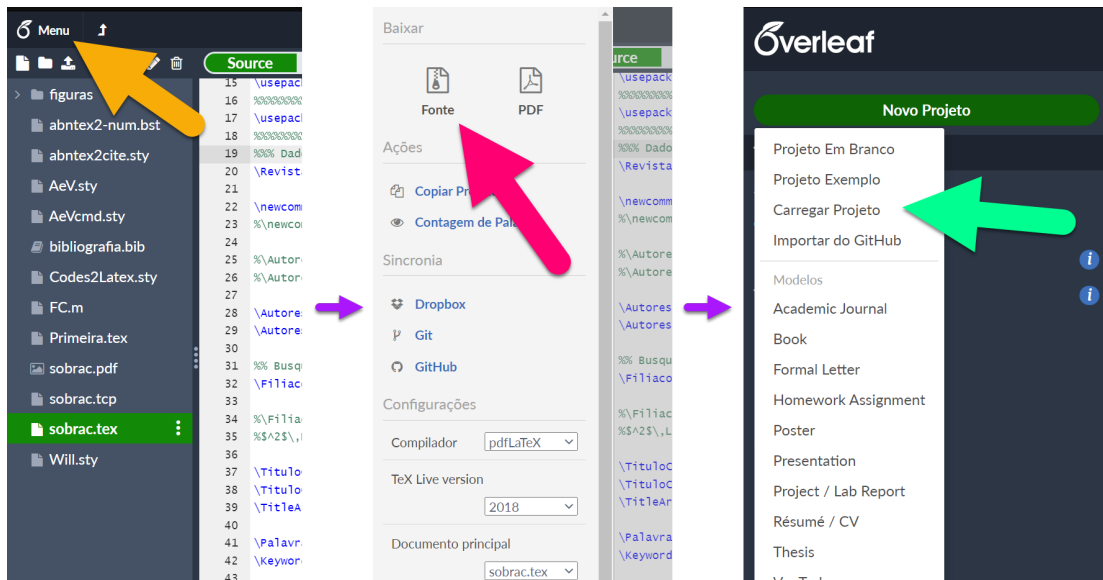


Figura 7: Baixando e subindo um projeto no Overleaf.

- No seu documento, você vai perceber diferentes áreas (da esquerda para a direita): arquivos do projeto (flecha em rosa); programação em LaTeX (flecha em roxo/azul); coluna de comentários (flecha em verde) e PDF produzido (flecha em amarelo ouro), veja a Figura 8.

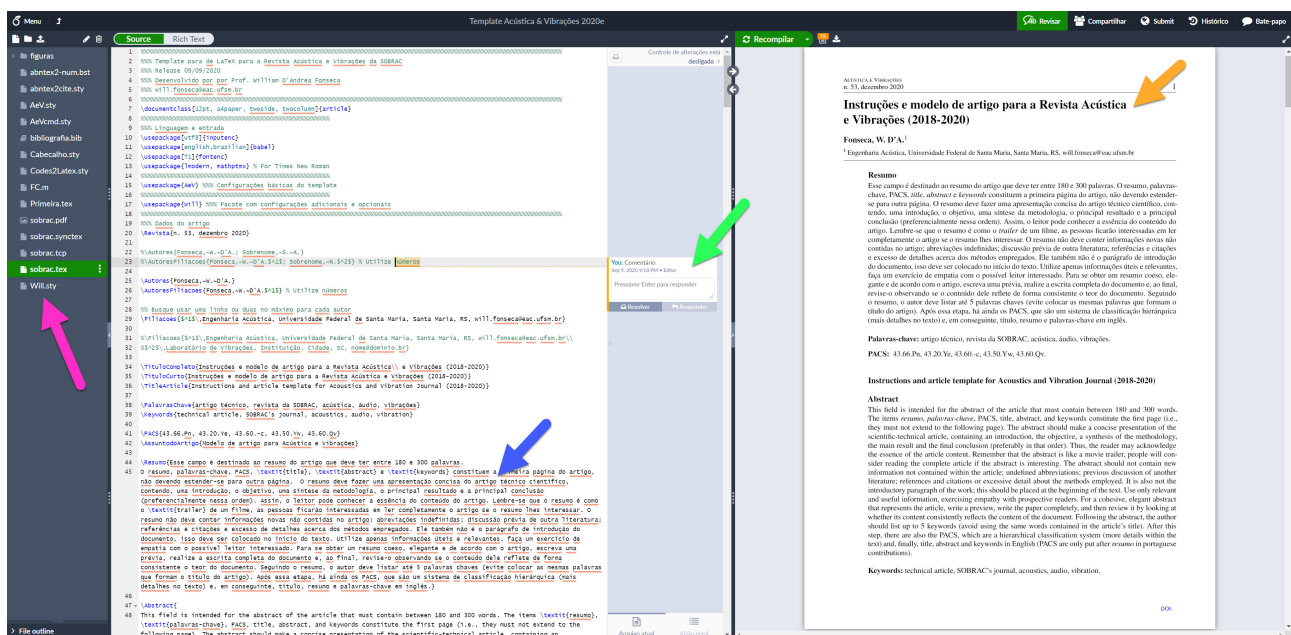


Figura 8: Tela tradicional de um projeto no Overleaf.

4. Nosso arquivo principal é o `sobrac.tex`, ali você pode começar a editar o seu artigo. As figuras, você pode fazer *upload* para a subpasta “figuras”, mantendo o projeto organizado. Cuidado, pois o Overleaf diferencia maiúsculas e minúsculas, isto é, um nome de arquivo “Casa.jpg” é diferente de “casa.jpg”.

Outro arquivo importante para um autor é o `bibliografia.bib`, que contém a lista (ou banco de dados) das referências. Sugerimos você usar um gerenciador de bibliografia como [JabRef](#), [Mendeley](#) ou [Zotero](#), para editar o banco de dados *offline* e depois subir o arquivo para o projeto (existe ainda o gerenciador online [CiteDrive](#), que se integra com o Overleaf). Escolha sempre codificação UTF8 para o arquivo `.bib` — com isso ele será compatível com qualquer plataforma *online/offline*. A maioria dos sites de revistas (*journals*) permite baixar diretamente o `.bib` dos artigos (procure por exportar ou citar), evitando que você precise fazer tudo manualmente. Outra dica, é que alguns *plug-ins* de navegadores ([BibItNow](#) para o [Chrome](#), por exemplo) oferecem a possibilidade de exportar facilmente diversos tipos de itens para a bibliografia.

Além disso, [Google Acadêmico](#) pode ajudar muito também. Sempre confira os dados importados da internet, eventualmente alguma coisa fora do lugar aparece. Sempre inclua o máximo de informações possível. Não esqueça de chamar o `.bib` correto (pode ser usado mais de um) antes do fim do documento `sobrac.tex` (na seção de Referências).

5. No canto superior direito você encontra ferramentas interessantes para trabalho cooperativo como Revisar (abrindo uma coluna central), Compartilhar (enviando convite para colegas ou tornando o documento público), Histórico (para revisar alterações) e Bate-papo (para interagir com autores que estiverem online). No Overleaf Pro é possível rastrear modificações por autor, a compilação do PDF é mais rápida e as capacidades do Histórico são estendidas.
6. Acima do PDF, temos botões importantes: Recompilar (para gerar um novo PDF a partir do código fonte alterado); o segundo ícone (papelzinho com números), que mostra erros (em vermelho) e *warnings* (em laranja); e o terceiro ícone, para baixar o PDF, sendo mostrado. Acima (na barra em azul escuro), você encontra o nome do projeto, que pode ser ajustado a qualquer momento. Se perceber uma anotação de erro, sempre ajuste, pois ele pode evitar que o PDF seja compilado corretamente, veja a Figura 9.



Figura 9: Opções de compilar, verificar erros e baixar o PDF.

7. Em “Menu”, você pode encontrar diversas funcionalidades interessantes como sincronizar o projeto com [GitHub](#) ou [Dropbox](#); selecionar a língua para a revisão ortográfica; verificar atalhos do teclado; buscar ajuda para o Overleaf; entre outros.
8. Com um pouco de curiosidade, a exploração de LaTeX e Overleaf vai indo cada vez mais longe. O próprio site do Overleaf tem vários [artigos de tutoriais](#). Até aqui sabemos o básico e já estamos prontos para começar o artigo.

3.1 Editando o *template* da Revista A&V

O *template* da revista foi feito para ser direto e fácil, logo, a maioria das configurações está dentro do arquivo `AeV.sty`, que você pode espiar, mas não há necessidade de alterar. Começamos diretamente no arquivo `sobrac.tex`, alterando dados do número da edição, os autores, as filiações, o título do artigo, o título do artigo para o cabeçalho da página, palavras-chave, resumo, assunto do artigo, *title*, *keywords*, *abstract* e PACS. Com isso preenchido, já podemos ir para o conteúdo do artigo.

Utilize o comando `\brev{}` para omitir detalhes de identificação, já pensando no processo de revisão duplo-cego. Existem dois comandos, quando quiser exibir o conteúdo, use um deles, quando quiser omitir, use o outro (confira no próprio *template*).

O comando `\begin{document}` determina o início da parte de conteúdo do artigo/documento — tudo que está antes dele é chamado de preâmbulo, local em que ficam as especificações e funcionalidades do projeto. Procure por `\section{Introdução}`, a partir desse comando, temos o artigo escrito (ou do *template*, nesse caso). Agora é só apagar o conteúdo de instruções e colocar o conteúdo da sua pesquisa.

Depois da seção de Agradecimentos (perto do final), temos a seção de referências e outras pós-textuais opcionais. O comando `\end{document}` encerra então o documento.

4. Considerações finais

Pessoal, com este documento esperamos ter ajudado os usuários de L^AT_EX e Overleaf, oferecendo informações para que vocês editem seus artigos. O que foi apresentado é breve perante a grande gama de possibilidades. Todavia, agora você já tem a *velocidade inicial* para chegar mais longe.

Para aqueles que querem escrever seus trabalhos de pós-graduação, provavelmente sua universidade ofereça um *template* pronto também. Caso não exista, você pode adaptar o de outra para a sua necessidade.

Agradecemos a atenção e aguardamos seu artigo.

Referências

1. KNUTH, Donald E. *The TeXbook*. Boston, MA, EUA: Addison-Wesley Professional, 1986. (Computers & Typesetting, Vol. A). ISBN 978-0201134483. Disponível em: <https://ctan.org/pkg/texbook>.
2. LAMPORT, Leslie. *LaTeX: A Document Preparation System*. 2. ed. Boston, MA, EUA: Addison-Wesley Professional, 1994. ISBN 978-0201529838.
3. PINTERIC, Marko. *Using LaTeX on Windows*. Online: <http://www.pinteric.com/miktex.html>. Acessado em jul. de 2020.
4. LODE Publishing. *Comparing Word and LaTeX*. Online: <https://www.lode.de/blog/comparing-word-and-latex/>. Acessado em jul. de 2020.
5. LODE, Clemens. *Better Books with LaTeX the Agile Way*. Düsseldorf, Alemanha: Clemens Lode Verlag, 2019. ISBN 978-3945586495.
6. ROWLEY, Chris. The LaTeX Legacy: 2.09 and All That. In: *Proceedings of the Twentieth Annual ACM Symposium on Principles of Distributed Computing*. New York, NY, USA: Association for Computing Machinery, 2001. (PODC '01), p. 17–25. ISBN 15811-33839. doi: [10.1145/383962.383978](https://doi.org/10.1145/383962.383978).
7. POLLI (trad.), Démerson André; OETIKER, Tobias; PARTL, Hubert; HYNA, Irene; SCHLEGL, Elisabeth. *Introdução ao L^AT_EX 2 ϵ* . [S.l.], 2002. Disponível em: <https://www.ime.usp.br/~reverbel/mac212-02/material/lshortBR.pdf>.
8. OETIKER, Tobias; PARTL, Hubert; HYNA, Irene; SCHLEGL, Elisabeth. *The Not So Short Introduction to L^AT_EX 2 ϵ* . [S.l.], 2018. Disponível em: <https://tobi.oetiker.ch/lshort/lshort.pdf>.
9. SIMÕES (trad.), Alberto; OETIKER, Tobias; PARTL, Hubert; HYNA, Irene; SCHLEGL, Elisabeth. *Uma não tão pequena introdução ao L^AT_EX 2 ϵ* . [S.l.], 2007. Disponível em: http://gradmat.ufabc.edu.br/notas-latex/lshort_port.pdf.
10. LAMPORT, Leslie. How (La)TeX changed the face of Mathematics. *Mitteilungen der Deutschen Mathematiker-Vereinigung*, p. 49–51, jan. 2000. Disponível em: <https://www.microsoft.com/en-us/research/publication/latex-changed-face-mathematics/>.
11. SANTOS, Reginaldo J. *Curso: Introdução ao LaTeX*. Acessado em jul. de 2020. Online (YouTube): https://www.youtube.com/watch?v=xQ3yYqLIHcQ&list=PLa_2246N48_p9ndUHIO255uvKtSR8mshE.
12. KOTTWITZ, Stefan. *LaTeX Cookbook*. Birmingham, UK: Packt Publishing, 2015. ISBN 978-1784395148.

Associe-se à



SOBRAC

Sociedade Brasileira de Acústica

É fácil


- Acesse o site da Sobrac (acustica.org.br) e, na aba superior, selecione o item "Associe-se", escolhendo em seguida a categoria pretendida (**efetivo**, **estudante** ou **institucional**).
- Preencha o pré-cadastro e submeta-o.
- Sendo os dados aprovados, o sistema lhe comunicará que está à espera do primeiro pagamento, para efetivar a associação à Sobrac.
- O sistema disponibiliza pagamentos através do PagSeguro, via cartão de crédito (podendo ser parcelado) ou boleto bancário.
- Para maiores informações entre em contato.

Os associados têm sempre acesso à Revista Acústica & Vibrações e descontos em eventos da sociedade e parceiras!


Regionais da Sobrac

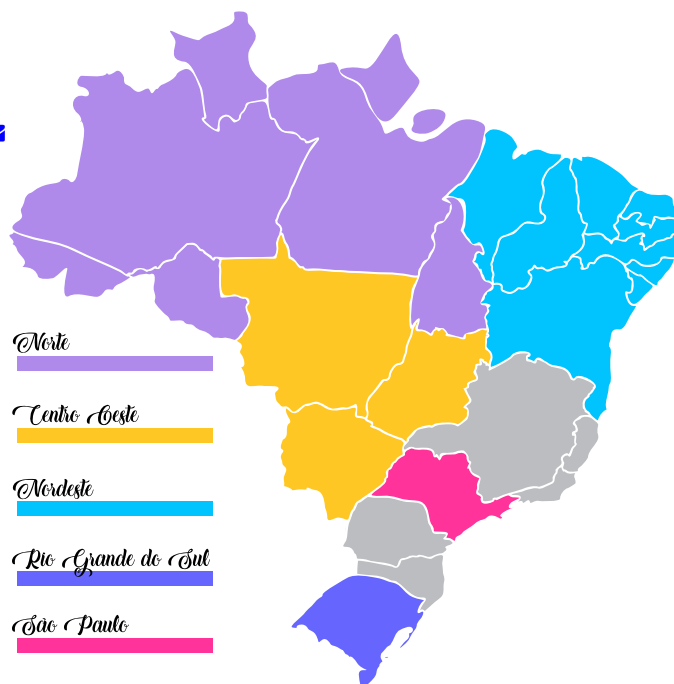
Você já conhece as Seções Regionais da Sobrac? Elas promovem eventos, discussões, encontros, cursos e compartilhamento de conhecimento. As seções eleitas para biênio 2019/2020 são:

Região Norte


- Coordenadora: Elcione Maria Lobato de Moraes | 
- Secretário: Antonio Carlos Lobato Soares
- Tesoureiro: Gustavo da Silva Vieira de Melo

Rio Grande do Sul


- Coordenador: Rafael Ferreira Heissler | 
- 1ª Secretária: Viviane Suzey G. Melo
- 2º Secretário: William D'Andrea Fonseca
- 1ª Tesoureira: Maria Fernanda Oliveira
- 2ª Tesoureira: Maira Janaina Ott




Região Nordeste

- Coordenadora geral: Bianca Carla Dantas de Araújo | 
- Vice-Coordenador Geral: Italo César Montalvão Guedes
- 1º Secretário: Otávio Joaquim da Silva Junior
- 2ª Secretária: Maria Lucia Gondim da Rosa Oiticica
- 1º Tesoureiro: Sérgio Fernando Saraiva da Silva
- Coordenador de Atividades Técnicas: Gleidson Martins Pinheiro
- Coordenador de Comunicação e Marketing: Frederico de Vasconcelos Brennand

Centro Oeste

- Coordenadora: Maria Alzira de Araújo Nunes | 
- Secretária: Ludmila de Araújo Correia
- Tesoureira: Fabiana Curado

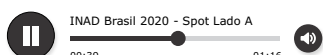
São Paulo

- Coordenadora: Ranny Loureiro Xavier Nascimento Michalski | 
- Secretária: Maria Luiza Belderrain
- Tesoureiro: Gilberto Fuchs de Jesus

William D'Andrea
Fonseca 

Universidade Federal de
Santa Maria
Av. Roraima nº 1000,
Cidade Universitária
Santa Maria - RS

{will.fonseca}
@eac.ufsm.br



Clique nos ícones para abrir ou baixar os arquivos anexados neste PDF, use o Acrobat Reader ou Foxit Reader. É possível acessar o material de áudio também no YouTube, Soundcloud e/ou Spotify.

Dia Internacional da Conscientização sobre o Ruído — INAD Brasil 2020

INAD Brasil 2020 tem cooperação de estudantes e profissionais na elaboração do material da campanha

Resumo: O INAD Brasil é o ramo brasileiro de uma campanha global de conscientização sobre o ruído e seus efeitos na saúde. Inicialmente, o INAD é brevemente apresentado, e, em consequente, os desenvolvimentos dos materiais da campanha de 2020 (todos virtuais) são pormenorizados. O texto contém também um relato sobre o processo de criação do spot sonoro da campanha, bem como finaliza já com comentários sobre o início da organização do INAD 2021.

International Noise Awareness Day — INAD Brazil 2020

Abstract: INAD Brasil is the Brazilian branch of a global awareness campaign about noise and its health effects. This article begins with a brief presentation of INAD and then details the development of the 2020 campaign materials (all virtual). The text also relates an account of the process of creating the sound spot for the campaign, and finalizes with comments on the beginning of the organization of INAD 2021.

1. Introdução

Neste pequeno artigo inicialmente apresentamos a campanha para que os leitores conheçam ela neste momento, e, a seguir, apresentamos também parte do desenvolvimento de atividades deste ano de 2020.

A poluição sonora é considerada um problema de Saúde Pública mundial, dada a sua repercussão na saúde e no meio ambiente. Por conta disso, há 25 anos o *Center for Hearing and Communication* [1] promove mundialmente um evento de conscientização, que são 60 segundos de silêncio para destacar o impacto do ruído na vida cotidiana, proporcionando aos participantes uma pausa e uma oportunidade de conscientização sobre um problema que atinge a todos. Ele é chamado de *International Noise Awareness Day* (ou apenas INAD) ou Dia Internacional da Conscientização sobre o Ruído, que ocorre em uma data móvel, sempre a última quarta-feira do mês de abril.

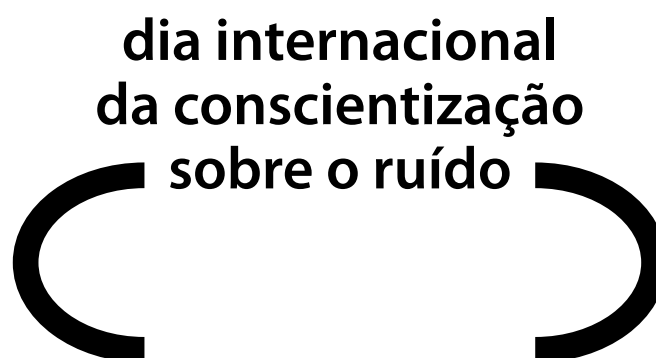





Figura 10: Logo do INAD Brasil (<http://www.inadbrasil.com>).

Mundialmente, a campanha é muito difundida na Alemanha, Espanha, Chile, Holanda, Suíça, Itália, dentre outros países. No Brasil [2], o INAD acontece desde 2008 com os apoios nacionais da Academia Brasileira de Audiologia (ABA) [3], da Sociedade Brasileira de Acústica (Sobrac) [4] e do Curso de Engenharia Acústica (EAC) [5] da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM) e, regionalmente, com diversas entidades locais ao longo do país. A campanha brasileira incorporou outras atividades, respeitando a diversidade do território nacional e criatividade dos parceiros locais, como por exemplo, reuniões com autoridades governamentais e ambientais, distribuição de protetores auditivos, estratégias educativas e avaliação do ruído e da audição. Tem sido crescente a participação de colaboradores autônomos e institucionais, simpatizantes e organizações de representatividade de classes.

A campanha de 2020 sofreu grande impacto devido à **pandemia** do Coronavírus. Com isso, todas as atividades presenciais foram canceladas e/ou transformadas em ações virtuais. Muitos profissionais e estudantes compartilharam material no  Instagram,  Facebook e  YouTube.

O lema e a arte de 2020 foram desenvolvidos pela comissão de Santa Maria, RS, entre o final de 2019 e o começo de 2020, culminando no seguinte lema: “*Trabalho com ruído, saúde em perigo*”. O logo do INAD Brasil e a arte da campanha de 2020 podem ser conferidos na primeira página deste artigo.

2. Criação do material sonoro da campanha 2020

Para a campanha de 2020 houve um esforço interestadual entre professores, egressos e alunos da Engenharia Acústica da UFSM. O desafio era criar um spot musical com cada um participando de suas casas. Inicialmente, os engenheiros Rodrigo Dal Fiume (veja Figura 11 (a)) e Bruno Benatti (b) foram convidados para a produção. Ao longo do processo, os alunos Davi Carvalho (c), Guilherme Cestari (d) e Luiz Alvim (e) integraram-se ao time.

Inicialmente, o texto foi desenvolvido a partir do lema de 2020 pelos professores Isabel Kuniyoshi (f) e Will Fonseca (g), e, ao final, Rodrigo fez os ajustes necessários junto com a locução. O processo de criação está descrito na seção a seguir.

2.1 Processo de criação de spot sonoro pelos Engenheiros Acústicos

Rodrigo Dal Fiume e Bruno Benatti

O seguinte texto está publicado nos sites do INAD e da EAC.

Por convite do Professor da Engenharia Acústica e membro da coordenação geral do INAD Brasil, William D’Andrea Fonseca, nós, os engenheiros acústicos Bruno Benatti e Rodrigo Dal Fiume, fomos convidados para a realização de um spot sonoro para a campanha do INAD Brasil 2020. Foi com muito gosto que aceitamos o convite e, de certa forma, o desafio, pois embora gostemos de gravar e tocar, a vida profissional acaba fazendo com que esses hobbies fiquem um pouco de lado. Mas vamos ao processo de criação, desde o convite, a composição do tema, os ajustes feitos na composição, a gravação da parte de cada um, mixagem, até o produto final... ufa!

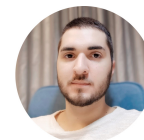
Em um primeiro momento, devido ao gosto pelas guitarras distorcidas e os pedais duplos, sugerimos ao prof. Will temas semelhantes às músicas de alguns guitarristas famosos no ramo do heavy metal, como Joe Satriani, Paul Gilbert e Kiko Loureiro. Uma versão prévia com um tema desses artistas foi montada para análise, e ficou bem legal! Porém, era necessário fazer algo original! De volta



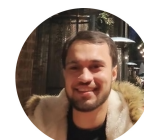
(a)



(b)



(c)



(d)



(e)



(f)



(g)

Figura 11: Time da produção do spot sonoro.

à prancheta, avaliamos que a composição de uma música nesse estilo exigiria um tempo maior do que o que tínhamos disponível. Outra questão é que, a finalidade principal era o texto da locução, a mensagem da campanha, e as informações! A música não estava em primeiro plano nessa ocasião.

Com esse raciocínio em mente, acabamos por elaborar um tema que julgamos um pouco mais harmônico para os ouvidos das pessoas em geral, e também um pouco mais neutro, afinal, não queríamos roubar a cena da campanha. O Bruno foi o responsável pela criação da melodia na guitarra e no baixo, e ambos foram gravados por ele mesmo! Um fato curioso sobre o processo de gravação é que, se a gravação for feita com metrônomo, não importa muito a ordem de gravação dos instrumentos, mas, geralmente, é mais fácil gravar a bateria primeiro e depois os instrumentos responsáveis pela melodia. Nesse caso, foi ao contrário: Bruno gravou o baixo e a guitarra, e mandou para Rodrigo que montou a bateria da música por cima da melodia enviada pelo Bruno. A voz que você escuta na locução também é do Rodrigo, que, embora sem grande experiência em locuções, tentou fazer o seu melhor.

Bom, vamos falar um pouco de acústica, também. Assim como o INAD 2020, nós, Bruno e Rodrigo, também apoiamos a luta contra o Coronavírus, e gravamos os instrumentos cada um em sua casa. Para gravar a bateria, o baixo e a guitarra, não há grandes empecilhos, pois a bateria é montada digitalmente no computador e o baixo e a guitarra são gravados diretamente conectados em uma interface de áudio. Sobrou a voz nessa conta. Quanto à voz, não há o que fazer. É preciso gravar falando em frente a um microfone. Em um primeiro momento, para testes iniciais, o microfone foi montado no pedestal e algumas gravações foram feitas. Porém, houve um excesso de reverberação na gravação. Isso poderia prejudicar o resultado final, bem como dificultar a mixagem. A solução foi fazer uma cabine vocal improvisada com alguns materiais comuns, caseiros mesmo (claro, sem caixa de ovo!), na tentativa de diminuir a reverberação — em último caso, a reverberação poderia ser ajustada artificialmente no computador.

A harmonia da base de acordes foi pensada em uma progressão simples na escala de Mi Maior. Os acordes foram executados em power chords (nota raiz e quinta) e palm mute, de modo a manter constante a amplitude das notas, recurso muito utilizado em vinhetas e temas de propagandas comerciais.

Bem, após a gravação de todos os instrumentos e uma pré-mixagem, por assim dizer, realizada pelo Rodrigo, as faixas de áudio foram enviadas para o, até o momento, quase engenheiro acústico Davi Carvalho, que possui alguma experiência em mixagem, para que ele pudesse dar mais um ajuste fino no material. Surgiu, então, a ideia, junto com uma necessidade de acrescentar um teclado à música, algo que conseguisse cobrir um pouco mais o espectro das médias e altas frequências. O teclado foi composto inicialmente pelo Davi, sendo que na sequência sofreu algumas adaptações feitas pelo Rodrigo (nascendo então o Lado A e Lado B do spot). Na etapa semifinal, a masterização foi realizada por Davi e Will.

Após isso tudo, o áudio final vai para análise dos compositores e do professor Will. Uma vez que todos estavam de acordo com o resultado, o spot musical estava pronto para ser lançado!

2.2 Criação da versão eletrônica e finalização



Figura 12: Capa do EP com as quatro trilhas.

Após a criação do Lado A, Lado B e da trilha base instrumental (Lado C), Guilherme foi convidado para fazer uma trilha alternativa baseada em samples e sintetizadores eletrônicos, mas ainda usando a mesma gravação de voz. Nasce então o Lado E-letrônico, que foi mixada pelo Luiz e masterizada *a quatro mãos* pelo Luiz e pelo Will.

Com quatro trilhas, sendo *Lado A* a principal, nasce o EP do INAD Brasil 2020, que foi lançado no **SOUNDCLOUD**, **YouTube** e **Spotify** simultaneamente (clicando nos ícones você é redirecionado para os sites).

3. INAD, Ano Internacional do Som e planejamento para 2021

O INAD faz parte das atividades do **Ano Internacional do Som** (ou *International Year of Sound – IYS*, estendido para 2021) [6], sendo assim, você encontrará a logomarca do IYS nos materiais (mais informações sobre o IYS você pode consultar também na página 147 desta edição da revista).

Tradicionalmente, com apoio da ABA, o INAD Brasil participa do **Encontro Internacional de Audiologia (EIA)** [7], que em 2020 foi em São Paulo (SP) — o evento foi postergado para 23 a 25 de novembro.

É interessante aclarar que o INAD é um trabalho voluntário, sem fins lucrativos, que busca esclarecer e conscientizar a população. Com isso, o INAD Brasil está sempre aberto para receber apoio de empresas e/ou outras instituições. **Cooperando somos mais fortes.** Neste ano de 2020 recebemos apoio da Brüel & Kjør, Wave Consultoria, ABA, Sobrac, GPAV, Dangerous Decibels Brasil, Eng. Acústica (UFMS) e Decibéis do Bem.

Já em julho de 2020, a organização do INAD 2021 começou, contactando universidades e instituições parceiras. Entre em contato caso queira cooperar, já temos os seguintes colaboradores regionais:

- Prof.^a Elcione Maria Lobato de Moraes, Universidade Federal do Pará (UFPA), Belém, PA;
- Prof.^a Ranny Michalski, Universidade de São Paulo (USP), São Paulo, SP;
- Prof.^a Ana Carolina Ghirardi, Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis, SC;
- Prof. Bruno Sanches Masiero, Universidade Estadual de Campinas (Unicamp), Campinas, SP;
- Prof. Márcio Henrique Avelar, Univ. Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), Curitiba, PR;
- Profs. Valdete Alves Valentins dos Santos Filha (Fono) e William D’Andrea Fonseca (Eng. Acústica), Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), Santa Maria, RS; e
- Prof.^a Isabel Cristiane Kuniyoshi, Centro Universitário São Lucas, Porto Velho, RO.

Referências

1. International Noise Awareness Day (INAD) website. Acessado em dez. 2019. Disponível em: <https://chcheating.org/noise/day/>.
2. Dia Internacional de Conscientização Sobre o Ruído (INAD Brasil) website. Disponível em: <http://inadbrasil.com/>.
3. Academia Brasileira de Audiologia website. Acessado em dez. 2019. Disponível em: <https://www.audiologiabrasil.org.br>.
4. Sociedade Brasileira de Acústica (Sobrac) website. Acessado em dez. 2019. Disponível em: <http://acustica.org.br/>.
5. Engenharia Acústica (EAC) website. Acessado em dez. 2019. Disponível em: <http://www.eac.ufsm.br/>.
6. International Year of Sound (IYS) website. Acessado em dez. 2019. Disponível em: <https://sound2020.org/>.
7. Encontro Internacional de Audiologia (EIA) website. Acessado em dez. 2019. Disponível em: <https://www.audiologiabrasil.org.br/eia/>.

Bruno Masiero 

Universidade Estadual de
Campinas - Unicamp
Cidade Universitária
Zeferino Vaz - Barão
Geraldo, Campinas - SP

{masiero}
@unicamp.br

Márcio Avelar 

Universidade Tecnológica
Federal do Paraná
UTFPR
Av. Sete de Setembro, 3165
Rebouças, Curitiba - PR

{marciogomes}
@utfpr.edu.br

William D'Andrea
Fonseca 

Universidade Federal de
Santa Maria
UFSM
Av. Roraima n° 1000,
Cidade Universitária
Santa Maria - RS

{will.fonseca}
@eac.ufsm.br

International Year of Sound 2020 & 2021

Ano Internacional do Som prorrogado até 2021



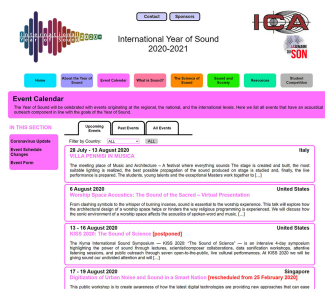
O ano de 2020 começou em festa para a comunidade acústica com a abertura do **“International Year of Sound”** (IYS) [1] no Grande Anfiteatro da Universidade Sorbonne em Paris, França. Aqui no Brasil, a abertura oficial do Ano Internacional do Som aconteceu em 06 de março e foi marcada por um concerto da Orquestra Sinfônica da Unicamp. A orquestra levou o público a uma viagem pelos universos fantásticos de algumas óperas alemãs, como João e Maria, A Flauta Mágica, O Navio Fantasma, entre outras. Mas com as restrições impostas em todo o mundo para reduzir a disseminação da Covid-19, a Comissão Internacional de Acústica (ICA) decidiu, no fim de março, que o IYS se tornaria uma celebração do som com duração de 2 anos. Esta extensão permitirá que eventos adiados e novos eventos e atividades programados para 2021 sejam incluídos na lista de eventos do IYS. Além disso, o prazo de apresentação de propostas para competições estudantis com temática sobre som apoiadas pelo IYS foi estendido até o final de 2020.

Nos últimos meses, todos nos familiarizamos com o uso de reuniões e ensino remoto. Também ficou claro que o distanciamento social e as restrições de viagens continuarão por mais muitos meses. Por esta razão, muitas conferências e seminários de Acústica foram convertidos em conferências virtuais. Um exemplo é o **Internoise 2020**, que aconteceu em agosto de forma remota (originalmente seria em Seul, capital da Coreia do Sul). Apesar do desafio do fuso horário, a participação remota proporciona uma vantagem financeira neste momento de crise.

Uma sugestão para colaborar com o IYS é participar da campanha **Wiki4YearOfSound2020**, uma ação coordenada para melhorar os artigos da Wikipedia relacionados ao som. Outra forma de colaborar com o IYS é fazendo sua divulgação nos vários canais de comunicação e nas mídias sociais. O vídeo “Sounds of Our World”, produzido para o IYS com o apoio do I-INCE, está disponível em sua **versão completa** (de 9 minutos) ou em uma **versão reduzida** de 2 minutos. Estes e muitos outros recursos estão disponíveis gratuitamente no site do IYS.



Site do IYS: sound2020.org



(Use o zoom para observar detalhes.)

A ideia do IYS é divulgar, o máximo possível, a relevância do som em quase todos os aspectos da sociedade moderna. Ações ao redor do mundo têm sido programadas com esta finalidade e, de uma forma geral, são fortemente inspiradas em “La Semaine du Son” [2] (a semana do som) – que foi importante para tornar o tema pauta da conferência geral das Nações Unidas de 2017. Eventos tais como o [Dia Internacional da Conscientização Sobre o Ruído \(INAD\)](#) [3], já conhecido em nossa comunidade nacional [4], são exemplos do conjunto de ações programadas.

A página do “International Year of Sound” (IYS) [1], em <https://sound2020.org/>, contém várias informações sobre os eventos programados, até o momento, nos mais diversos países. O encontro da [FIA/SOBRAC de 2020](#) [5,6] está inscrito nessa página como atividade e o momento será certamente propício para impulsionar uma divulgação mais ampla junto à sociedade brasileira. Vale lembrar que o FIA/SOBRAC foi postergado para o período de 29 de agosto a 01 de setembro de 2022, mas atividades à distância aconteceram na data original. Nossos representantes perante o comitê organizador do IYS são os Professores Julio Cordioli e Stelamaris Rolla Bertoli. As ações desenvolvidas devem ser informadas a eles, para que o comitê possa receber de forma organizada os eventos desenvolvidos no Brasil.

Conforme mencionado, uma ótima iniciativa já agendada é o concurso estudantil internacional, voltado a estudantes de 5 a 12 anos, em uma categoria, e de 13 a 18, em outra. Consulte a página do IYS e procure por “[Student Competition](#)” [7] para o edital e maiores detalhes. Há prêmios de 300, 200 e 100 euros em livros ou equipamentos para cada categoria.

A conscientização proposta é importante em qualquer lugar e principalmente no Brasil, onde temos muitos desafios a vencer em relação à educação científica. Em especial, o de mostrar à sociedade brasileira que é importante contratar o profissional bem preparado para as demandas relativas à Acústica/Som. Assim, para qualquer ação realizada no contexto do Ano Internacional do Som, é importante deixar claro que esses profissionais, bem como os centros de formação, existem e estão à disposição de todos.

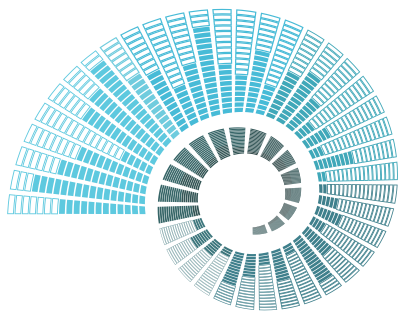
No Brasil temos centros de formação em acústica, vibrações, áudio, fonoaudiologia e áreas relacionadas por todo o território nacional. Há diversos tipos de cursos, a saber:

- Cursos livres;
- Cursos técnicos;
- Graduação;
- Temas relacionados em especializações *lato sensu* (como Segurança do Trabalho); e
- Pós-graduação *stricto sensu* (mestrado e doutorado).

Por exemplo, quando existe uma obra de uma casa, temos que contratar profissionais específicos para cada quesito, isto é, precisamos de um projeto arquitetônico, hidráulico, elétrico, estrutural etc. Assim como precisamos de um projeto acústico. Construir e depois corrigir é uma prática que pode deixar o empreendimento muito mais caro. É interessante ainda elucidar que, no Brasil, a profissão de Engenheiro(a) Acústico(a) é regulamentada pelos conselhos regionais e federal de engenharia, CREA e CONFEA [8] respectivamente.

Referências

1. International Year of Sound (IYS) website. Acessado em dez. 2019. Disponível em: <https://sound2020.org/>.
2. La Semaine du Son website. Acessado em dez. 2019. Disponível em: <https://www.lasemaineduson.org/>.
3. International Noise Awareness Day (INAD) website. Acessado em dez. 2019. Disponível em: <https://chcheating.org/noise/day/>.
4. Dia Internacional de Conscientização Sobre o Ruído (INAD Brasil) website. Disponível em: <http://inadbrasil.com/>.
5. 12º Congresso Iberoamericano de Acústica & XXIX Encontro da Sobrac website. Acessado em dez. 2019. Disponível em: <https://fia2020.com.br/>.
6. Sociedade Brasileira de Acústica (Sobrac) website. Acessado em dez. 2019. Disponível em: <http://acustica.org.br/>.
7. IYS 2020 - Student Competition. Acessado em dez. 2019. Disponível em: <https://sound2020.org/society/student-competition/>.
8. CONFEA - Conselho Federal de Engenharia e Agronomia website. Acessado em dez. 2019. Disponível em: <http://www.confex.org.br/>.



FIA 2020

XII CONGRESSO IBEROAMERICANO DE ACÚSTICA
XXIX ENCONTRO DA SOBRAC

23 a 26 de maio de 2021 / Florianópolis-SC

www.fia2020.com.br



Realização



Patrocinador bronze



Apoio



Patrocinador prata

Secretaria executiva

Divulgação

Ano internacional do som

INFORMAÇÕES DA COMISSÃO

Com o avanço da pandemia do COVID-19 e a incerteza gerada em toda a comunidade de Acústica e Vibrações, a Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC) optou em adiar o 12º Congresso Iberoamericano de Acústica, para 23 a 26 de maio de 2021, na mesma cidade, Florianópolis/SC. A programação incluirá palestras de especialistas mundialmente renomados, bem como apresentações de trabalhos e pôsteres. Uma exposição técnica com os últimos avanços em produtos e equipamentos e o XXIX Encontro da SOBRAC ocorrerão em paralelo ao Congresso.

O FIA2020 tem como objetivo promover o intercâmbio de experiências de pesquisadores, professores, estudantes e profissionais dos países ibero-americanos que atuam em questões de Acústica, Vibrações e áreas correlatas. Busca-se criar um ambiente de discussão entre as pessoas envolvidas na produção, difusão e aplicação de técnicas e processos nos campos de abrangência.

DATAS PARA OS ARTIGOS

- Início da submissão de resumos: Dezembro 2019
- Prazo para submissão de resumo: 30/11/2020
- Comunicação de aceite dos resumos: 31/12/2020
- Envio dos trabalhos finais: 28/02/2021
- Prazo para pagamento da inscrição do autor: 28/02/2021

DATAS PARA INSCRIÇÃO

Categoria	Até 30/11/2020	Até 28/02/2021	Após 28/02 e no local
Profissional sócio FIA *	R\$ 700,00	R\$ 1.000,00	R\$ 1.200,00
Profissional não sócio	R\$ 900,00	R\$ 1.250,00	R\$ 1.500,00
Estudante sócio FIA *	R\$ 300,00	R\$ 400,00	R\$ 500,00
Estudante não sócio	R\$ 400,00	R\$ 500,00	R\$ 600,00
Acompanhante	R\$ 150,00	R\$ 150,00	R\$ 150,00
Paper adicional	R\$ 150,00	R\$ 150,00	R\$ 150,00
Jantar de confraternização	R\$ 130,00	R\$ 130,00	R\$ 130,00

ÁREAS TEMÁTICAS

Acústica ambiental
Acústica da audição e da fala
Acústica de salas
Acústica de edificações
Acústica musical
Acústica submarina
Acústica veicular
Acústica virtual
Aeroacústica
Áudio e eletroacústica
Bioacústica
Controle de ruído
Ensino em acústica
Equipamentos e medições acústicas
Legislação e normalização em acústica
Materiais acústicos
Métodos numéricos em acústica
Paisagens sonoras
Processamento de sinais
Psicoacústica
Ruído e vibrações em ambiente laboral
Ultrassom
Vibrações e vibroacústica

*Sócios: membros das sociedades que compõem a FIA

Desconto especial para inscrições em grupo, na categoria estudante. Mais informações no site www.fia2020.com.br



Sobrac/RS

V SeGAV-e

Seminário Gaúcho de Acústica e Vibrações

14 de agosto de 2020

ONLINE



V Seminário Gaúcho de Acústica e Vibrações

14 de agosto de 2020

SOBRE O EVENTO

O V Seminário Gaúcho de Acústica e Vibrações (V SeGAV-e) é um evento organizado pela Regional RS da Sobrac com o objetivo de promover a integração entre interessados na área de acústica e vibrações.

Pensando na saúde e bem estar de todos, nesse momento de pandemia referente à Covid-19, a quinta edição do evento será online e gratuita.

APRESENTAÇÕES

Aos que tiverem interesse de apresentar seu trabalho, serão aceitos trabalhos inéditos e não inéditos com a identificação do local e data de publicação no arquivo a ser enviado.

Os autores de trabalhos inéditos podem ainda, optar por enviar o seu trabalho em formato *short paper* (2 a 4 páginas), que será publicado posteriormente ao evento.

DATAS IMPORTANTES

- Inscrições até dia 12/08/2020
- Submissão dos trabalhos até dia 04/08/2020
- Envio do arquivo das apresentações 13/08/2020

REDES



Sociedade Brasileira de Acústica
Regional Rio Grande do Sul



@sobracrs



segav.org

ORGANIZAÇÃO:

SOBRAC RS
Sociedade Brasileira de Acústica - Regional RS



Eventos de acústica pelo Brasil e o mundo

Nesta seção são colocados alguns dos próximos eventos, congressos e encontros de acústica pelo mundo, junto com suas datas, locais e endereços virtuais. Devido à pandemia de 2020, existem muitas trocas, cancelamentos e eventos que foram convertidos para versão virtual.

Abaixo você encontra alguns links para facilitar a navegação pelas seções desse encarte.

[2020](#) (pág. 153) | [2021](#) (pág. 159) | [2022](#) (pág. 161) | [Congressos online](#) (pág. 162)

2020

- **International Year of Sound 2020 (Abertura)**

- **Realizado e estendido para 2021**
- Data: 31 de janeiro de 2020
- Local: Paris, França
- <http://sound2020.org/event/opening-ceremony/>



- **3rd Euro-Mediterranean Conference on Structural Dynamics and Vibroacoustics** integrando com AIDAA - Italian Association of Aeronautics and Astronautics

- **Realizado:**
Proceedings of MEDYNA2020, 3rd Euro-Mediterranean Conference on Structural Dynamics and Vibroacoustics, Edited by S. De Rosa, F. Franco, M. Guida, F. Marulo and G. Petrone, Napoli, 2020, ISBN: 9788890648465.
- Data: 17–25 de fevereiro de 2020
- Local: Nápoles, Itália
- <https://medyna2020.sciencesconf.org/>



- **8th Berlin Beamforming Conference (BeBeC)**

- **Não realizado, porém com *proceedings* publicados.**
- Data: 2–3 de março de 2020
- Local: Berlim, Alemanha
- <http://www.bebec.eu/>



- **46^o Congresso da Sociedade Alemã de Acústica (DAGA 2020)**

- **Não realizado, porém com *proceedings* publicados.**
<https://www.dega-akustik.de/publikationen/online-proceedings/>
- Data: 16–19 de março de 2020
- Local: Hanover, Alemanha
- <http://www.daga2020.de/en/>

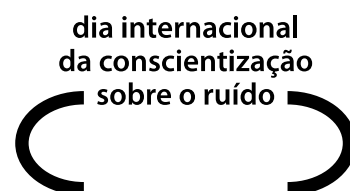


- **24th Conference on Acoustic and Biomedical Engineering**
 - **Cancelado**
 - Data: 31 de março a 3 de abril de 2020
 - Local: Zakopane, Polônia
 - <http://www.ptakrakow.pl/iab2020/>

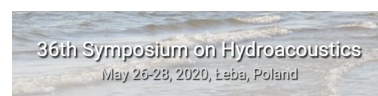
- **International Conference on Sound and Vibration**
 - **Realizado digitalmente**
<https://panel.waset.org/conference/2020/04/boston/program>
 - Data: 23–24 de abril de 2020
 - Local: Boston, Massachusetts, EUA
 - <https://waset.org/sound-and-vibration-conference-in-april-2020-in-boston>



- **Dia Internacional da Conscientização sobre o Ruído (INAD) ou International Noise Awareness Day**
 - **Realizado digitalmente**
 - Data: 29 de abril de 2020
 - Local: Mundo todo
 - Brasil: <http://inadbrasil.com/inad-2020/>
 - Internacional: <https://chcheating.org/noise/day/>



- **36th Symposium on Hydroacoustics**
 - **Postergado, data ainda para ser determinada**
 - Data original: 26–28 de maio de 2020
 - Local: Leba, Polônia
 - <http://sha2020.pl/>



- **148th AES International Convention (AES Virtual Vienna)**
 - **Local: virtualmente / realizado**
 - Data: 2–5 de junho de 2020
 - Local original: Viena, Áustria
 - <https://www.eventscribe.com/2020/VirtualVienna/>



- **CeLyA Summer School 2020: “Hearing in noise”**
 - Data: 15–17 de junho de 2020
 - Local: Lyon, França
 - <https://euracoustics.org/events/events-of-2020/celya-summer-school-2020-201chearing-in-noise201d>

- **XI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM)**

- **Cancelado**
- Data: 2–6 de agosto de 2020
- Local: Teresina, Piauí, Brasil
- <https://eventos.abcm.org.br/conem2020/>



- **V Seminário Gaúcho de Acústica e Vibrações (SeGAV)**

- **Local: virtualmente/eletronicamente**
- Data: 14 de agosto de 2020
- Local original: Porto Alegre, RS, Brasil
- Para assistir ao seminário: <https://bit.ly/2Z69ZK6>
- Para apresentar seu trabalho: <https://bit.ly/329FbKi>
- Novidades no [Facebook](#) / <http://segav.org/>
- Veja encarte detalhado na página 149.



- **Internoise 2020 (49th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering)**

- **Local: virtualmente**
- Data: 23–26 de agosto de 2020
- Local original: Seul, Coreia do Sul
- <http://internoise2020.org/>



- **International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA)**

- **Local: virtualmente**
- Data: 7–9 de setembro de 2020
- Local original: Leuven, Bélgica
- <https://www.isma-isaac.be/isma2020/>



- **International Conference on Underwater Acoustics (ICUA)**

- **Postergado para 9 de setembro de 2020**
- **Local: virtualmente**
- Data original: 6–10 de julho de 2020
- Local original: Southampton, UK
- <http://icua2020.org/>



• **17th Meeting of the European Society of Sonochemistry**

- **Postergado, data a definir**
- Data original: 6–10 de setembro de 2020
- Local: Jena, Turíngia, Alemanha
- <https://www.ess2020.de/>



• **AES LAC**

- **Postergado para 21–23 de setembro de 2020**
- **Local: virtualmente**
- Data original: 10–12 de agosto de 2020
- Local original: Rio de Janeiro, RJ, Brasil
- <http://aeslatam.org/lac2020/pt-br>



• **Symposium of Alps Adria Acoustics Association**

- Data: 24–25 de setembro de 2020
- Local: Budapeste, Hungria
- <https://www.alpsadriaacoustics.eu/>

• **AES Virtual Symposium: Applications of Machine Learning in Audio**

- **Local: virtualmente**
- Data: 28–29 de setembro de 2020
- <https://www.aes.org/events/2020/learning/>



• **XXVIII Congresso Brasileiro de Fonoaudiologia (Fono 2020)**

- **Local: virtualmente**
- Data: 7–10 de outubro de 2020
- Local original: São Paulo, SP, Brasil
- <https://lp.sbfa.org.br/fono2020/>



• **HBK's Global Virtual Conference experience**

- **Local: virtualmente**
- Data: 13–15 de outubro de 2020
- <https://hbkworld.com/product-physics-conference>



• **ACUSTICAT 2020**

- **Local: virtualmente**
- Data: 14–15 de outubro de 2020
- Local original: Sant Cugat del Vallès, Espanha
- <https://www.congresacusti.cat/>



• **Quiet Drones. A Symposium on Noise from UASs/UAVs**

- Data: 19–21 de outubro de 2020
- Local: Paris, França
- <https://www.quietdrones.org/>



• **Tecniacústica 2020, 51º Congreso Español de Acústica & XI Congreso Ibérico de Acústica**

- **Postergada para 21 a 23 de outubro de 2020**
- **Local: virtualmente**
- Data original: 3–5 de junho de 2020
- Local original: Faro, Portugal
- <http://www.spacustica.pt/acustica2020>



• **11th International Styrian Noise, Vibration and Harshness Congress (ISNVH)**

- **Postergado para 3–5 de novembro de 2020**
- Data original: 17–19 de junho de 2020
- Local: Graz, Áustria
- <https://www.isnvh.at/>



• **Noise-Con 2020**

- **Local: virtualmente**
- **Postergado 16–18 de novembro 2020**
- Data original: 29 de junho a 1 de julho de 2020
- Local original: Nova Orleans, Louisiana, EUA
- <https://www.inceusa.org/noisecon20/>



• **Reproduced Sound 2020**

- **Local: virtualmente**
- Data: 18–19 de novembro de 2020
- Local original: Reino Unido
- <http://reproducedsound.co.uk/>



• **35º Encontro Internacional de Audiologia (EIA)**

- **Postergado para 23-25 de novembro de 2020.**
- Data original: 19–21 de março de 2020
- Local: São Paulo, SP, Brasil
- <https://www.audiologiabrasil.org.br/eia>



- **A&V 2020 - Biennial International Conference on Acoustics and Vibration**

- **Local: virtualmente**
- Data: 23–24 de novembro de 2020
- Local original: Bali, Indonesia
- <https://anv2020.com>



- **Aachen Acoustics Colloquium 2020 (AAC)**

- **Cancelado**
- Data: 23–25 de novembro de 2020
- Local: Aachen, Alemanha
- <https://www.aachen-acoustics-colloquium.com/>



- **International Conference on Voice Physiology and Biomechanics (ICVPB 2020)**

- **Postergado para 30 de novembro a 4 de dezembro de 2020**
- Data original: 16–20 de março de 2020
- Local: Grenoble, França
- <https://icvpb2020.sciencesconf.org/>



- **Forum Acusticum 2020**

- **Postergado 7–11 de dezembro de 2020**
- Data original: 20–24 de abril de 2020
- Local: Lion, França
- <https://fa2020.universite-lyon.fr/fa2020/english-version/>



- **179th Meeting Acoust. Soc. America**

- **Postergado para 7–11 de dezembro de 2020**
- **Local: virtualmente**
- Data original: 11–15 de maio de 2020
- Local: Chicago, Illinois, EUA
- <https://acousticalsociety.org/asa-meetings/>



2021

- **International Year of Sound 2020**
(Continuação de 2020)

- Estendido para 2021
- Data: 2020–2021
- Local: Mundo todo
- <http://sound2020.org/>



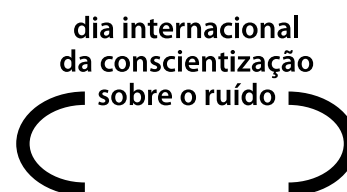
- **6th Symposium on the Acoustics of Poro-Elastic Materials**
(SAPEM 2020+1)

- Postergado para 30 de março a 1 de abril de 2021
- Data original: 15–17 de dezembro de 2020
- Local: Purdue University, West Lafayette, Indiana, EUA
- <http://sapem2020.matelys.com/>



- **Dia Internacional da Conscientização sobre o Ruído (INAD)**
ou *International Noise Awareness Day*

- Data: 28 de abril de 2021
- Local: Mundo todo
- Brasil: <http://inadbrasil.com>
- Internacional: <https://chchearing.org/noise/day/>



- **Baltic-Nordic Acoustics Meeting 2020 (BNAM)**

- Postergado para 3-5 de maio de 2021
- Data original: 3–6 de maio de 2020
- Local: Oslo, Noruega
- <https://www.bnam2020.org/>



- **9th International Conference on Wind Turbine Noise**

- Data: 18–21 de maio de 2021
- Local: Dublin, Irlanda
- <https://www.windturbinenoise.eu/content/conferences/9-wind-turbine-noise-2021/>



• **12º Congresso Iberoamericano de Acústica (FIA) & XXIX Encontro da Sobrac**

- **Postergado para 23–26 de maio de 2021**
- Data original: 20–23 de setembro de 2020
- Local: Florianópolis, Santa Catarina, Brasil
- <https://fia2020.com.br/>
- Veja encarte detalhado na página 149.



• **47th AIA National Conference**

- **Postergado para 26–28 de maio de 2021**
- Data original: 23–25 de setembro de 2020
- Local: Matera, Itália
- <https://acustica-aia.it/en/event/matera2020/>



• **180th Meeting Acoust. Soc. America**

- Data: 7–11 de junho de 2021
- Local: Seattle, EUA
- <https://acousticalsociety.org/asa-meetings/>
- **ASA School 2021 (5–6 de junho de 2021)**
<https://acousticalsociety.org/asa-school-2021/>



• **13th ICBen Congr. on Noise as a Public Health Problem**

- **Postergado para 14–17 de junho de 2021**
- Data original: 15–18 de junho de 2020
- Local: Estocolmo, Suécia
- <https://www.icben2020.se/>



• **EuroNoise 2021**

- Data: 21–23 de junho de 2021
- Local: Funchal, Madeira, Portugal
- <http://www.spacustica.pt/euronoise2021/index.html>



• **Acoustics of Ancient Theatres**

- **Postergado para julho de 2021**
- Data original: 2–4 setembro de 2020
- Local: Verona, Itália



• **27th Int. Congress on Sound and Vibration (ICSV 27)**

- **Postergado para julho de 2021**
- Data original: 12–16 de julho de 2020
- Local: Praga, República Tcheca
- <https://www.icsv27.org/>



• **Internoise 2021 (50th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering)**

- Data: 1–4 de agosto de 2021
- Local: Washington, EUA
- <http://www.i-ince.org/>

• **67th Open Seminar on Acoustics**

- **Postergado para setembro de 2021**
- Data original: 15–18 de setembro de 2020
- Local: Ciche, Polônia
- <https://www.ptakrakow.pl/osa2020/>

• **181st Meeting Acoust. Soc. America joint with WESPAC 2021 and the Australian Acoustical Society**

- Data: 6–10 de dezembro de 2021
- Local: Seattle, EUA
- <https://acousticalsociety.org/asa-meetings/>



• **Noise and Vibration Emerging Methods (NOVEM 2021)**

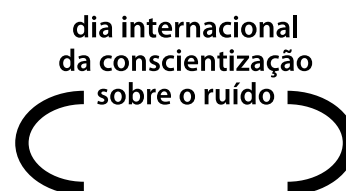
- **Postergado 13–15 de dezembro de 2021**
- Data original: 26–28 de janeiro de 2021
- Local: Auckland, Nova Zelândia
- <https://www.novem2021.ac.nz/>



2022

• **Dia Internacional da Conscientização sobre o Ruído (INAD) ou *International Noise Awareness Day***

- Data: 27 de abril de 2022
- Local: Mundo todo
- Brasil: <http://inadbrasil.com>
- Internacional: <https://chcheating.org/noise/day/>



- **182nd Meeting Acoust. Soc. America**
 - Data: 23–27 de maio de 2022
 - Local: Denver, Colorado, EUA
 - <https://acousticalsociety.org/asa-meetings/>

- **28th Int. Congress on Sound and Vibration (ICSV28)**
 - **Postergado para julho de 2022**
 - Local: Singapura
 - <https://iiav.org/>

- **4th Vienna Talk**
 - **Postergado para setembro de 2022**
 - Data original: 13–16 de setembro de 2020
 - Local: Viena, Áustria
 - <https://viennatalk2020.mdw.ac.at/>

- **24th International Congress on Acoustics (ICA 2022)**
 - Data: 24–28 de outubro de 2022
 - Local: Gyeongju, Coreia do Sul

- **Acoustics 2022 - Joint New Zealand & Australian acoustical societies conference**
 - **Postergado para 31 de outubro a 2 de novembro de 2022**
 - Data original: novembro de 2020
 - Local: Wellington, Nova Zelândia
 - <https://www.acoustics2022.com/>

- **Congresso Iberoamericano de Acústica (FIA 2022)**
 - Data: 5–7 de dezembro de 2022
 - Local: Santiago, Chile



Congressos online

- Acompanhe o site do Professor António Pedro Oliveira de Carvalho (Universidade do Porto) que há sempre datas atualizadas de congressos:
 - <https://web.fe.up.pt/carvalho/congressos.htm>

- Acompanhe o site da Sociedade Europeia de Acústica (EAA) que há sempre datas atualizadas de congressos:
 - <https://euracoustics.org/events/>

- Acompanhe o site da International Commission for Acoustics (ICA) que há sempre datas atualizadas de congressos:

- <https://www.icacommission.org/calendar.html>

Proceedings online

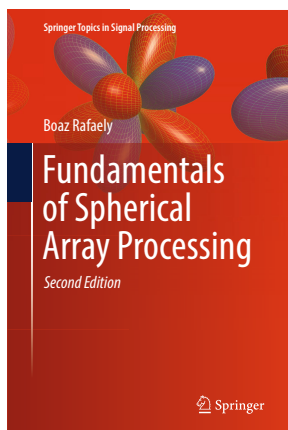
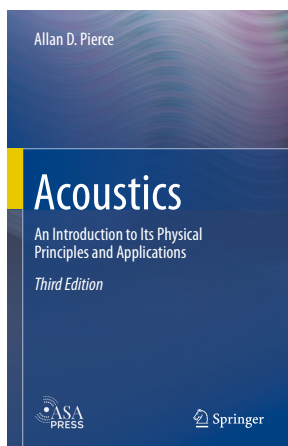
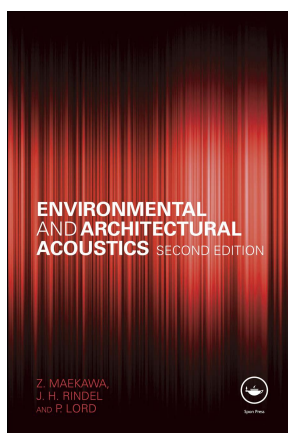
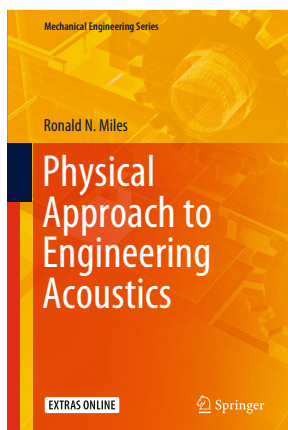
- Sociedade Brasileira de Acústica
 - <http://acustica.org.br/anais-do-encontro-sobrac/>
- Australian Acoustical Society
 - <https://acoustics.org.au/web/Publications/Conference-Proceedings/web/Publications/Conference-Proceedings.aspx?hkey=02e0d258-f31d-4e13-b869-8830f37ac7fe>
- Internoise (International Congress and Exposition on Noise Control Engineering)
 - <http://i-ince.org/confpapers.php>
- International Congress on Sound and Vibration (ICSV)
 - <https://www.iiav.org/index.php?va=viewpage&vaid=28>
- International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA)
 - <https://www.isma-isaac.be/publications/>

Esperamos que, apesar das dificuldades, o caro leitor possa participar dos eventos da área.

William D'Andrea Fonseca (*editor-chefe* A&V)

(Esta página foi deixada intencionalmente em branco.)

Editores A&V n. 52



Resenhas de livros

A edição n° 52 conta com mais essa novidade

Nesta edição da revista inauguramos a seção de resenhas de livros (ou *book reviews*). A ideia é trazer de forma resumida o conteúdo de livros clássicos e novidades – nos assuntos relacionados com as diversas ciências que envolvem acústica e vibrações. Além disso, informações interessantes acerca dos autores serão geralmente acompanhadas, trazendo um pouco mais de contexto sobre as obras.

A leitura é uma ferramenta poderosa, seja no ensino guiado com mestres ou professores, seja no aprimoramento autodidata, promovendo desenvolvimento cognitivo na capacidade de comunicação e nos aspectos técnicos. As ciências naturais estão em constante descoberta pela humanidade, assim, manter-se atualizado é primordial para qualquer profissão.

Para este número trazemos as resenhas dos seguintes livros, de forma abreviada e concisa, cada uma escrita por um editor do número 52. A saber:

- [Physical Approach to Engineering Acoustics](#)

Autor: Ronald N. Miles | Springer, 2020

- [Environmental and Architectural Acoustics](#)

Autores: Z. Maekawa, J. H. Rindel e P. Lord | CRC Press, 2011

- [Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications](#)

Autor: Allan D. Pierce | Springer, 2019

- [Fundamentals of Spherical Array Processing](#)

Autor: Boaz Rafaely | Springer, 2019.

Temos nessa lista livros clássicos como o de fundamentos de acústica de Pierce (em uma nova roupagem) e o livro de Maekawa, Rindel e Lord que mescla acústica, engenharia mecânica e arquitetura (em sua segunda edição, de 2011). Há ainda um livro que lida com acústica e chega até os métodos numéricos, de Miles, lançado este ano. Por fim, não menos importante, temos a segunda edição do livro de Rafaely sobre arranjos esféricos, *beamforming* e harmônicos esféricos (que acompanha um *toolbox* de Matlab nessa edição de 2019).

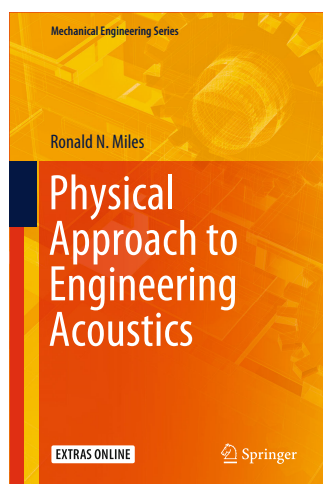
Esperamos que a leitura seja proveitosa e que possa oferecer as primeiras compreensões/impressões, provocando os leitores para adentrarem nessas excelentes obras.

Paulo Henrique
Mareze 

Universidade Federal de
Santa Maria

Av. Roraima n° 1000,
Cidade Universitária
Santa Maria - RS

{paulo.mareze}
@eac.ufsm.br



Autor: Ronald N. Miles

Editora: Springer

Ano: 2020

ISBN: 978-3030226756

doi: 10.1007/978-3-030-22676-3

Physical Approach to Engineering Acoustics

Fundamentos revisitados em formato didático e atual

Em sua primeira edição, o referido livro foi lançado recentemente, no início de 2020. De antemão vale comentar que a formatação do texto, apresentação das figuras e dos gráficos são de ótima qualidade, o que acaba por proporcionar maior facilidade de entendimento e compreensão ao leitor. Os conceitos são bem reforçados por meio de desenhos e esboços bastante didáticos. O autor, professor Ronald N. Miles, trabalha no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Binghamton, em Nova York, desde 1989. Atua como Diretor de Estudos de Pós-Graduação, Diretor de Estudos de Graduação e é Presidente de Departamento. Além disso, é editor associado da ASME - *Journal of Vibration and Acoustics*. Mais detalhes podem ser encontrados no [site da universidade](#). O livro faz parte da *The Mechanical Engineering Series*, da editora Springer, na qual outros tópicos avançados e de vanguarda da engenharia mecânica são oferecidos, como bioengenharia, transferência de calor e massa, mecânica de materiais, tecnologia de micro e nanociência, entre outros. O material apresentado nesse livro texto foi desenvolvido ao longo dos anos em dois cursos de pós-graduação, ME522 - *Acoustics*, e ME622 - *Advanced Acoustics*, oferecidas no mesmo departamento.

Fica claro o propósito do autor em abordar vários aspectos fundamentais da engenharia acústica. Pode-se citar a apresentação de conceitos básicos e aprofundados sobre medição de ruído e análise de sinais, equação da onda e suas soluções, transmissão sonora, análise de som em dutos e silenciadores, dispositivos de controle de ruído, radiação sonora, projeto de microfones e alto-falantes, os quais são usados em bilhões de equipamentos da atualidade. Este livro texto usa a mecânica newtoniana como equacionamento mais apropriado para analisar sistemas mecânicos e, ao fazê-lo, fornece métodos diretos de modelagem. Destaque para os Capítulos 4 e 5 sobre filtros acústicos, matrizes de transferência e fontes sonoras. Também para os Capítulos 6 e 7, que tratam de métodos computacionais, como elementos de contorno e o método de superposição modal, para solução de problemas clássicos de domínios fechados.

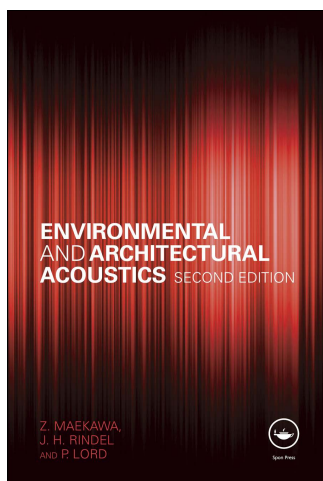
O livro foi redigido em um nível apropriado para os cursos de graduação e de pós-graduação nas áreas de engenharia acústica, mecânica, elétrica e física. Além disso, foi aprimorado com problemas propostos ao final de cada capítulo e ainda fornece exemplos de códigos em [Matlab](#), que podem ser baixados e acessados pelo leitor. O livro tem grande chance de ser adotado como um texto principal atualizado para estudantes de disciplinas do ciclo profissionalizante da engenharia acústica. Também serve como referência para engenheiros e técnicos que atuam na indústria ou trabalham na área de forma autônoma. Uma pequena prévia do livro pode ser vista no próprio [site da editora Springer](#). Ademais, é possível também ser obtido no site da [Amazon do Brasil](#) (em versões eletrônica e impressa).

Ranny L. X. N.
Michalski 

Universidade de
São Paulo

Rua do Lago, 876
CEP 05508-080
São Paulo - SP

{rannym}
@usp.br



Autores: Zyun-iti
Maekawa, Jens Holger
Rindel e Peter Lord

Editora: CRC Press

Ano: 2011 (2 ed.)

ISBN: 978-0367865467

doi: [10.4324/9780203931356](https://doi.org/10.4324/9780203931356)

Environmental and Architectural Acoustics

Referência básica e multidisciplinar

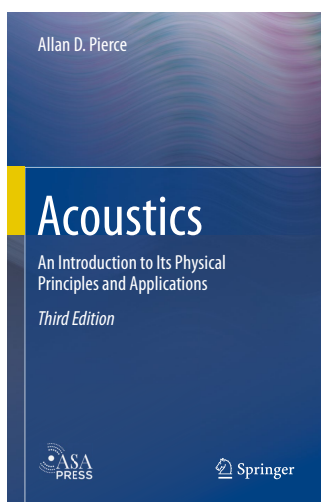
A primeira edição deste livro foi publicada em 1993. Ao longo dos anos seguintes, muito se evoluiu em acústica, principalmente devido ao grande desenvolvimento tecnológico digital. Isto levou Zyun-iti Maekawa a revisar a primeira edição e escrever esta segunda. O autor contou com a participação de Jens Holger Rindel como novo co-autor, além de continuar com a participação de Peter Lord. A segunda edição foi publicada em 2011 pela CRC Press, 17 anos após a primeira. Apesar do avanço tecnológico, e como o próprio Maekawa diz no prefácio, a teoria física da acústica não mudou, assim como o objetivo do livro: fornecer um bom entendimento dos fundamentos da acústica aos leitores.

Maekawa é Professor Emérito na Universidade de Kobe, no Japão. Foi membro da International Commission on Acoustics, da Acoustical Society of America e da Acoustical Society of Japan. Foi vice-presidente do INCE/Japão, e hoje é membro internacional distinto do INCE/EUA, por sua grande contribuição para a engenharia de controle de ruído. Rindel foi professor na Universidade Técnica da Dinamarca e diretor geral da Odeon A/S, empresa do software de acústica de salas com o mesmo nome. Atualmente, é pesquisador sênior na empresa, na Dinamarca. Lord, falecido em 2012, foi professor e fundador do Departamento de Acústica Aplicada da Universidade de Salford e ex-presidente do Institute of Acoustics, no Reino Unido.

O livro, dividido em onze capítulos, inicia com os fundamentos das ondas sonoras e da audição; passa por medição e classificação de som, ruído e vibração; e em seguida aborda o tema acústica de salas, considerando campo sonoro, modos de vibração, tempo de reverberação e distribuição de energia sonora. Ao final de cada capítulo são apresentados exercícios relativos aos assuntos tratados, com o objetivo de ajudar na compreensão dos mesmos. Outros temas abordados nos capítulos seguintes são: absorção sonora, materiais de absorção sonora e suas características; propagação sonora ao ar livre e redução de ruído por meio de barreira (destaque para o famoso cálculo de Maekawa para atenuação sonora por barreira); além dos princípios de isolamento sonoro aéreo e de impacto. Controle de ruído e vibração, projeto acústico de salas e sistemas eletroacústicos também são abordados em diferentes capítulos.

O livro é bastante útil não somente para quem está iniciando os estudos em acústica, como para estudantes avançados e profissionais da área. Sua abordagem multidisciplinar da acústica de ambientes externos e internos atende tanto a arquitetos, como engenheiros.

Uma pequena prévia do livro pode ser vista no site da editora [CRC Press](https://www.crcpress.com). É possível também comprar o livro no site da [Amazon do Brasil](https://www.amazon.com.br) (em versões eletrônica e impressa).

Olavo M. Silva *Universidade Federal de
Santa Catarina**Rua Delfino Conti, s/n.
Campus Universitário
Trindade - 88040-370
Florianópolis - SC*{olavo}
@lva.ufsc.br**Autor:** Allan D. Pierce**Editora:** Springer**Ano:** 2019 (3 ed.)**ISBN:** 978-3030112134**doi:** [10.1007/978-3-030-11214-1](https://doi.org/10.1007/978-3-030-11214-1)

Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications

Um clássico revigorado

A primeira edição deste livro de Allan D. Pierce (aposentado, Professor Emérito na Universidade de Boston, EUA) foi publicada em 1981 pela editora McGraw-Hill e, desde então, tem sido uma das principais referências da área de Acústica. O rápido sucesso do livro, considerado na época um dos textos mais proeminentes para cursos avançados sobre fundamentos de acústica e suas aplicações, resultou no lançamento de uma segunda edição publicada pela Acoustical Society of America (ASA) em 1989, com correções de erros tipográficos e a inserção de 30 páginas de apêndice com respostas para os problemas sugeridos pelo autor.

Em 2019, a editora Springer, em parceria com a ASA, utilizou modernos procedimentos óticos para escaneamento das edições anteriores, desenvolvendo ferramentas próprias de reconhecimento de caracteres, gerando um código-fonte confiável em $\text{L}^{\text{A}}\text{T}_{\text{E}}\text{X}$. O próprio Prof. Pierce fez uso de tal código para rearranjar o formato e reconfigurar as equações do texto, além de realizar uma intensiva revisão geral. O resultado: a terceira edição de um clássico, agora revigorado, com tipografia moderna e sem os “defeitos” das edições anteriores.

Este livro introduz os princípios de acústica com o devido rigor matemático (e físico) para quem quer saber seu conteúdo com profundidade. O autor parte da mecânica do contínuo, observando os fenômenos no espaço tridimensional, fazendo uso de propriedades e hipóteses sempre fundamentadas em referências clássicas. Em um primeiro momento, os capítulos iniciais podem *assustar* iniciantes da área, pois sua leitura exige certo conhecimento preliminar de cálculo tensorial e cálculo para funções/campos vetoriais. Porém, as figuras e gráficos modernizados da terceira edição ajudam o leitor a compreender a parte mais abstrata do conteúdo.

Além da dedução das equações fundamentais, o texto traz profundo conteúdo sobre acústica de dutos, radiação sonora, espalhamento, difração, modelos de filtros e ressonadores etc. Além disso, o livro introduz conceitos de acústica de salas, acústica de raios, efeitos de dissipação e efeitos não-lineares na propagação do som. Tudo apresentado com diversos esquemas, tabelas, exemplos e aplicações, complementando o texto primorosamente redigido pelo autor.

Este livro é, sem dúvidas, presença importante na biblioteca de todo pesquisador da área de Acústica e Vibrações.

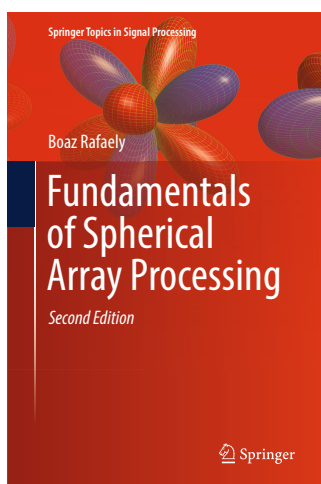
Uma pequena prévia do livro pode ser vista no próprio [site da editora Springer](#). Ademais, é possível também ser obtido no site da [Amazon do Brasil](#) (em versões eletrônica e impressa).

William D'Andrea
Fonseca 

Universidade Federal de
Santa Maria

Av. Roraima n° 1000,
Cidade Universitária
Santa Maria - RS

{will.fonseca}
@eac.ufsm.br



Autor: Boaz Rafaely

Editora: Springer

Ano: 2019 (2 ed.)

ISBN: 978-3319995601

doi: 10.1007/978-3-319-99561-8

Fundamentals of Spherical Array Processing

Entenda arranjos no domínio dos harmônicos esféricos

O autor do livro *Fundamentals of Spherical Array Processing* é o professor [Boaz Rafaely](#), líder do *Acoustic Lab* da Universidade Ben-Gurion do Neguev, em Israel. Atualmente é editor associado do *journal Acta Acustica*, assim como também já foi do *IEEE Signal Processing Letters*. Em seu [currículo](#), constam trabalhos de processamento de sinais e técnicas biauriculares desde o início dos anos 1990. Todavia, a partir dos anos 2000 é que sua produção notável em processamento (digital de sinais) para arranjos emerge. Trabalhando com diversas técnicas combinadas, em 2015 publicou a primeira edição do livro, que faz parte da *Springer Topics in Signal Processing* (Volume 8).

O livro contém um compêndio de boa parte da teoria e prática na utilização de arranjos esféricos de microfones. Ele é voltado a pesquisadores, engenheiros e alunos de pós-graduação (eventualmente também para graduação, dependendo da bagagem de conhecimento).

Na parte inicial são apresentados conceitos básicos para o tema, introduzindo a Transformada de Fourier Esférica e a formulação das ondas no domínio dos harmônicos esféricos, veja [Figura 1](#), sendo temas essenciais para o subsequente tópico de amostragem espacial. Isto é, como os microfones (ou receptores) amostram (ou capturam) o campo acústico que os circundam. De forma semelhante à relação tempo-frequência, cuidados devem ser tomados para evitar os efeitos de *dobramento* (ou *aliasing*) – previamente descritos pelo Teorema de Nyquist.

Nos capítulos consequentes são esclarecidas diversas configurações de arranjos esféricos (incluindo situações com e sem esfera difratora). Técnicas de filtragem espacial no domínio dos harmônicos esféricos (*beamforming*) são aplicadas, incluindo pormenores acerca do desempenho e de como avaliá-lo.

Em 2019 foi lançada a segunda edição do livro, incluindo todas as correções de erratas (quem tiver a primeira edição pode encontrar a lista delas [neste link](#)), além da disponibilização de um excelente *toolbox* de Matlab (junto com um manual), possibilitando um melhor entendimento para o leitor, visto que todos os códigos para gerar as figuras e exemplos do livro estão incluídos (como um tutorial). Os códigos podem ser baixados diretamente do Matlab Central [neste link](#).

Uma pequena prévia do livro pode ser vista no próprio [site da editora Springer](#). Ademais, é possível também ser obtido no site da [Amazon do Brasil](#) (em versões eletrônica e impressa).

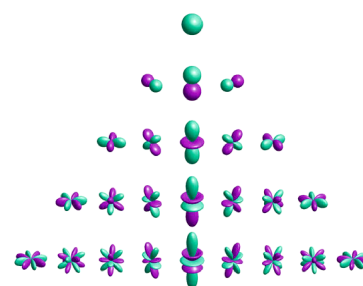




Figura 1: Harmônicos esféricos (adaptado do livro).

(Esta página foi deixada intencionalmente em branco.)

Fernando Diaz  &
Denison Oliveira 

HBK – Hottinger
Brüel & Kjær
Rua Laguna, 276
São Paulo, SP

{fernando.diaz,
denison.oliveira}
@bksv.com

Novo sonômetro Brüel & Kjær Modelo 2245

O novo sonômetro da Brüel & Kjær tem inovações para todos os tipos de usuários, de consultores a pesquisadores

Resumo: Há mais de 60 anos a Brüel & Kjær inventou o primeiro sonômetro portátil do mundo. Todos os sonômetros B&K são desenvolvidos para Classe 1 de precisão, facilidade de uso e flexibilidade sem precedentes. O novo sonômetro B&K 2245 é uma solução de uso intuitivo para medições de ruído. O instrumento é acompanhado de uma variedade de aplicativos, cada um customizado para fornecer funcionalidades para as suas tarefas específicas de medição e/ou análise.

New Sound Level Meter Brüel & Kjær Type 2245

Abstract: It's been over 60 years since Brüel & Kjær invented the world's first portable sound level meter. All B&K sound level meters are designed for Class 1 measurement accuracy, ease-of-use, and unprecedented flexibility. The new B&K 2245 sound level meter is an easy-to-use solution for dedicated noise measurement tasks. The instrument comes with a range of apps, each tailored to provide functionality for your specific measurement and/or analysis job-to-do.

1. Introdução

A tradicional empresa dinamarquesa Brüel & Kjær lançou recentemente o seu novo sonômetro modelo B&K 2245, Classe 1 de precisão. Após meses de testes para aprovação de modelo realizado pelo laboratório alemão PTB (Physikalisch-Technische Bundesanstalt), e posteriormente pela ANATEL (Agência Nacional de Telecomunicações), para homologação dos dispositivos *wireless* [1], o 2245 está disponível para o público brasileiro desde o segundo trimestre de 2020, veja Figura 13.



Figura 13: B&K 2245 oferece soluções integradas para diversos tipos de aplicações.

HBK 
HOTTINGER BRÜEL & KJÆR


HBM


Brüel & Kjær

O B&K 2245 está disponível em 4 versões, cada uma delas desenvolvida com funções específicas de medição e controle voltados para determinados públicos. São elas o 2245-N Noise Partner [2], voltado para o público que necessita de um instrumento para análises apenas em banda larga; o 2245-X Exhaust Noise Partner [3], voltado para o público que necessita de um instrumento para inspeção de ruído de escapamento veicular e controle de qualidade em montadoras de veículos; o 2245-W Work Noise Partner [4], voltado para medições de ruído ocupacional; e o 2245-E Enviro Noise Partner [5] voltado para o público que precisa realizar medições de ruído ambiental.

O 2245-E Enviro Noise Partner é o carro-chefe no Brasil, uma vez que esse é o modelo que atende integralmente as normas ABNT NBR 10151:2019 [6] e ABNT NBR 10152:2017 [7]. Ele disponibiliza as análises em banda larga, integradores, filtros de 1/1 e 1/3 de oitavas, registro temporal tanto das análises de banda larga, quanto de banda estreita, e gravação de áudio. Além disso, como em todos os outros modelos da plataforma, estão disponíveis os recursos de GPS, conexão via cabo USB, Wi-Fi e Bluetooth.

Estão presentes também em toda a plataforma funcionalidades muito úteis aos usuários como o “back-erase”, para eliminar perturbações das medições, correção de campo sonoro em tempo real (correções para campo livre e para campo difuso utilizando o mesmo microfone), detecção automática de protetor de vento e correção também automática em tempo real da influência do protetor de vento. Outra funcionalidade interessante é a auto detecção do calibrador B&K Tipo 4231, o que faz o processo de verificação da calibração simples e intuitivo (veja a Figura 14). Quando utilizado o controle via aplicativo, outras funções muito úteis ficam à disposição dos usuários, como o controle completo de início/pausa/salvar das medições, registro de marcadores, anexar fotos e vídeos às medições, anotações de voz, entre outras.

Uma das características marcantes dos sonômetros B&K não poderia deixar de estar presente no novo modelo da B&K e foi especialmente projetada para alcançar o seu máximo: a ergonomia! O B&K possui o corpo emborrachado para uma pegada mais segura e botões de controle que podem ser acessados diretamente com o polegar da própria mão que segura o sonômetro (vide Figura 14 (a)). Além de ser ergonômico, o 2245 pesa aproximadamente 350 gramas, o que faz dele ideal para ser montado em tripés (ou em hastes de extensão) e ser operado remotamente via aplicativo.

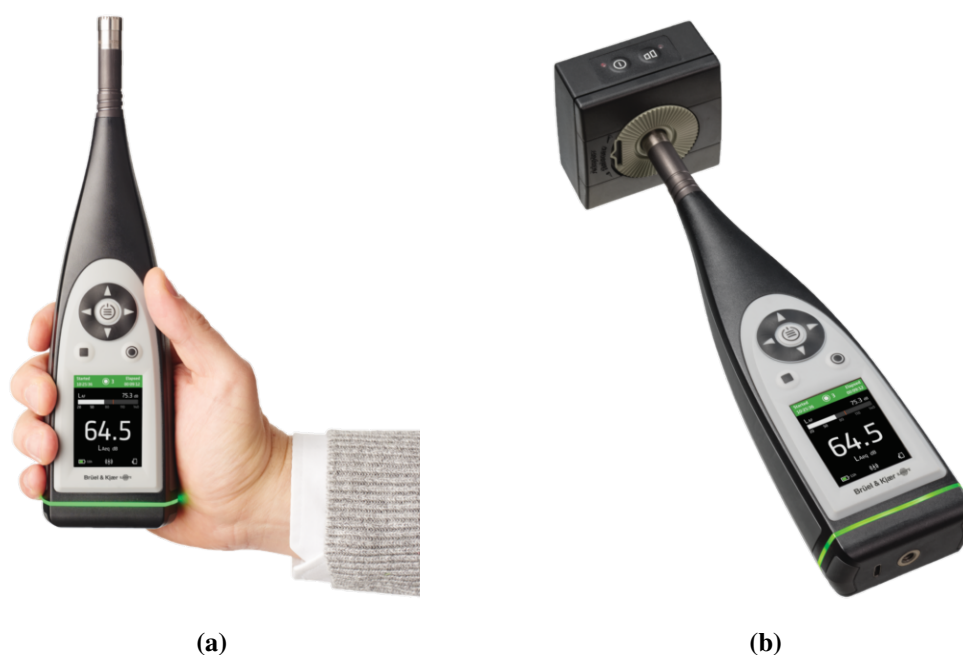


Figura 14: Sonômetro B&K 2245 (a) Ergonomia (b) 2245 + 4231.

2. B&K 2245 especificações técnicas

O B&K 2245 foi projetado para atender as normas internacionais vigentes que regem a construção de sonômetros e filtros. Entre as normas atendidas, pode-se citar: IEC 61672-1:2013 [8] (Class 1); IEC 61260-1:2014 [9] (1/1-octave bands and 1/3-octave bands, Class 1) e WELMEC 7.2 Software Guide - 2014 [10]. As demais normas atendidas podem ser consultadas também no *datasheet* [5] do equipamento. Na Figura 15 (a) pode-se ver a resposta típica do B&K 2245 ante as tolerâncias da norma IEC 61672-1:2013 (Class 1) para diferentes condições.

O B&K 2245 vem equipado com o microfone pré-polarizado de 1/2 polegada Brüel & Kjær Tipo 4966 para campo livre e de alta precisão; este microfone é fabricado conforme a norma IEC 61094-4:1995 [11]. Uma característica marcante dos microfones Brüel & Kjær é a estabilidade de longo prazo. Tal estabilidade se dá graças ao processo de envelhecimento acelerado em que as cápsulas são colocadas em ambientes extremos de alta temperatura e umidade, simulando assim anos de uso. Este processo garante que cada microfone retenha suas características de baixo ruído de fundo (Figura 15 (a)) e relativa alta sensibilidade (50 mV/Pa) por muitos anos. Para mais detalhes sobre o processo produtivo dos microfones Tipo 4966, veja o vídeo disponível em: https://www.youtube.com/watch?v=JQj_-uF117s.

Sabemos que outro parâmetro relevante na qualidade de medição de sonômetros é a forma do próprio aparelho, visto que este influencia no campo acústico no qual está imerso. Tendo isso em vista, o formato do 2245 foi desenvolvido para minimizar as difrações e garantir assim o desempenho ótimo, sem prejudicar a ergonomia do equipamento. Um parâmetro que permite observar a influência do corpo do equipamento na medição é a direcionalidade no plano vertical. Na Figura 15 (b) podem ser observadas as comparações de direcionalidade entre o 2245 (+4966), 2250 (+4189) e microfone 4189 montado com cabo de extensão (use o Acrobat Reader para uma visualização aprimorada).

(a)

(b)

Figura 15: Resultados típicos para o B&K 2245 (a) Resposta em frequência e nível de ruído autogerado (b) Direcionalidade no plano vertical [8, 12] (use as setas embaixo das figuras para alterar entre 1 k, 4 k, 8 k e 20 kHz).

3. Aplicativo e software para PC

A interface do B&K 2245 possui 7 botões e um *display* de alto contraste que possui duas configurações de cor para se adaptar aos diferentes ambientes. Esta interface permite acessar todas as configurações do equipamento, assim como é possível visualizar e analisar os resultados (observe a Figura 16 (a)). Existe a possibilidade de parear o sonômetro com dispositivos Apple® como iPhone®, iPad® ou iPod Touch® (IOS 12.1 ou superior). Essa possibilidade permite que o 2245 seja totalmente operado e configurado à distância, além de adicionar funções como notas de áudio, texto e imagem, assim como a adição e edição de marcadores diretamente da tela do aplicativo.

Operar o 2245 a partir de uma tela maior e sensível ao toque proporciona uma experiência mais intuitiva e confortável, facilitando a operação e análise de resultados em campo. Outra vantagem de poder operar o equipamento remotamente é a não obrigatoriedade do uso de acessórios como cabo de extensão, sendo que o 2245 pode ser montado em uma haste extensora para medir lugares mais afastados como fachadas ou alturas elevadas. Exemplos da tela do aplicativo podem ser observados na Figura 16 (b).

(a)

(b)

Figura 16: Visualização de dados (a) *Display* do B&K 2245 (b) *Display* do iPhone® (use as setas embaixo das figuras para alterar entre distintos *displays*, tanto no 2245 como no iPhone).

O *software* de PC que acompanha o B&K 2245 permite que todos os resultados de medição salvos no sonômetro (assim como as anotações e fotos salvas no *Aplicativo*) sejam transferidos via *wireless* ou via cabo. Assim como no aplicativo para dispositivos móveis, o *software* Enviro Noise Partner para PC é uma excelente ferramenta, intuitiva e fácil de usar. Ele permite adicionar marcadores e isolar sons para investigação ou exclusão. Essas tarefas são ainda mais fáceis com as ferramentas de reprodução de áudio do aplicativo, como a reprodução de alta velocidade com correção de agudos para a revisão de gravações de longa duração. Com objetivo de simplificar o uso, o *software* inclui também integração com Microsoft® Excel® para geração de relatórios customizados.

A versão voltada para ruído ocupacional, Work Noise Partner para PC, permite que as medições sejam organizadas em tarefas (ou grupos de exposição) que podem ser adicionados ao cálculo da exposição em dias úteis (função também disponível no dispositivo móvel). O *software* Work Noise Partner para PC também funciona com o dosímetro de ruído pessoal B&K 4448. Você pode importar medições do dosímetro para um projeto do Work Noise Partner e combinar esses dados com as medições do B&K 2245 para comparar e analisar conforme a necessidade.

4. Protocolo de comunicação aberto – Open API

A abertura da *interface de programação de aplicações* (ou API - *Application Programming Interface*) é a nova realidade da Brüel & Kjaer. Esta tendência pode ser observada na recente liberação para venda da licença da API do B&K LAN-XI. Com a linha de sonômetros não poderia ser diferente, as plataformas 2250/70 e 2245 também possuem essa funcionalidade.

O protocolo utilizado para comunicação é chamado de Web-XI e foi desenvolvido pela B&K baseado em um protocolo RESTful (*Representational State Transfer*), que usa formatação de dados JSON para transferência de dados. Utilizando o protocolo RESTful (usando comandos GET, PUT, POST e DELETE) é possível editar as configurações do sonômetro, buscar parâmetros, resultados e configurar o WebSocket para *streaming* de dados. Estes utilizam um formato compacto de dados binários totalmente documentados para garantir rapidez e comunicação eficiente [13].

O protocolo REST é amplamente estabelecido e utilizado como base para estabelecer comunicações entre serviços alojados em nuvem. Seu uso possui muitas vantagens, entre elas podemos destacar a utilização em múltiplas plataformas que suportem protocolos HTTP, usando uma variedade de linguagens de programação como C#, Objective-C (ou C/C++) ou Python. Para mais informações, documentação e exemplos de códigos acesse nosso repositório no GitHub® por meio do link <https://github.com/hbk-world/Open-Interface-for-Sound-Level-Meter>.

5. O sonômetro ideal para o mercado brasileiro – NBR 10151:2019 e NBR:10152:2017

O sonômetro B&K 2245-E Enviro Noise Partner foi projetado para atender as necessidades do consultor que trabalha com medições de ruído ambiental e precisa atender os requisitos das normas ABNT NBR 10151:2019 [6], ABNT NBR 10152:2017 [7], entre outras. Resistente à poeira e água com IP55, é ideal para uso interno ou externo e vem pronto com tudo o que você precisa para avaliações de ruído ambiental. Os recursos incluem medição simples com uma ampla gama de parâmetros, estatísticas e análise em frequência. O B&K 2245 possui **Certificado de Aprovação de Modelo** emitido pelo PTB e atende a todas as partes das IEC 61672 [8] e IEC 61260 [9]. Com operação intuitiva e de fácil manuseio, e com o auxílio de aplicativos para *smartphone*, a sua tarefa de medição e documentação se torna muito mais simples.

Referências

1. Brüel & Kjær. *B&K 2245 Compliances and type approvals*. Acessado em jul. 2020. Disponível em: <https://www.bksv.com/en/Service/Support/downloads/2245-Downloads/BK-2245-Compliances-and-type-approvals>.
2. Brüel & Kjær. *Datasheet: B&K 2245 Sound Level Meter with Noise Partner*. Acessado em jul. 2020. Disponível em: <https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp0029.ashx>.
3. Brüel & Kjær. *Datasheet: B&K 2245 Sound Level Meter with Exhaust Noise Partner*. Acessado em jul. 2020. Disponível em: <https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp0032.ashx>.
4. Brüel & Kjær. *Datasheet: B&K 2245 Sound Level Meter with Work Noise Partner*. Acessado em jul. 2020. Disponível em: <https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp0031.ashx>.
5. Brüel & Kjær. *Datasheet: B&K 2245 Sound Level Meter with Enviro Noise Partner*. Acessado em jul. 2020. Disponível em: <https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp0030.ashx>.
6. Associação Brasileira de Normas Técnicas. Standard. *ABNT NBR 10151:2019 - Acústica - Medição e avaliação de níveis de pressão sonora em áreas habitadas - Aplicação de uso geral*. [s.n.], 2019 Versão Corrigida: 2020. Disponível em: <https://www.abntcatalogo.com.br/norma.aspx?ID=441496>.
7. Associação Brasileira de Normas Técnicas. Standard. *ABNT NBR 10152:2017 - Acústica - Níveis de pressão sonora em ambientes internos a edificações*. [s.n.], 2017 Versão Corrigida: 2020. Disponível em: <https://www.abntcatalogo.com.br/norma.aspx?ID=441488>.
8. IEC Central Secretary. *IEC 61672-1:2013 - Electroacoustics - Sound level meters - Part 1: Specifications*. Genebra, Suíça, 2013. Edition 2.0. Disponível em: <https://webstore.iec.ch/publication/5708>.
9. IEC Central Secretary. *IEC 61260-1:2014 - Electroacoustics - Octave-band and fractional-octave-band filters - Part 1: Specifications*. Genebra, Suíça, 2014. Edition 1.0. Disponível em: <https://webstore.iec.ch/publication/5063>.
10. WELMEC European Cooperation in Legal Metrology. Standard. *Software Guide (Measuring Instruments Directive 2014/32/EU1)*. [s.n.], 2014. Disponível em: <https://www.welmec.org/documents/guides/72/>.
11. IEC Central Secretary. *IEC 61094-1:2000 - Measurement microphones - Part 1: Specifications for laboratory standard microphones*. Genebra, Suíça, 2000. Edition 2.0. Disponível em: <https://webstore.iec.ch/publication/4485>.
12. Brüel & Kjær. *User Manual: Sound Level Meter Type 2245 for use with Microphone Type 4966*. 2019. Disponível em: <https://www.bksv.com/downloads/2245/instruction%20manual/be1910.pdf>.
13. Brüel & Kjær. *Datasheet: Open Interface for B&K 2245*. Acessado em jul. 2020. Disponível em: <https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp2635.ashx>.

(Esta página foi deixada intencionalmente em branco.)

Ranny L. X. N. Michalski 
Universidade de São Paulo
Rua do Lago, 876
CEP 05508-080
São Paulo - SP

{rannym}
@usp.br

Primeiro Seminário FAU USP sobre Mapeamento Sonoro

O seminário está completamente disponível no YouTube

Resumo: Mapas de ruído são atualmente a principal ferramenta para o diagnóstico da distribuição e quantificação do ruído urbano e, conseqüentemente, para seu gerenciamento e controle. Embora já sejam obrigatórios em vários países, o Brasil ainda está caminhando no assunto. Diante dessa demanda, a Sobrac São Paulo e a Faculdade de Arquitetura e Urbanismo da Universidade de São Paulo realizaram o “Primeiro Seminário FAU USP sobre Mapeamento Sonoro”.

First FAU USP Seminar on Sound Mapping

Abstract: Noise maps are currently the main tool used for the diagnosis of urban noise distribution and quantification, and consequently, its management and control. Although they are already mandatory in several countries, Brazil is still in the initial phase of this subject. Due to this demand, Sobrac São Paulo and the Faculty of Architecture and Urbanism from the University of São Paulo held the “First FAU USP Seminar on Sound Mapping”.

Seminário no



(Playlist)

Cartaz chamada



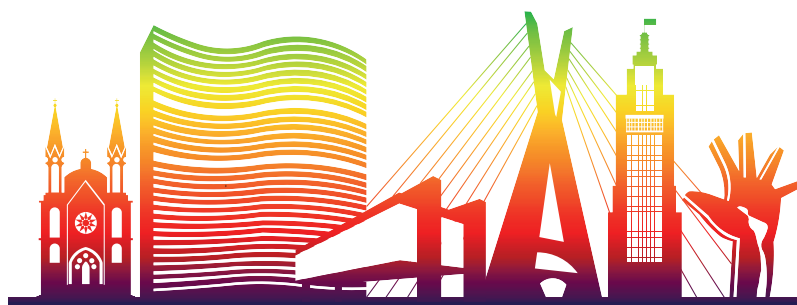
Cartaz programação



(Use o zoom no arquivo PDF para poder observar os detalhes)

1. Introdução

O seminário aconteceu no dia 24 de setembro de 2019, em São Paulo, SP, com o objetivo de divulgar a importância dos mapas de ruído para o planejamento urbano de nossas cidades, além de reunir estudantes, pesquisadores e profissionais da área para discutirem sobre o assunto. O evento foi realizado pela FAU USP e pela Sobrac São Paulo, e organizado pelo Laboratório de Conforto, Ergonomia e Eficiência Energética do Departamento de Tecnologia da FAU USP (LABAUT), pelo Núcleo de Pesquisa em Tecnologia da Arquitetura e Urbanismo da USP (NUTAU) e pelo Núcleo de Apoio à Pesquisa USP Cidades. A Figura 17 mostra o logotipo do evento.



I SEMINÁRIO FAU USP SOBRE MAPEAMENTO SONORO

Figura 17: Logo do Primeiro Seminário FAU USP sobre Mapeamento Sonoro.

Com patrocínios da EMS Brüel & Kjær, da ACOEM group da 01 dB e da GROM Acústica e Vibração, além dos apoios da equipe do Grupo de Conforto Ambiental e do LABAUT da FAU USP, da Sobrac, da ProAcústica, do Instituto de Engenharia e das Seções Técnicas de Produção Editorial e de Audiovisual da FAU USP, o seminário contou com 10 palestras de docentes e pesquisadores conceituados no assunto do Brasil e do Chile. Sua programação foi dividida em palestras, mesas redondas, estudos de caso e pequenas apresentações dos patrocinadores.

2. Breve relato

O “Primeiro Seminário FAU USP sobre Mapeamento Sonoro” teve início às 9h no Auditório Ariosto Mila, da FAU USP. Compuseram a mesa de abertura o vice-diretor da FAU USP, Prof. Dr. Eugenio F. Queiroga, a Professora Livre Docente e Chefe do Departamento de Tecnologia em Arquitetura e Urbanismo da FAU USP, Profa. Dra. Roberta C. K. Mülfarth e a Profa. Dra. Ranny Michalski, idealizadora do evento. O vice-diretor abriu a mesa proferindo algumas palavras a respeito da FAU e do evento, seguido pela Profa. Dra. Roberta, que comentou sobre a importância do conforto ambiental. Por fim, a Profa. Dra. Ranny contou sobre sua iniciativa em realizar o seminário, agradeceu aos participantes, palestrantes, apoiadores e patrocinadores, e abriu o evento convidando a primeira palestrante.

A primeira palestra (Mapa de Ruído: o que é?) foi ministrada pela Profa. Dra. Stelamaris Rolla Bertoli, da Unicamp e presidente da Sobrac. Temas como ruído urbano e dificuldades de sua avaliação foram abordados. A professora falou também sobre as finalidades dos mapas de ruído, explicou a importância da Diretiva Europeia 2002/49/CE, deu exemplos e apresentou informações sobre elaboração de mapas. Por fim, listou a literatura básica sobre o assunto.

A segunda palestra (Mapa de Ruído: estado da arte no Brasil) foi ministrada pela Profa. Dra. Elcione Maria Lobato de Moraes, da UFPA. Ela abordou desde os primeiros estudos sobre ruído de tráfego em 1929 até os estudos atuais de mapeamento sonoro no Brasil.

A terceira palestra (Mapa de Ruído: a lei municipal de São Paulo) foi ministrada pelo Me. Arq. Marcos Holtz, que contou sobre a história da lei municipal que estabelece a elaboração do mapa de ruído de São Paulo.

A quarta palestra (Mapa de Ruído: experiência internacional) foi ministrada pelo Prof. Dr. Enrique Suárez Silva, da Universidad Austral de Chile. Ele apresentou detalhes sobre elaboração de mapas de ruído no Chile e em outros países, como Colômbia, Equador, México e Argentina. Ao final, abordou um tema novo e de muito interesse na área que é a paisagem sonora.

Após as palestras da manhã aconteceu uma sessão de perguntas e debates, com todos os palestrantes no palco, além da professora Ranny atuando como moderadora.

Após o almoço, iniciou-se a segunda parte do evento. A quinta palestra (Mapa de Ruído: como elaborar, dados de entrada e *software*) foi ministrada pelo pesquisador do Laboratório de Conforto Ambiental do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT), Marcelo de Mello Aquilino, abordando métodos de elaboração de mapas de ruído.

A sexta palestra (Desafios de fazer mapas de ruído de grandes cidades brasileiras) foi ministrada pela Profa. Dra. Bianca Carla Dantas de Araújo, da UFRN, que apresentou tópicos como: escala, base de dados, equipamentos e particularidades, além da experiência dos mapas estudados em Natal.

A sétima palestra (Como uniformizar procedimentos de elaboração de mapas de ruído) foi ministrada pela Profa. Dra. Dinara Xavier da Paixão, da UFSM, que apresentou uma proposta de trabalho para a Comissão de Estudo Especial de Acústica da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT/CEE-196). Uma nova mesa redonda aconteceu ao final das palestras, seguida pelo *coffee break*.

Após o intervalo, na última parte do evento, foram apresentados três estudos de caso, seguidos por uma breve apresentação de cada um dos patrocinadores. O primeiro estudo de caso foi apresentado pela Profa. Dra. Elcione de Moraes e abordou o mapa de ruído da cidade de Belém, seguido por uma apresentação da EMS Brüel & Kjaer sobre o *software* Predictor-LimA, proferida pelo gerente de desenvolvimento de negócios, Rafael Zocatelli. O segundo estudo de caso apresentou resultados de simulação da propagação sonora da Linha 13-Jade, da CPTM, e foi ministrado pela Profa. Maria Luiza Belderrain e pelo engenheiro Rafael Vaidotas, ambos da empresa CLB Engenharia. Seguiu-se uma apresentação do engenheiro Gilberto Fuchs de Jesus, da GROM Acústica e Vibração, sobre o *software* SoundPLAN. O terceiro estudo de caso foi apresentado pela engenheira Priscila Wunderlich, gerente técnica da ProAcústica, e teve como tema o mapa piloto da cidade de São Paulo. A última apresentação do seminário foi feita pelo diretor de negócios da 01dB ACOEM group, Nicolas Isnard, sobre o *software* CadnaA.

3. Desdobramento

Após as apresentações, aconteceu uma breve mesa redonda com perguntas e debate, gerando um importante desdobramento do seminário, com a sugestão da criação de um Grupo de Trabalho (GT) sobre o assunto, dentro da Comissão de Estudo Especial de Acústica da ABNT, com o objetivo de reunir esforços para agregar todas as iniciativas de realização de mapas acústicos no Brasil, harmonizando as principais diretrizes e procedimentos. Este desdobramento é um grande passo para uniformizar e harmonizar a elaboração de mapas de ruído em todo o Brasil, assim como para ajudar as cidades a desenvolverem seus próprios mapas.

A fotografia da Figura 18 mostra os palestrantes do evento e as docentes do Grupo de Conforto da FAU USP, Ranny Michalski e Alessandra Shimomura.



Figura 18: Palestrantes do seminário e docentes FAU USP: Bianca Araújo, Marcelo Aquilino, Ranny Michalski, Alessandra Shimomura, Maria Luiza Belderrain, Rafael Zocatelli, Elcione de Moraes, Gilberto Fuchs, Stelamaris Bertoli, Dinara Xavier da Paixão, Rafael Vaidotas, Enrique Suárez Silva, Nicolas Isnard e Priscila Wunderlich.

O “Primeiro Seminário FAU USP sobre Mapeamento Sonoro” foi um sucesso, sendo muito bem avaliado posteriormente por seu público, que atingiu cerca de 200 participantes, oriundos de diversas cidades brasileiras. Caso tenha interesse em assistir, o seminário está completamente disponível no [YouTube da FAU USP](#).

