

Acústica e Vibrações

Sociedade Brasileira de Acústica - Sobrac

Dezembro de 2012 - Vol. 27 ▶ N° 44

As normas técnicas e a responsabilidade dos profissionais que atuam em acústica

Uma metodologia para estimativa virtual da dose de exposição ao ruído ocupacional

Predição do fator de perda de painéis de fuselagem com materiais viscoelásticos utilizando a teoria de estruturas periódicas e o método de elementos finitos

Análise numérica vibroacústica para previsão de níveis de pressão sonora na face posterior um reator elétrico

Avaliação da participação em uma comparação de laboratórios para ensaios de absorção sonora em tubos

Modelagem eletroacústica de alto-falantes utilizados como absorvedores sonoros ativos

Caracterização da absorção sonora de barreiras acústicas corrugadas

Comportamento de painéis ranhurados e perfurados incorporando espumas sintéticas

Análise da acústica urbana no bairro de Lagoa Nova, Natal/RN

Avaliação de inteligibilidade em salas de aula do ensino fundamental a partir das respostas impulsivas biauriculares obtidas com cabeça artificial infantil

Avaliação do desempenho acústico de dispositivo de redução do ruído do tráfego

Expediente

Revista da Sociedade Brasileira de Acústica – SOBRAC

ISSN 1983-442X

UFSM - CT - Sala 212
Av. Roraima nº 1000, Camobi
CEP 97105 900 Santa Maria RS
www.acustica.org.br
e-mail:sobrac@acustica.org.br
Skype ID: sobrac acustica

Diretoria SOBRAC 2010/2014

Presidente: Dinara X. da Paixão
dinaraxp@yahoo.com.br
Vice-Presidente: Newton Sure Soeiro
nsoeiro@ufpa.br
1º Secretário: Gilberto Fuchs de Jesus
gilberto@acustica.org.br
2º Secretário: Krisdany Vinícius S. M. Cavalcante
krisdany@acustica.blog.br
1º Tesoureiro: Roberto Jordan
jordan@acustica.org.br
2º Tesoureiro: Daniel F. Bondarenco Zajarkiewicz
daniel@totalsafety.com.br

Secretaria Executiva: Maria Cristina Rigão Iop
sobrac@acustica.org.br

Conselho 2010 /2012

Stelamaris Bertoli Rolla
Ana Claudia Fiorini
Marco Antônio Nabuco de Araújo
Davi Akkerman
Débora Barreto
Maria Luiza Balderrain
Samir Gerges
João Gualberto Baring
Stephan Paul
Roberto Tenenbaum

Suplentes

Ricardo Eduardo Musafir
Gustavo da Silva Vieira de Melo

Corpo Editorial

Newton Sure Soeiro – UFPA
Gustavo da Silva Vieira de Melo - UFPA

Diagramação

Assessoria de Comunicação SOBRAC
Camila Klein Severo MTB 14916

Sumário

ARTIGOS

03 - As normas técnicas e a responsabilidade dos profissionais que atuam em acústica

Paixão, D.X.; Cavalcante, K. V. S. M

08 - Uma metodologia para estimativa virtual da dose de exposição ao ruído ocupacional

Oliveira Filho, R. H.; Duarte, M. A. V.

14 - Predição do fator de perda de painéis de fuselagem com materiais viscoelásticos utilizando a teoria de estruturas periódicas e o método de elementos finitos

Medeiros, A. A.; Bratti, G.; Dos Santos, M.F.; Cordioli, J. A.; Lenzi, A.

20 - Análise numérica vibro-acústica para previsão de níveis de pressão sonora na face posterior um reator elétrico

Mendonça, A. C.; Braga, D. S.; De Lima, L. O. S.; Silva, P. T. A.; Soeiro, N. S.; Melo, G. S. V.

25 - Avaliação da participação em uma comparação de laboratórios para ensaios de absorção sonora em tubos

Massarani, P. M.

30 - Modelagem eletroacústica de alto-falantes utilizados como absorvedores sonoros ativos

Tavares, J. P. O.; Pasqual, A. M.

35 - Caracterização da absorção sonora de barreiras acústicas corrugadas

Pazos, D.F. P.; Musafir, R. E.

40 - Comportamento de painéis Ranhurados e perfurados incorporando espumas sintéticas

Patraquim, R.; Godinho, L.; Amado Mendes, P.; Neves, A.

49 - Análise da acústica urbana no bairro de Lagoa Nova, Natal/RN

Araújo, B.; Cortês, M.; Duarte, A. B.; Pinto, D.

51 - Avaliação de inteligibilidade em salas de aula do ensino fundamental a partir das respostas impulsivas biauriculares obtidas com cabeça artificial infantil

Melo, V. S. G.; Tenenbaum, R. A.; Musafir R. E.

57 - Avaliação do desempenho acústico de dispositivo de redução do ruído do tráfego

Inácio, O.; Freitas, E.; Raimundo, I.; Fonseca, R.

Editorial

Este número especial da Revista Acústica e Vibrações, novamente editorado pela Diretoria da SOBRAC – Regional Norte, é inteiramente composto por artigos selecionados dos Anais do XXIV Congresso da Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC 2012), realizado pela primeira vez na região Norte, em Belém-PA, de 29 de maio a 01 de junho de 2012.

Para a composição da revista, foram escolhidos artigos de todas as sessões do evento, tomando por base as avaliações do corpo de revisores do Comitê Científico do SOBRAC 2012.

Os participantes do SOBRAC 2012 consideraram o evento um verdadeiro sucesso, de modo que este número especial da Revista vem coroar todo o esforço empreendido, a partir da coletânea de alguns dos principais artigos que mais contribuíram para elevar o nível técnico-científico do Evento.

Os editores aproveitam este espaço para, mais uma vez, agradecer a todos que, de forma presencial ou não, contribuíram para o sucesso obtido na realização do SOBRAC 2012 e deseja que o próximo evento seja ainda maior, de modo a marcar um crescimento contínuo e sólido da nossa Sociedade Brasileira de Acústica.

Newton Sure Soeiro

Gustavo da Silva Vieira de Melo

AS NORMAS TÉCNICAS E A RESPONSABILIDADE DOS PROFISSIONAIS QUE ATUAM EM ACÚSTICA

Paixão, D. X.*

* Presidente da SOBRAC, Professora na UFSM, Santa Maria, RS, dinara.paixao@eac.ufsm.br

Cavalcante, K.V.S.M*

* Coordenador da Comissão de Desempenho Acústico de Edificações (CB02/ABNT), Belo Horizonte, krisdany@metronacustica.com.br

Resumo

O texto enfoca a importância da participação dos profissionais da Acústica e áreas afins no processo de elaboração das normas técnicas, enfatizando o caso brasileiro em seus aspectos de atualidade e perspectivas. Esclarece como participar desse processo e explica o Sistema Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial. Propõe uma reflexão sobre os desafios que estão sendo colocados às pessoas e às instituições que atuam nessa área no Brasil, comentando as novas exigências que estão sendo propostas nas normas brasileiras do setor. Conceituações e documentos são apresentados e correlacionados com os principais pontos de interesse dos profissionais e das empresas do setor. O artigo estimula a participação séria e comprometida com a construção de novos rumos que atendam às necessidades e que viabilizem o crescimento, no Brasil, da Acústica e suas áreas afins.

Palavras-chave: Acústica no Brasil, Normalização em Acústica, Normas Técnicas, SOBRAC.

1. Introdução

As atividades desenvolvidas em Acústica e nas suas áreas afins estão fundamentadas em normas técnicas que especificam terminologias, procedimentos, critérios, dentre outros fatores que se constituem em determinantes na elaboração de projetos e execuções.

As normas técnicas da ABNT e da ISO, por exemplo, remetem a siglas, instituições e decisões que interferem diretamente na vida das pessoas, em todos os setores.

É necessário, por isso, compreendê-las e, principalmente, participar efetivamente dos processos de desenvolvimento desse tipo de documento, que é fundamental na produção de produtos e serviços presentes no dia a dia da comunidade.

Além das normas técnicas que visam garantir a qualidade de produtos e serviços, há aquelas que auxiliam na preservação do meio ambiente e outras que buscam garantir condições adequadas para a saúde e a segurança das pessoas.

É possível identificar normas técnicas específicas para os materiais e equipamentos das edificações, para os móveis, para as roupas, para os alimentos, para os eletrodomésticos, para brinquedos e muito mais.

Todos podem participar da elaboração de normas técnicas. Quem efetivamente participa? Quantos assumem verdadeiramente a responsabilidade pelas decisões que delineiam ou interferem diretamente nos rumos de sua vida?

A Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC) está mobilizando esforços junto à Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) para a criação do Comitê Brasileiro de Acústica, a exemplo do que existe - há anos - na ISO (International Organization for Standardization). O primeiro passo é a instalação de uma Comissão Especial

de Estudos em Acústica (CEE). O sucesso dessa etapa, no entanto, depende da efetiva participação dos profissionais que detém o conhecimento e atuam em Acústica, Vibrações, Áudio, Bioacústica e demais áreas afins.

2. A normalização no Brasil

A legislação federal brasileira procura estabelecer normas de proteção e defesa do consumidor e, há mais de duas décadas, existe a Lei nº 8.078 de 11 de setembro de 1990, conhecida como Código de Defesa do Consumidor, cujo texto original tem sido alvo de diversas alterações ao longo dos anos.

Essa lei, em seu artigo 39, na seção IV, que trata *das práticas abusivas*, preceitua uma série de itens que são vedados ao fornecedor de produtos e serviços e, em seu item VIII, enfatiza a questão das normas técnicas, destacando como proibição: VIII - colocar, no mercado de consumo, qualquer produto ou serviço em desacordo com as normas expedidas pelos órgãos oficiais competentes ou, se normas específicas não existirem, pela Associação Brasileira de Normas Técnicas ou outra entidade credenciada pelo Conselho Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (Conmetro). (BRASIL, 2012)

Observa-se que é um tema complexo, pois apenas nesse item são citados o Conselho Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (Conmetro), órgãos oficiais e, ainda, a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT).

Ao contrário do que muitos pensam, a ABNT não é uma entidade pública. Trata-se de uma entidade privada, sem fins lucrativos, de utilidade pública, que atua desde 1940, constituindo-se numa das entidades de normalização mais antigas do mundo.

Poucos sabem que a ABNT é membro fundadora da ISO e

sua representante oficial no Brasil. É membro fundadora, também, da Comissão Pan-americana de Normas Técnicas (COPANT) e da Associação Mercosul de Normalização (AMN). Representa, ainda, a International Electrotechnical Commission (IEC) no Brasil.

Esse contexto todo parece muito técnico e distante do cidadão comum, mas até um livro, por exemplo, é fruto de uma grande quantidade de normas técnicas de produtos e serviços – e não somente para os equipamentos gráficos, tintas e papéis. Cada autor precisa seguir normas técnicas que padronizam a forma de escrever, fazer citações, apresentar referências bibliográficas, entre outros detalhamentos formais do texto.

Os textos científicos, em especial, seguem rígidos padrões internacionais, que possibilitam a troca de informações, estabelecendo a necessidade de uma fundamentação teórica e a detalhada descrição das atividades, o que viabiliza a repetição de experimentos, que é uma das exigências para o reconhecimento dos avanços da ciência. A comunidade, em sua maioria, nem imagina que pode acompanhar, votar e até propor normas técnicas. E, em tempos de internet, isso não está tão distante da realidade de cada um.

3. A elaboração de uma norma técnica no Brasil

Para a elaboração de uma norma técnica, o primeiro passo é apresentar à ABNT uma demanda, que pode ser decorrente do interesse de qualquer pessoa, empresa ou entidade privada ou governamental. Se considerada viável pelo Conselho Técnico, a solicitação é encaminhada para o respectivo Comitê Técnico (CB), Comissão Especial (CEE) ou Organismo de Normalização Setorial (ONS), grupos que, atualmente, somam quase duas centenas na ABNT. (ABNT, 2012)

A elaboração de uma norma nasce de uma Comissão de Estudos instituída dentro de um CB, CEE ou ONS. Na Comissão de Estudos estão – obrigatoriamente – representados três segmentos: produtores, consumidores e neutros. Os neutros são os representantes de universidades, centros de pesquisa e outras instituições que possuem conhecimento técnico-científico sobre o assunto. Essa participação é voluntária, sem nenhuma remuneração ou ressarcimento de despesas.

4. Como participar da elaboração de normas técnicas no Brasil

Para participar do processo de discussão e elaboração de uma norma há a possibilidade das pessoas associarem-se à ABNT de forma individual ou como pessoa jurídica. É viável, também, representar entidades governamentais ou da sociedade civil.

A implementação de um programa computacional – o *Livelink* – possibilitou que, de qualquer parte do mundo, um brasileiro possa acompanhar e opinar sobre as normas

brasileiras em elaboração. Além disso, há o direito de qualquer interessado se manifestar, através da internet, na Consulta Nacional, mesmo sem ser associado à ABNT, sem qualquer ônus, “a fim de recomendar à Comissão de Estudo autora: a aprovação do texto como apresentado; a aprovação do texto com sugestões; ou sua não aprovação, devendo, para tal, apresentar as objeções técnicas que justifiquem sua manifestação.” (ABNT, 2012)

Cada voto da Consulta Nacional é analisado pela Comissão de Estudos e, quando há objeções técnicas aceitas pela comissão, levando a alterações do texto anteriormente publicado, uma nova Consulta Nacional é realizada.

Os projetos em Consulta Nacional estão disponíveis gratuitamente através do endereço eletrônico: <http://www.abntonline.com.br/consultanacional/> - onde é possível visualizar, imprimir e apresentar sugestões aos Projetos de Norma da ABNT e, também, do Mercosul.

5. O Sistema Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (SINMETRO)

Criado em 1973, o Sinmetro é “constituído por entidades públicas e privadas, que exercem atividades relacionadas com metrologia, normalização, qualidade industrial e certificação da conformidade.” (INMETRO, 2012)

O órgão normativo do SINMETRO é o Conselho Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (CONMETRO), que é presidido pelo Ministro do Desenvolvimento, Indústria e Comércio Exterior, mas apresenta uma constituição plural, com representação dos consumidores.

Integram o Conmetro os ministros do Desenvolvimento, Indústria e Comércio Exterior; da Ciência e Tecnologia; da Saúde; do Trabalho e Emprego; do Meio Ambiente; das Relações Exteriores; da Justiça; da Agricultura, Pecuária e do Abastecimento; da Defesa; o Presidente do Inmetro e os Presidentes da Associação Brasileira de Normas Técnicas - ABNT, da Confederação Nacional da Indústria - CNI, da Confederação Nacional do Comércio - CNC e do Instituto de Defesa do Consumidor - IDEC. (INMETRO, 2012)

O CONMETRO tem, entre suas competências, a formulação, coordenação e supervisão da política nacional de metrologia, normalização industrial e certificação da qualidade de produtos, serviços e pessoal. É responsável por harmonizar os interesses públicos, das empresas industriais e dos consumidores, bem como estabelecer regulamentos técnicos, fixar critérios e procedimentos para certificação da qualidade e para aplicação das penalidades nos casos de infração a algum dispositivo da legislação vigente. Está entre suas atribuições, também, coordenar a participação nacional nas atividades internacionais de metrologia, normalização e certificação da qualidade. Apesar da alteração na

denominação de alguns ministérios, nos documentos oficiais os nomes antigos estão preservados (INMETRO, 2012)

Para assessorar tecnicamente o CONMETRO foram criados seis comitês e uma secretaria executiva, que é exercida pelo Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia. Embora sua sigla seja bem conhecida da comunidade, é interessante ressaltar que o INMETRO tem como missão: “prover confiança à sociedade brasileira nas medições e nos produtos, através da metrologia e da avaliação da conformidade, promovendo a harmonização das relações de consumo, a inovação e a competitividade do País.” (INMETRO, 2012)

Resumindo, no Sistema Nacional (SINMETRO) a responsabilidade de formular, coordenar e supervisionar a Política Nacional sobre Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial é do CONMETRO, que atua fundamentado em Regulamentos Técnicos e Normas Brasileiras (NBRs). Os primeiros são decorrentes de Órgãos Regulamentadores, que são autarquias governamentais com autoridade de regulamentação técnica em áreas como saúde, segurança, meio ambiente e defesa do consumidor. As normas existem em todas as áreas e são elaboradas de forma voluntária, através da ABNT, que é um organismo privado, reconhecido como de utilidade pública.

6. A diferença entre a legislação e a normalização

Em Acústica, o que se observa em alguns casos é uma sobreposição entre o papel de uma norma técnica e o de uma lei, sobretudo na área ambiental onde a estrutura jurídica brasileira é concorrencial entre união, estados e municípios.

Enquanto uma norma técnica é elaborada em consenso entre representantes de consumidores, empresas produtoras e entidades neutras, uma Lei é proposta por senadores, deputados ou vereadores ou ainda por representantes dos poderes executivos municipal, estadual e federal. Raramente uma lei nasce de uma iniciativa popular e em consenso entre as partes interessadas.

Depois de publicada, uma norma técnica passa por revisões periódicas, de modo a assegurar que esteja sempre em harmonia com o estado da arte. No Brasil, a periodicidade praticada pela ABNT é de cinco em cinco anos, quando cada norma técnica vigente é submetida a uma nova Consulta Nacional, para sua confirmação, cancelamento ou revisão. Diferentemente, uma lei é um instrumento normativo de caráter perene, que após ser sancionada, raramente é revogada ou alterada, exceto quando há forte pressão política de alguma parte interessada.

Nesse princípio, deve-se assegurar que o conteúdo de uma lei não aborde aspectos de caráter técnico como definições, instrumentação e metodologia de ensaio e medições, dentre outros. Assuntos que necessitam ser

periodicamente revisados devem estar contidos exclusivamente nos textos de normas técnicas. Já aspectos que envolvem hábitos culturais ou que sejam da competência constitucional da união, estados e municípios, tais como planejamento de uso e ocupação do solo, políticas preventivas de informação e educação, ou reativas de fiscalização e punição, dentre outros, devem ser objeto de leis estaduais e municipais.

Até a data de publicação deste artigo não havia nenhuma Lei Federal vigente que abordasse questões relacionadas à Acústica. São inúmeras, no entanto, as leis municipais que abordam essa matéria ou criam políticas municipais de fiscalização da poluição sonora, como, por exemplo, o Programa de Silêncio Urbano – Psiu da Prefeitura de São Paulo/SP, o Disque Sossego de Belo Horizonte/MG e o Disque Silêncio de Vitória/ES. No entanto, algumas leis municipais apresentam definições e procedimentos técnicos, dificultando sua harmonização com as periódicas atualizações das normas técnicas brasileiras.

Atualmente está em tramitação no Congresso Nacional um Projeto de Lei que prevê a implantação de uma Política Nacional de Conscientização, Prevenção, Controle e Fiscalização das Emissões Sonoras, que estabelece, dentre outros, a competência da União, Estados e Municípios sobre esta matéria, bem como os papéis de autarquias e conselhos na formulação e na execução de políticas públicas. O projeto prevê ainda que a receita proveniente da arrecadação de multas será aplicada exclusivamente em programas de conscientização e prevenção da poluição sonora, bem como na aquisição de instrumentação e na capacitação dos agentes de fiscalização. Este mesmo projeto, cuja tramitação tem sido acompanhada de perto pela SOBRAC, também prevê que os instrumentos técnicos a serem adotados na aplicação desta lei serão os normativos técnicos publicados pela ABNT.

7. As normas brasileiras na Acústica e áreas afins

A rigor, a adoção de uma norma técnica é de caráter voluntário. No entanto, a Resolução número 01 de 1990 do Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA – estabelece que as questões afetas à acústica ambiental sejam tratadas em atendimento à norma técnica brasileira ABNT NBR 10151. (CONAMA, 1990). Assim, esta norma técnica brasileira assumiu um caráter normativo legal.

Existem, atualmente, aproximadamente sessenta normas técnicas publicadas pela ABNT que tratam de Acústica, elaboradas em diferentes Comitês, em diferentes épocas. Com isso, há conflitos e contradições. A ABNT NBR 13368 (Ruído gerado por aeronaves – Monitoração), em vigor desde 1995, por exemplo, define “Ruído Ambiente” como sendo um “som global em um dado ambiente e período de tempo” que “usualmente é composto por sons de muitas fontes próximas e distantes”. Define também “ruído de fundo” como aquele “provocado por todas as fontes, exceto aquela em estudo” e estabelece ainda “Lra”

como nível de ruído aeronáutico. (ABNT, 1995). Diferentemente, a ABNT NBR 10151, em vigor desde 2000, quando foi revisada pelo Comitê Brasileiro de Construção Civil, estabelece L_{ra} como “nível de ruído ambiente” e o define semelhantemente à definição de ruído de fundo (L_{rf}) da ABNT NBR 13368. Assim, em caso de aplicação conjunta dessas duas normas têm-se L_{rf} da ABNT NBR 13368:1995 equivalente ao L_{ra} da ABNT NBR 10151:2000, enquanto que o L_{ra} da ABNT NBR 13368:1995 análogo ao ruído aeronáutico, ou seja, ao objeto da medição estabelecido por esta norma. Outro ponto de fundamental diferença, diz respeito aos critérios de aplicação da ABNT NBR 10151:2000, que são todos fixados para a curva de ponderação “A”, com os resultados apresentados em dB(A). A norma ABNT NBR 13368, no entanto, fixa seus critérios apenas em L_{eq} com os resultados apresentados em dB, o que, a rigor, remete à interpretação de que a ponderação “A” não deve ser aplicada às medições.

Outros exemplos de redundância e conflito de publicação ocorrem entre o Anexo 1 da ABNT NBR 10151:2000 e a ABNT NBR 13369:1995 em que ambos propõem métodos para cálculo e determinação do nível de pressão sonora equivalente – L_{eq} – e entre as normas técnicas ABNT NBR 131368:1995 e a ABNT NBR 7731:1983, ambas elaboradas pelo Comitê Brasileiro de Aeronáutica e Espaço e que definem diferentemente termos como Campo Difuso e Campo Livre, dentre outros.

8. As novas exigências das normas brasileiras na Acústica e áreas afins

Durante a elaboração deste artigo estão em fase final de elaboração novos projetos para as normas ABNT NBR 10151 e ABNT NBR 1052. Os novos projetos trazem uma completa revisão terminológica, tendo como referência a ISO 1996 partes 1 e 2. Estabelecem novos critérios quanto à instrumentação, calibração e elaboração de relatórios de medição e apresentam um método objetivo para caracterização e medição de sons tonais. Ambos os projetos foram elaborados também considerando dois métodos de medição, um simplificado, baseado apenas na medição do nível de pressão sonora equivalente ponderado em “A” – L_{Aeq} e um detalhado, onde se faz necessária a execução de medição em bandas de 1/1 ou 1/3 de oitavas.

A nova ABNT NBR 10151 incorpora também a medição e caracterização de níveis de pressão sonora resultantes de sons impulsivos, a partir de descritores de níveis de pico (L_{peak}), enquanto a ABNT NBR 10152 incorpora avaliações dos níveis máximos de pressão sonora a partir dos resultados ponderados em “A” e em $Slow - L_{ASmax}$.

Acolhidas as contribuições apresentadas à comissão técnica responsável pela revisão dessas duas normas técnicas, houve também a necessidade de alteração de seus títulos, passando a incorporar o objeto técnico e o campo de aplicação, onde a ABNT NBR 10151 terá seu uso exclusivamente para medições de níveis de pressão

sonora em ambientes abertos (*outdoor*), enquanto a ABNT NBR 10152 tratará apenas de medições em ambientes internos às edificações.

Ainda quanto ao escopo, ambas foram revisadas visando atender às inúmeras aplicações, seja ao planejamento de uso e ocupação do solo urbano, à avaliação sonora de impacto ambiental de empreendimentos e às condicionantes de licenciamentos ambientais que fixam monitoramentos periódicos dos níveis de pressão sonora. Já a ABNT NBR 10152 tem seus critérios fixados em função da finalidade de uso de ambientes internos a uma edificação e será utilizada tanto para orientação de projetos acústicos quanto em avaliações das condições sonoras de uso de um ambiente construído.

Assim que esses projetos sejam publicados, provavelmente em 2013, essas normas passarão a ser complementares entre si e não mais concorrentes. A mesma harmonização deverá ser feita com as normas de desempenho de edificações, sempre de modo complementar, sem concorrência ou sobreposição entre o escopo de uma ou o de outra.

Como exemplo dessas aplicações tem-se o caso de se estudar os níveis de pressão sonora em uma determinada área do ambiente urbano através da ABNT NBR 10151, que recomenda diferentes critérios de acordo com a finalidade de uso e ocupação do solo. Conhecidos os níveis de pressão sonora nessa área, verificado se eles estão ou não em acordo com o recomendado, sabendo-se que uma edificação a ser construída neste local deverá ter seus ambientes utilizados para uma ou outra finalidade (conforme os critérios apresentados na ABNT NBR 10152) utilizar-se-á a ABNT NBR 15575 (Edifícios habitacionais de até cinco pavimentos – Desempenho) para determinar e projetar o desempenho acústico da fachada e demais elementos construtivos desta edificação, de modo que, após construído, ao se realizar novas medições de níveis de pressão sonora no entorno desta edificação (ABNT NBR 10151) e no interior de seus ambientes (ABNT NBR 10152) todos os resultados estejam de acordo com os critérios recomendados.

9. Considerações Finais

Há ainda muito a ser feito no Brasil no campo da normalização técnica e das legislações em Acústica, como pode ser observado a partir do exposto no texto. As questões ambientais, de construção civil, fabricação e certificação de produtos e serviços, dentre outros, são assuntos que precisam constante atualização e acompanhamento.

Todas estas demandas somente serão atendidas com uma forte participação de todos os profissionais, empresas, consumidores e entidades direta e indiretamente interessadas no desenvolvimento dessa área no Brasil.

A Diretoria da Sociedade Brasileira de Acústica, (SOBRAC) consciente da importância e necessidade desse tema, não tem poupado esforços junto à ABNT e ao Congresso Nacional, visando, respectivamente, à

implantação da Comissão Especial de Acústica (CEE) e à aprovação do Projeto de Lei que cria a Política Nacional de Conscientização, Prevenção, Controle e Fiscalização das Emissões Sonoras.

É fundamental, no entanto, a participação de todos os associados da SOBRAC, tendo em vista a pluralidade de suas formações técnicas, que é extremamente significativa para a elaboração de textos normativos e legislações adequadas tecnicamente, em todas as instâncias.

Referências

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). NORMAS TÉCNICAS: o que eu ganho com isso?. Disponível em: <http://www.abnt.org.br/m3.asp?cod_pagina=1077>. Acesso em: 10 mar 2012.

BRASIL. **Presidência da República - Casa Civil - Subchefia para Assuntos Jurídicos. Disponível em:** <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/leis/L8078.htm>. Acesso em 10 mar 2012.

CONAMA, Res. 01 de 1990

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA (INMETRO). Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br>>. Acesso

UMA METODOLOGIA PARA ESTIMATIVA VIRTUAL DA DOSE DE EXPOSIÇÃO AO RUÍDO OCUPACIONAL

Oliveira Filho, R. H.* ; Duarte, M. A. V^o

*Escola de Engenharia Elétrica e de Computação, Universidade Federal de Goiás, Av. Universitária, 1488, Setor Leste Universitário, CEP 74605-010, Goiânia - Goiás - Brasil;

^oFaculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila, 2121, CEP 38400-902, Uberlândia - MG - Brasil.

Resumo

A perda auditiva induzida pelo ruído ocupacional (PAIRO) é a única patologia causada pelo ruído reconhecida pela legislação brasileira. A Consolidação das Leis do Trabalho no Brasil, na Portaria 3.214, NR-15, estabelece os limites de exposição para trabalhadores, visando protegê-los de danos auditivos. Através da NR-7, estabelece a obrigatoriedade dos exames audiométricos admissionais, periódicos e demissionais, limites de exposição e diferenciação ruídos contínuos e impulsivos. A Norma de Higiene Ocupacional NHO 01 de 2001 da FUNDACENTRO estabelece critérios e procedimentos para a avaliação da exposição ocupacional ao ruído, introduz o conceito de nível de exposição como um dos critérios para a quantificação e caracterização da exposição, além de considerar a utilização de medidores integradores e de leituras instantâneas. Apesar de propiciar uma avaliação segura, fica evidente que é necessária a exposição para que seja realizado o procedimento. Visando evitar tal exposição, foi criada uma metodologia que utiliza um prévio mapeamento ou identificação dos níveis de ruído no ambiente de trabalho além da rotina de trabalho, para prever a dose de exposição de um dado grupo homogêneo. Utilizaram-se dois algoritmos para prever a probabilidade de o funcionário estar em qualquer local da planta, o primeiro levando em consideração a distância do funcionário ao ponto avaliado e a segunda através de uma rede neural probabilística. Foi possível, prever uma faixa de avaliação, utilizando o valor médio e a variância resultantes da repetibilidade das simulações, para predição da dose de exposição ao ruído ocupacional.

Abstract

The occupational noise induced hearing loss (ONIH) is the only disease caused by noise recognized by Brazilian law. The Labor Laws Consolidation in Brazil, in Ordinance 3214, NR-15, establishes the limits of noise exposure for workers, aiming to protect them from hearing damage. This Ordinance by NR-7, establishes the obligation of entrance, periodic and resignation audiometric exams, to establish exposure limits and differentiate impulsive and continuous noise. The Standard Occupational Hygiene NHO 01, 2001 from FUNDACENTRO establishes criteria and procedures for the evaluation of occupational noise exposure, introduces the concept of exposure level as a criterion to quantification and characterization of occupational, beyond consider the use of integrators and instantaneous readings. Although it provides a secure evaluation, it is evident that the exposure is required to be performed the procedure. Seeking to avoid such exposure, it was developed a methodology that utilizes a prior mapping or identification of noise levels in the workplace beyond the routine work, to predict the dose of exposure of a given homogeneous group. . Seeking to avoid such exposure, it has been hypothesized to create a system to predict the dose of exposure even before the task execution. It was thus proposed in this work to develop a methodology that utilizes a prior mapping and identification of sources of noise in the workplace beyond the routine work of the employee, to predict the dose of exposure to occupational noise of a given homogeneous group. They were used two algorithms to predict the likelihood that the employee be anywhere in the plant, the first taking into consideration the distance of the official point evaluated and the second by a probabilistic neural network. It was possible to provide a full assessment, using the mean and the variance resulting from the repeatability of simulations to predict the dose of exposure to occupational noise.

Palavras-chave: Higiene Ocupacional, Acústica, Dosimetria, PAIRO.

1. Introdução

Os dados epidemiológicos sobre perda auditiva no Brasil são escassos e referem-se a determinados ramos de atividades e, portanto, não há registros epidemiológicos que caracterizem a real situação (BRASIL, 2006).

Em um estudo realizado por Harger e Barbosa-

Branco (2004), foram avaliados 152 trabalhadores de marmoraria, tendo a população idade com mediana e moda iguais a 30 anos e média de tempo de exposição ocupacional ao ruído de 8,3 anos. Das audiometrias avaliadas, 48% apresentaram algum tipo de perda auditiva. Dentre os alterados, 50% apresentaram audiogramas compatíveis com perda auditiva induzida

pelo ruído ocupacional (PAIRO) e 41% com início de PAIRO. Entre os trabalhadores com PAIRO, 57,1% apresentaram alteração bilateral, 17,1% em orelha direita e 25,7% em orelha esquerda. Entre aqueles com início de PAIRO, 13,9% foram bilaterais, 19,4% em orelha direita e 66,7% em orelha esquerda.

Caldart et al. (2006) realizaram um estudo transversal em amostra causalizada de 184 trabalhadores do setor têxtil, divididos proporcionalmente em cada setor, avaliados através de entrevista, exame otoscópico e audiometria ocupacional. A prevalência de PAIRO foi 28,3%, com predomínio de perdas auditivas de grau I (46,2%), segundo a classificação de Merluzzi. Os sintomas mais frequentes foram hipoacusia (30,8%), dificuldade de compreensão da fala (25%), zumbido (9,6%), plenitude auricular (5,8%), tontura (3,8%) e otalgia (3,8%). O setor com maior índice de PAIRO foi engenharia industrial com 44,4%, seguidos da fiação com 38,9% e tecelagem com 38,8%, BET (beneficiamento, estamparia e tinturaria) com 23,8% e administração com 3,8%. A faixa etária mais acometida foi de 50 a 64 anos. Os trabalhadores com mais de 20 anos de empresa foram os mais afetados (42,9%). A ocorrência de PAIRO foi significativa no grau I, associada à hipoacusia. Os setores de maior risco na indústria são a engenharia, fiação e tecelagem. Houve um aumento dos casos com a idade e tempo de exposição.

Nota-se que os dados disponíveis sobre as ocorrências dão uma ideia parcial da situação de risco relacionada à perda auditiva (BRASIL, 2006).

Estima-se que 25% da população trabalhadora exposta (BERGSTRÖM; NYSTRÖM, 1986; CARNICELLI, 1988; MORATA, 1990; PRÓSPERO, 1999 apud BRASIL, 2006) seja portadora de PAIRO em algum grau. Apesar de ser o agravo mais frequente à saúde dos trabalhadores, ainda são pouco conhecidos seus dados de prevalência no Brasil. Isso reforça a importância da notificação, que torna possível o conhecimento da realidade e o dimensionamento das ações de prevenção e assistência necessárias.

Se, por um lado, são inúmeras as soluções técnicas de combate ao ruído, o mesmo não se passa com a formação dos trabalhadores e a sensibilização para a adoção de comportamentos preventivos (BERGER, 2001). Deve-se levar em consideração que um projeto ou procedimento para o controle dos níveis de ruído deve ser iniciado nas próprias fontes geradoras e não nos funcionários.

As técnicas de controle de ruído vêm sendo desenvolvidas ao longo dos anos, embora ainda sejam, em sua grande maioria, específicas de cada caso. Isso devido às particularidades de diversas características como as instalações industriais, a localização e o tipo de máquinas ruidosas e as condições socioeconômicas e do meio ambiente (MELLO, 1999).

Segundo Fernandes (2002), a Norma NBR-10.152 "Níveis de Ruído para Conforto Acústico" fixa limites de ruído visando o conforto ambiental. Para avaliação da insalubridade por ruído em locais de trabalho, a

Consolidação das Leis do Trabalho, na Portaria 3.214, NR-15, estabelece os limites de exposição ao ruído para trabalhadores brasileiros, visando protegê-los de danos auditivos. Tal Portaria ainda constitui um enorme avanço para a prevenção das doenças ocupacionais, incluindo as disacusias sensorineurais ocupacionais por ruído. Esta Portaria, através da NR-7, estabelece a obrigatoriedade dos exames audiométricos admissionais, periódicos e demissionais sempre que o ambiente de trabalho apresentar níveis de pressão sonora superiores a 85 dB(A) em 8 horas contínuas de exposição. Estabelece limites de exposição e diferencia ruídos contínuos e impulsivos.

A Norma ISO 1999 (1990) atribui uma forma de cálculo para a previsão de risco de perda auditiva à população exposta, de acordo com a faixa etária e exposição, segundo o nível de pressão sonora equivalente contínuo - Leq de 8 horas diárias de exposição. Além da atribuição do risco, determina a perda auditiva de uma população otologicamente normal não exposta ao ambiente ruidoso (ALMEIDA, 2000).

A Norma de Higiene Ocupacional NHO 01 de 2001, redigida pela FUNDACENTRO, estabelece critérios e procedimentos para a avaliação da exposição ocupacional ao ruído, que implique risco potencial de surdez ocupacional. Ainda introduz o conceito de nível de exposição como um dos critérios para a quantificação e caracterização da exposição ocupacional (dose) ao ruído contínuo ou intermitente, além de considerar a possibilidade de utilização de medidores integradores (dosímetros) ou ainda medidores de leituras instantâneas (decibelímetros) com o auxílio e um cronômetro.

Apesar de propiciar uma avaliação segura e posterior melhoria nas condições de trabalho dos trabalhadores, fica evidente que é necessário a exposição ao ruído do trabalhador em sua rotina de trabalho para que seja realizado o procedimento.

Visando evitar tal exposição, foi criado um sistema de previsão da dose antes mesmo do trabalhador executar sua tarefa.

Sabe-se que, para o cálculo da dose de exposição ao ruído ocupacional, é necessário o conhecimento de pelo menos três dados:

- Os níveis de pressão sonora no ambiente de trabalho;
- A rotina de trabalho executada;
- O tempo em cada uma das atividades realizadas durante a jornada de trabalho.

O cálculo da dose é realizado para um grupo homogêneo específico, formado por trabalhadores lotados em um mesmo nicho, com as mesmas funções e tarefas.

Quando se analisa um grupo homogêneo, deve ser levado em consideração que existem pessoas de diferentes perfis, sendo algumas mais rápidas e outras mais lentas na execução de tarefas, contudo a dosimetria de um único componente desse grupo é representativa de todos os outros membros do mesmo grupo.

O que se pretendeu com o desenvolvimento deste trabalho foi prever um intervalo de confiança para a dose de

exposição ao ruído para um trabalhador ou grupo homogêneo, utilizando para tanto somente os três dados já listados, mas cujo resultado consiga englobar qualquer interferência na rotina de trabalho, não sendo então tendencioso à rotina propriamente dita.

2. Desenvolvimento e Metodologia

A técnica desenvolvida neste trabalho deve ser capaz de estimar um intervalo de confiança para a dose de exposição ao ruído ocupacional para um determinado grupo homogêneo, levando em consideração não somente a rotina de trabalho, mas também o possível desvio desta, como ocorre em situações de atendimento a paradas, liberação de área e de serviço, alterações na rota devido a reformas ou manutenções, diferenças no ritmo de trabalho de cada trabalhador pertencente ao grupo analisado, dentre outras possíveis variáveis.

Foi utilizado um modelo fictício que simula o funcionamento de uma central de geração e distribuição de vapor. A Fig. 1 ilustra o modelo acústico simplificado elaborado para o trabalho.

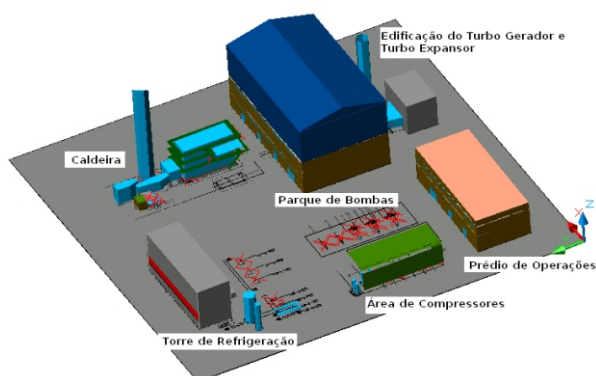


Figura 1. Modelo acústico simplificado da área industrial fictícia criada para o trabalho.

O modelo criado simula o funcionamento de uma central de geração e distribuição de vapor típica para o desfecho do trabalho. A unidade é formada por:

- Uma caldeira de grande porte com três plataformas de acesso. Serão consideradas fontes de ruído seis queimadores, dois pirômetros, um turbo ventilador de tiragem forçada para admissão de ar que também pode ser acionado por um motor elétrico, três compressores utilizados no funcionamento da caldeira, corpo da caldeira;
- Um desaerador com duas descargas para atmosfera (vents);
- Uma torre de resfriamento de água com duas quedas de água e cinco moto bombas;
- Uma edificação de três pavimentos, onde será alocado um turbo gerador, um turbo expansor, duas moto bombas de condensado, um exaustor para o tanque de óleo, dois exaustores de vapor de selagem, além das

tubulações;

- Um parque constituído de três turbo bombas e duas moto bombas;
- Uma área coberta onde estão alocados três moto compressores, sendo dois destes com descarga para a atmosfera;
- Uma edificação de dois pavimentos onde estarão localizados os painéis elétricos e a sala de operações.

Para o cálculo da dose, é necessário conhecer os níveis de ruído no ambiente. Normalmente, o simples processo de mapeamento dos níveis de ruído é suficiente, mas como a planta industrial designada para a elaboração do trabalho não existe, foi utilizado o programa de simulação de campo acústico criado pelo Laboratório de Acústica e Vibrações (LAV) da Universidade Federal de Uberlândia (UFU), e então exportados os dados de NPS em uma malha pré-definida de espaçamento 1 metro, conforme ilustrado na Fig. 2.

Em posse dos NPS da área e da rotina de trabalho a ser avaliada, iniciou-se o desenvolvimento do método de estimativa de dose.

A metodologia desenvolvida consistiu em dividir a planta industrial segundo os níveis de ruído e dimensões:

- Para áreas de até 50 m² e com NPS máximo superior a 95 dB(A) ou áreas de 50 m² a 1000 m² e NPS máximo superior a 104 dB(A): foram avaliados todos os pontos da planta e estimada a probabilidade de o funcionário estar em cada um destes pontos, sendo tal probabilidade inversamente proporcional à distância entre os pontos da rota e o avaliado conforme a Eq. 01. Foi considerando somente um raio de 1 metro ao redor de cada ponto do trajeto para a estimativa da possibilidade do funcionário estar presente durante a jornada de trabalho;

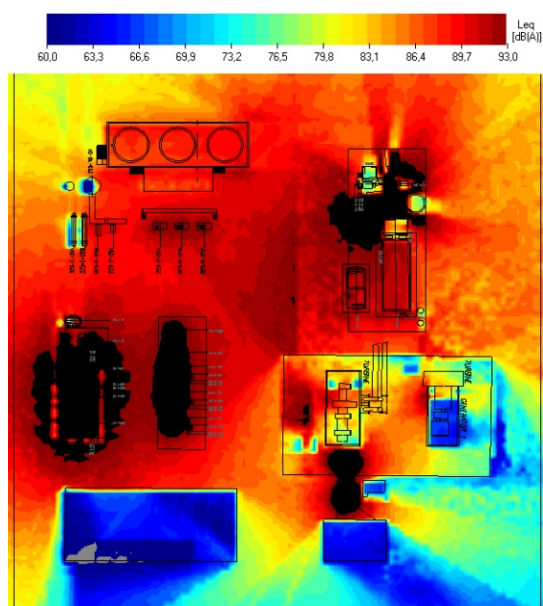


Figura 2. Isocurvas de pressão sonora simuladas para a área industrial.

- Para áreas de até 50 m² e NPS máximo inferior a 95 dB(A) ou de 50 m² a 1000 m² e NPS máximo inferior a 104 dB(A): foi utilizado um procedimento de estimativa de tempo de permanência em cada ponto de toda a área através do treinamento de uma rede neural probabilística (RNP) (Masters, 1995);
- Para áreas maiores que 1000 m², independente dos NPS: Foi utilizada a mesma RNP do item anterior, mas agora considerando que 20% dos pontos da planta deverão ter pelo menos 0,5 segundos de permanência;
- Utilizar o Método de Simulação de Monte Carlo (Hammersley; Handcomb, 1964): estimar a probabilidade de o funcionário estar em qualquer ponto da planta, dividir a jornada de trabalho em intervalos de tempo iguais (a escolha do intervalo e tempo fica a critério de quem estiver realizando a análise), escolher aleatoriamente pontos da planta e avaliar qual a probabilidade de o funcionário estar nestes pontos no intervalo de tempo pré-definido. Acumulam-se as probabilidades estimadas para cada período de tempo em cada ponto. Após os cálculos e estimativas levando em consideração as variações de 0 a 6 dB(A) para os NPS simulados para a planta e por fim calcula-se a dose de exposição ao ruído. A utilização desta etapa se justifica pela necessidade de se obter uma faixa de aceitação para a estimativa de dose. O Método de Simulação de Monte Carlo torna possível o cálculo dos parâmetros estatísticos (média, desvio padrão e variância) de uma população com distribuição desconhecida, através da distribuição Normal, t de Student ou Qui-quadrado;
- Calcular a dose de exposição ao ruído de forma analítica: utilizar o método proposto na NR 15 do Ministério do Trabalho e Emprego, sendo este comparado com a dose estimada pelo método aqui apresentado e calculado o erro porcentual pela Eq. 02.
- Encontrar uma faixa de aceitação, definida pelo intervalo de confiança de 95% das repetições do experimento. Para tanto, foram consideradas as variações aleatórias dos NPS de até 6 dB(A). O intervalo de 95% de confiança foi estimado através da Eq. 03 considerando que a população siga uma distribuição Normal.

$$P(p_2) = \frac{P(p)}{1 + d(p_1, p_2)} \quad [\text{Eq.01}]$$

onde:

- p_1 é um ponto pertencente à rota definida pelo colaborador;
- $P(p_1)$ é a probabilidade de o colaborador estar no ponto p_1 calculada pelo tempo de permanência em tal ponto e pelo tempo total da jornada de trabalho;
- p_2 é um ponto qualquer da planta que se deseja avaliar;
- $P(p_2)$ é a probabilidade de o funcionário estar no ponto p_2 ;
- $d(p_1, p_2)$ é a distância entre os pontos p_1 e p_2 .

$$\text{Erro}\% = \left(\frac{|Dose\ Analítica - Dose\ Método|}{Dose\ Analítica} \right) \quad [\text{Eq.02}]$$

onde:

- *Dose Analítica* é o valor da dose calculado analiticamente pelo método da NR 15;
- *Dose Método* é o valor da dose estimado pelo Método avaliado.

$$\left(\bar{x} - 1,96 \frac{\sigma}{\sqrt{n}}, \bar{x} + 1,96 \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \right) \quad [\text{Eq.03}]$$

- \bar{x} é o valor médio para a Dose estimado pelas repetições;
- σ é o desvio padrão para a Dose estimado pelas repetições;
- n é a quantidade de repetições.

3. Resultados

Para verificação do método analítico de cálculo, foi necessário acompanhar funcionários de uma central de geração e distribuição de vapor típica em dois turnos de trabalho durante uma semana.

Durante o acompanhamento foram registradas as rotas traçadas pelos funcionários, efetuados mapeamentos dos níveis de ruído locais e registrados os tempos de permanência nos diversos locais da planta durante toda a jornada de trabalho. Para verificar a eficácia do método de cálculo, os funcionários utilizavam um dosímetro de ruído, e então o valor da dose de exposição ao ruído estimado pelos cálculos analíticos foram comparados ao valor estimado pelo equipamento, sendo encontrados erros inferiores a 4%.

Para a aplicação da metodologia, inicialmente foi estimada a dose de exposição ao ruído ocupacional para a rotina de trabalho imposta ao funcionário pelos métodos expostos, sendo tal valor igual a 1,574, com a faixa de aceitação encontrada de 1,413 a 1,734. Tal faixa é utilizada para abranger possíveis variações na jornada de trabalho, sendo estas advindas de manutenções em equipamentos, paradas, liberações de área, dentre outras. Foram realizadas simulações para averiguar a eficiência da metodologia. Para tanto foram consideradas a execução de manobras e intervenções que não sejam contempladas na rotina de trabalho do colaborador, adiciona-se tal atividade à rotina de trabalho do colaborador e calculada a dose pelos métodos tradicionais

impostos pela NR 15 do MTE. Tais valores foram comparados com os resultados obtidos pela metodologia proposta levando em consideração o intervalo de confiança.

Tais intervenções na área foram escolhidas para as simulações devido a sua constante ocorrência, estas presenciadas durante os trabalhos de campo realizados. Como constatado no Manual de Estratégias de Amostragem para Exposição Ocupacional do NIOSH de 1977, é indicada a adição de 1σ a 3σ para a estimativa da dose de exposição ao ruído. Nos estudos de caso, como o intuito é testar a eficiência da metodologia desenvolvida, foi considerado o caso crítico, somando-se 3σ ao valor estimado da dose de exposição ao ruído ocupacional.

Simulação 01: Verificar possível Falha em 2 Queimadores da Caldeira, no 2º e 3º Piso.

Para simular tal caso, foi inserido na rota do funcionário 2 translados até a caldeira, além de aumentar a permanência nos queimadores a avaliar em mais 2 minutos cada. A Tabela 1 ilustra o comparativo dos resultados.

Tabela 1: Comparativo dos resultados obtidos na Simulação 01.

| Área Analisada | Dose Estimada | Dose Corrigida |
|-------------------------|---------------|----------------|
| Dose de Exposição Total | 1,574 | 1,594 |
| Intervalo de Confiança | 1,413 | 1,734 |

Simulação 02: Verificar Possível Vazamento no Desaerador.

Nesta simulação, foi inserido na rota do funcionário 1 translado até a caldeira e aumento da permanência no ponto de verificação das descargas do desaerador em 1 minuto. A Tabela 2 ilustra o comparativo dos resultados obtidos na Simulação 02.

Tabela 2: Comparativo dos resultados obtidos na Simulação 02.

| Área Analisada | Dose Estimada | Dose Corrigida |
|-------------------------|---------------|----------------|
| Dose de Exposição Total | 1,574 | 1,582 |
| Intervalo de Confiança | 1,413 | 1,734 |

Simulação 03: Verificar Possíveis Falhas nas Turbinas dos Equipamentos no Prédio das Turbo Máquinas.

Para tanto, foi inserido na rota do funcionário 2 translados até o prédio das turbo máquinas, além de aumentar a permanência no ponto de verificação de cada turbina em 3 minutos para cada piso. A Tabela 3 ilustra o comparativo dos resultados obtidos na Simulação 03.

Tabela 3: Comparativo dos resultados obtidos na Simulação 03.

| Área Analisada | Dose Estimada | Dose Corrigida |
|-------------------------|---------------|----------------|
| Dose de Exposição Total | 1,574 | 1,608 |
| Intervalo de Confiança | 1,413 | 1,734 |

Simulação 04: Verificar Possíveis Falhas em 1 dos Compressores na Área dos Compressores, 1

Bomba na Torre de Refrigeração e na Turbina de Acionamento do Ventilador da Caldeira.

Para esta simulação, foi inserido na rota do funcionário 1 translado até a área dos compressores e permanência de 5 minutos no compressor a avaliar, 1 translado até a torre de refrigeração e permanência de 5 minutos a bomba a avaliar, 1 translado até o pátio de bombas e permanência de 5 minutos na bomba a avaliar e 1 translado até a Caldeira com permanência de 15 minutos na turbina de acionamento do ventilador. A Tabela 4 ilustra o comparativo dos resultados obtidos na Simulação 04.

Tabela 4: Comparativo dos resultados obtidos na Simulação 04.

| Área Analisada | Dose Estimada | Dose Corrigida |
|-------------------------|---------------|----------------|
| Dose de Exposição Total | 1,574 | 1,726 |
| Intervalo de Confiança | 1,413 | 1,734 |

Para as quatro simulações realizadas, houve variação significativa nos valores de dose corrigida em relação à dose estimada, os quais evidenciaram e comprovaram o aumento substancial na dose devido ao aumento do tempo de permanência e também ao aumento dos NPS locais. Mesmo com todas as intervenções adicionais, o intervalo de confiança de 95% utilizado foi suficiente para abranger todas as situações avaliadas.

4. Conclusões

Para todas as simulações o valor médio de dose ficou dentro dos limites estabelecidos pela faixa de aceitação imposta.

Conclui-se que foi possível desenvolver uma metodologia que estime a dose de exposição ao ruído ocupacional, o que, avaliado no aspecto de um programa de conservação auditiva, é de grande significância, uma vez que será possível intervir na rotina do funcionário ou ainda na fonte de ruído antes que ocorra uma exposição a valores de dose que prejudiquem sua audição.

A metodologia também pode ser aplicada na fase de projeto de áreas industriais, sendo possível escolher a disposição de equipamentos e pontos de controle através da análise das possíveis rotas que serão executadas pelo funcionário, de modo a minimizar a dose de exposição ao ruído.

PREDIÇÃO DO FATOR DE PAINÉIS DE FUSELAGEM COM MATERIAIS VISCOELÁSTICOS UTILIZANDO A TEORIA DE ESTRUTURAS PERIÓDICAS E O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Medeiros, A. A.; Bratti, G.; Dos Santos, M.F.; Cordioli, J.A.; Lenzi, A.*

*Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica. Campus Universitário, Florianópolis – SC Brasil, 88040-490.

Resumo

A análise vibroacústica de estruturas aeronáuticas na faixa de médias e altas frequências é rotineiramente realizada utilizando SEA (Statistical Energy Analysis). Um sistema complexo é tipicamente particionado em subsistemas, e um parâmetro chave para um bom modelo de SEA é o fator de perda por amortecimento (Damping Loss Factor - DLF) dos subsistemas. O DLF é geralmente obtido a partir de testes experimentais, o que é um problema quando o interesse está em avaliar diferentes configurações de aplicação do material de amortecimento, como, por exemplo, otimizar o posicionamento de materiais viscoelásticos em painéis de fuselagem. Neste artigo, uma técnica que combina o Método de Elementos Finitos (Finite Element Method - FEM) e a Teoria de Estruturas Periódicas é usada para prever o DLF de um painel de fuselagem com materiais viscoelásticos. O método utiliza como dados de entrada o amortecimento associado a cada componente do painel (placa, reforçadores e material viscoelástico). Os resultados são comparados com dados experimentais e numéricos com um bom nível de concordância.

Abstract

The vibro-acoustic analysis of aircraft structures in the mid to high frequency range is routinely performed using the Statistical Energy Analysis (SEA). A complex built-up system is typically partitioned in subsystems, and a key factor to an accurate SEA model is the damping loss factor (DLF) of the subsystems. The DLF is usually obtained from experimental tests. However, this is not practical when the interest is in evaluating many different configurations of damping treatments, like for example to optimize the placement of viscoelastic damping materials on a fuselage structure. In this paper, a technique that combines the Finite Element Method (FEM) and the Periodic Structure Theory is used to predict the DLF of a fuselage panel with viscoelastic materials based on the damping associated with each component of the panel (stringer, frame, skin, viscoelastic material). The results are compared with numerical and experimental data with a good level of agreement.

Palavras-chave: SEA, Elementos Finitos, Estruturas Periódicas, Materiais Viscoelásticos, DLF.

1. Introdução

A Análise Estatística Energética (*Statistical Energy Analysis - SEA*) e, mais recentemente, o método Híbrido FEM-SEA são os métodos numéricos padrão utilizados para analisar o desempenho vibro-acústico de estruturas nas indústrias aeronáutica e aeroespacial (Davis, 2004; Cordioli e Cotoni, 2009). Ambos os métodos dependem de uma descrição estatística das regiões da estrutura (chamadas subsistemas), as quais são representadas por suas densidades modais, fator de perda por amortecimento (*Damping Loss Factor - DLF*), fator de perda por acoplamento (*Coupling Loss Factor - CLF*) e a potência de entrada. Apesar de os outros parâmetros poderem ser calculados com razoável confiança por métodos analíticos e numéricos, o DLF é tipicamente obtido por testes experimentais. Diferentes técnicas experimentais são mencionadas na literatura para determinação do DLF, como o Método da Potência

Injetada (Bies e Hamid, 1980); e o Método do Decaimento (Bloss e Rao, 2005). Entretanto, a determinação experimental do DLF tem duas desvantagens: (i) as medições são geralmente feitas para uma única estrutura, enquanto SEA assume um DLF médio para um conjunto de estruturas similares, e (ii) a abordagem torna-se proibitiva se diferentes configurações de materiais viscoelásticos devem ser avaliadas.

Materiais viscoelásticos são amplamente utilizados em aplicações aeronáuticas e aeroespaciais, bem como em outras indústrias, tendo em vista a possibilidade de se obter altos níveis de amortecimento (Rao, 2003). Diferentes configurações de materiais viscoelásticos são relatadas na literatura, com a configuração de camada constrita recebendo atenção especial. Nesta configuração, a dissipação se deve principalmente à deformação por cisalhamento do material (Nashif *et al*, 1985), e para prever o desempenho do material é necessário estimar o campo de deformações aplicado ao material. Modelos em

FEM podem ser utilizado nas baixas frequências para predizer o DLF de uma estrutura com material viscoelástico, mas o custo computacional torna-se proibitivo quando a frequência aumenta, e os testes experimentais são a única alternativa para estimar o DLF de um subsistema SEA com material viscoelástico.

Estruturas reforçadas periodicamente são largamente utilizadas nas indústrias aeronáutica e aeroespacial devido a sua alta relação rigidez/massa. Como exemplos tem-se a fuselagem de aviões e a carenagem do compartimento de carga de foguetes. Tais características estão também associadas a altos níveis de vibração, o que remete à aplicação de materiais de amortecimento. Assim, a determinação do amortecimento de uma dada configuração de material de amortecimento é vital no projeto de uma nova estrutura. Subestimar o amortecimento ocasionado por um material de amortecimento pode resultar na adição de uma massa adicional desnecessária ao projeto, enquanto superestimar o amortecimento pode levar a níveis de vibração excessivos e problemas de segurança. Tendo em vista os problemas descritos acima, a determinação do fator de perda de uma estrutura periodicamente reforçada, como um painel de fuselagem, pode ser um tanto difícil, e o objetivo deste artigo é descrever uma abordagem alternativa.

Recentemente, um novo método foi proposto para o cálculo dos parâmetros de entrada de SEA para estruturas complexas baseado na Teoria de Estruturas Periódicas e FEM (Cotoni *et al*, 2008). Apesar de o método poder ser aplicado a outros tipos de estruturas, neste artigo ele será restrito à aplicação em estruturas periodicamente reforçadas. O método é baseado em um modelo em FEM de uma “célula” da estrutura periódica que se repete em duas direções. O modelo da célula é utilizado para calcular o campo ondulatório que se propaga na estrutura periódica, o qual é utilizado para predizer os parâmetros de entrada de SEA, incluindo o DLF.

Neste artigo, uma revisão do método de estruturas periódicas e da abordagem utilizada para calcular o DLF é apresentada. O método é então utilizado para estimar o DLF de um painel de fuselagem com material viscoelástico. Os resultados são comparados com resultados experimentais e numéricos. Finalmente, uma investigação numérica é efetuada, onde os efeitos de diferentes áreas de cobertura e distribuição do material viscoelástico são analisados.

2. Teoria de estruturas periódicas e métodos dos elementos finitos

2.1. Campo ondulatório progressivo em estruturas periódicas

Um método baseado na Teoria de Estruturas Periódicas e FEM foi recentemente proposto para o cálculo dos parâmetros de SEA de estruturas periódicas (Cotoni *et al*, 2008). A teoria periódica utilizada no método foi

previamente apresentada por Langley (1993) e assume uma periodicidade 2D da estrutura. Neste caso, a estrutura é composta por um número idêntico de “células” ou “bairros”, as quais são conectadas em um padrão regular em duas direções. Um exemplo de um modelo FEM de uma célula representando uma fuselagem aeronáutica é dado na Fig. 1.

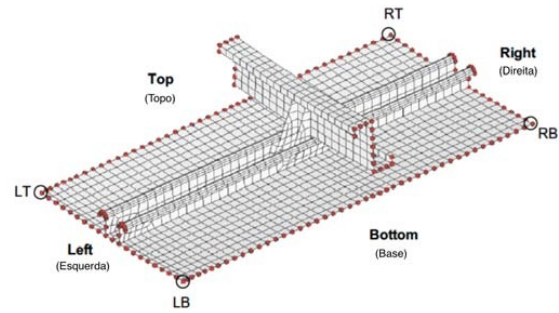


Figura 1: Exemplo de célula de estrutura periódica e seus GL de canto e aresta (Cotoni *et al*, 2008).

Este método divide os graus de liberdade (GL) q da célula em GL interior (I), de aresta (L, R, B, T) e de canto (LB, RB, LT, RT), como mostrado na Fig. 1, tal que

$$q = [q_I \quad q_B \quad q_T \quad q_L \quad q_R \quad q_{LB} \quad q_{RB} \quad q_{LT} \quad q_{RT}]^T. \quad [\text{Eq. 1}]$$

A vibração harmônica da estrutura pode ser analisada aplicando um atraso na fase entre GL de cantos e de arestas em cada direção na forma de um multiplicador $\exp(-i!)$. A transformação leva a relações de propagação dadas de forma matricial

$$R(\theta_x, \theta_y) = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{I} & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{I}e^{-i\theta_y} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{I} & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{I}e^{-i\theta_x} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{I} \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{I}e^{-i\theta_x} \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{I}e^{-i\theta_y} \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{I}e^{-i(\theta_x + \theta_y)} \end{bmatrix}, \quad [\text{Eq. 2}]$$

de forma que o comportamento dinâmico do sistema possa ser representado por um novo conjunto de GL dado por

$$q = R(\theta_x, \theta_y)q', \quad \text{onde } q' = [q_I \quad q_B \quad q_L \quad q_{LB}]^T. \quad [\text{Eqs. 3,4}]$$

As Eqs. 3 e 4 representam uma redução no número de GL, e a equação do movimento resultante da célula em vibração livre é dada por

$$\mathbf{R}(\theta_x, \theta_y)^H [\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}] \mathbf{R}(\theta_x, \theta_y) \mathbf{q}' = 0, \quad [\text{Eq.5}]$$

onde \mathbf{K} e \mathbf{M} são as matrizes de rigidez e massa da célula em termos de todos os GL. A Eq. 5 é uma equação homogênea, e pode ser resolvida como um problema clássico de autovalores em que um conjunto de constantes de fase (θ_x, θ_y) é especificado. Os autovalores resultantes $\Omega_n^2(\theta_x, \theta_y)$ representam frequências com ondas se propagando na estrutura periódica, enquanto os autovetores $\Phi_n(\theta_x, \theta_y)$ descrevem tal movimento. A função $\Omega_n(\theta_x, \theta_y)$ pode ser representada para um dado autovalor como uma função de (θ_x, θ_y) a qual é chamado de “superfície de fase constante” (*phase constant surface*). A análise pode ser limitada a uma dada faixa de frequência, de forma que somente as ondas que se propagam naquela faixa de frequência são obtidas (similar ao truncamento modal). Os autovalores e autovetores podem ser utilizados para calcular as curvas de dispersão (através de uma Transformada de Fourier espacial dos autovetores), e para calcular os parâmetros de entrada de SEA. O cálculo do fator de perda é apresentado na próxima seção. Mais detalhes do método podem ser obtidos em Cotoni *et al* (2008).

2.2. Fator de perda

O fator de perda de uma onda se propagando pode ser definido como a razão entre a energia dissipada e a energia total, o que pode ser escrito como (Shorter, 2004)

$$\eta = \frac{P_{diss}}{\omega(U + T)}, \quad [\text{Eq.6}]$$

onde U , T e P_{diss} são, respectivamente, a média no tempo da energia potencial elástica, energia cinética e potência dissipada da onda. Estas quantidades podem ser calculadas baseadas nas funções $\Omega_n(\theta_x, \theta_y)$ e $\Phi_n(\theta_x, \theta_y)$ obtidas na seção anterior. Assumindo que a célula tem regiões com diferentes fatores de perda (devido a um material viscoelástico, por exemplo), a potência dissipada pode ser relacionada à energia de deformação U_r de cada região por

$$P_{diss} = \sum_r 2\omega\eta_r U_r. \quad [\text{Eq.7}]$$

Substituindo a Eq. 7 na Eq. 6 e escrevendo as energias potencial e cinética em termos dos GL da célula, é possível obter o fator de perda da n -ésima onda que se propaga na estrutura para um dado conjunto de (θ_x, θ_y) por:

$$\eta_n(\theta_x, \theta_y) = \frac{\sum_r 2\eta_r \mathbf{q}^H \mathbf{K}_r \mathbf{q}}{\mathbf{q}^H (\mathbf{K} + \omega^2 \mathbf{M}) \mathbf{q}}. \quad [\text{Eq.8}]$$

Baseado na Eq. 3, a Eq. 8 pode então ser reescrita como:

$$\eta_n(\theta_x, \theta_y) = \frac{\sum_r 2\eta_r \Phi_n^H \mathbf{R}^H \mathbf{K}_r \mathbf{R} \Phi_n}{\Phi_n^H \mathbf{R}^H (\mathbf{K} + \omega^2 \mathbf{M}) \mathbf{R} \Phi_n}, \quad [\text{Eq. 9}]$$

onde Φ_n e \mathbf{R} são funções das constantes de fase (θ_x, θ_y) .

O próximo passo é relacionar o fator de perda obtido pela Eq. 9 com o DLF definido em SEA. No contexto SEA, o fator de perda $\eta(\omega)$ do subsistema é associado com a razão entre a energia dissipada por um campo difuso dentro do subsistema e a energia do campo em uma banda de frequência. Assumindo que as ondas da banda de frequência tem energia similar (ver Cotoni *et al* (2008)), $\eta(\omega)$ pode ser obtido calculando $\eta_n(\theta_x, \theta_y)$ médio sobre todas as ondas que se propagam na banda de frequência e todas as constantes de fase (θ_x, θ_y) , ou seja,

$$\eta(\omega) = \left\langle \eta_n(\theta_x, \theta_y) \right\rangle_{\theta_x, \theta_y, \Omega_n(\theta_x, \theta_y) \in \Delta\omega}, \quad [\text{Eq. 10}]$$

onde ω é a frequência central da banda e $\Delta\omega$ sua largura.

Os resultados apresentados neste trabalho foram obtidos através da implementação dessas equações no programa comercial *VA-One* (ESI GROUP, 2009), que também faz uso da Síntese de Componente Modal (*Component Mode Synthesis - CMS*), para reduzir o custo computacional da análise.

3. Validação experimental e numérica

3.1. Propriedades do material viscoelástico – Viga Engastada

As propriedades físicas de materiais viscoelásticos são normalmente determinadas através da norma ASTM E756-05, que apresenta um método baseado em medições de funções resposta em frequência (FRF) de uma viga engastada-livre com e sem material viscoelástico. Devido as limitações da norma para a caracterização de materiais na condição constricta, optou-se por uma nova abordagem baseada em FEM e na energia de deformação. Esta abordagem é baseada na medição de FRFs de uma viga engastada-livre com material viscoelástico na configuração constricta. Um modelo em FEM da viga e do material viscoelástico foi desenvolvido, e as propriedades físicas do material viscoelástico foram ajustadas para minimizar o erro entre as FRFs numéricas e experimentais. Para obter as propriedades do material viscoelástico em função da frequência, foi utilizado o modelo de derivadas fracionárias, o qual é função de seis coeficientes. O ajuste dos coeficientes deste modelo foi realizado por um algoritmo de otimização do tipo evolutivo, o Algoritmo Genético, implementando no programa *MATLAB*.

Um material viscoelástico comercial foi utilizado na análise, o qual era composto de uma camada de viscoelástico de 1.24 mm e uma camada de constrição de alumínio de 0.1 mm de espessura. O modelo em FEM inclui elementos hexaedros de 8 nós para representar o material viscoelástico, e elementos de placa de 4 nós para representar a camada de constrição e a viga base. O modelo é similar àqueles utilizados por Johnson *et al* (1981) e Balmes, Bobillot (2002). Assumindo um coeficiente de Poisson de 0.49 fornecido pelo fabricante do material viscoelástico, o módulo de elasticidade e o fator de perda obtidos por ajuste de propriedades foram utilizados em outro modelo em FEM, onde a viga base foi substituída por uma viga com a mesma propriedade da placa da fuselagem. O fator de perda do sistema resultante, mostrado a seguir na seção 3.3 com outros resultados de fatores de perda, foi associado às regiões com material viscoelástico do modelo em FEM da célula periódica.

3.2. Fator de perda de um painel de fuselagem – Método da Potência Injetada

O fator de perda de um painel de fuselagem com e sem material viscoelástico foi determinado experimentalmente utilizando o Método da Potência Injetada – PIM (Bies e Hamid, 1980; Bloss e Rao, 2005). O método é baseado na comparação entre a potência dissipada pela estrutura e a sua energia cinética. Assumindo que a potência injetada na estrutura seja igual à potência dissipada em condições de regime permanente e que a energia total seja duas vezes a energia cinética, a Eq. 6 resulta em

$$\eta(\omega) = \frac{P_{in}}{2\omega T}, \quad [Eq.11]$$

Reescrevendo a Eq. 11 em termos das mobilidades pontuais $Y_{pp}(\omega)$ e de transferências $Y_{pt}(\omega)$ tem-se

$$\eta(\omega) = \frac{\langle \text{Re}\{Y_{pp}(\omega)\} \rangle_s}{\omega \sum_r m_r \langle |Y_{pt}(\omega)|^2 \rangle_r}, \quad [Eq.12]$$

onde m_r é a massa de uma dada região da estrutura e $\langle \rangle_s$ denota uma média espacial.

O painel de fuselagem usado nos testes experimentais está ilustrado na Fig. 2.a. A estrutura é composta por uma placa de alumínio de 2 mm de espessura com 3 cavernas e 5 *stringers*, ambos feitos de chapas de alumínio conformadas. O painel tem 24 baias de dimensões 0,44 x 0,18 m, e foi suspenso por cordas flexíveis durante os testes experimentais (condição livre-livre). Nos testes experimentais, um excitador eletrodinâmico

foi utilizado para excitar a estrutura, enquanto uma cabeça de impedância e acelerômetros foram utilizados para medir as FRFs de transferência e pontuais na faixa de frequência de 50 a 3200 Hz. Foi aplicada uma correção para a massa da cabeça de impedância nas FRFs pontuais e o fator de perda foi calculado através da Eq.11. O fator de perda foi em seguida calculado em bandas de 1/3 de oitava, e os resultados obtidos estão apresentados na seção 3.3 para a estrutura com e sem material viscoelástico.

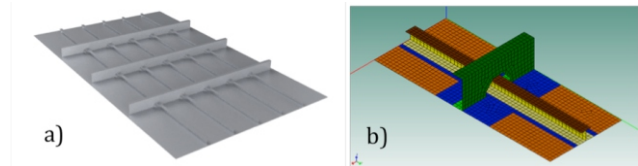


Figura 2: Painel reforçado utilizado nos testes experimentais (a) e modelo em FEM da célula (b).

3.3. Modelo em FEM da célula periódica

O fator de perda do painel de fuselagem com material viscoelástico foi estimado utilizando a teoria DLF periódica. O modelo em FEM da célula utilizada na análise é mostrado na Fig. 2.b, onde os materiais viscoelásticos estão mostrados em laranja. O modelo inclui somente elementos de placa, com a região com material viscoelástico é representada através de elementos do tipo PCOMP. Um fator de perda constante de 0,004 foi aplicado para todas as regiões da célula, exceto para a região com material viscoelástico, para o qual o fator de perda é dado na Fig. 3. A criação dos modelos em FEM das células e as análises periódicas foram feitas utilizando o programa comercial *VA-One* (ESI GROUP, 2009). Os resultados numéricos e dos testes experimentais são mostrados na Fig. 3.

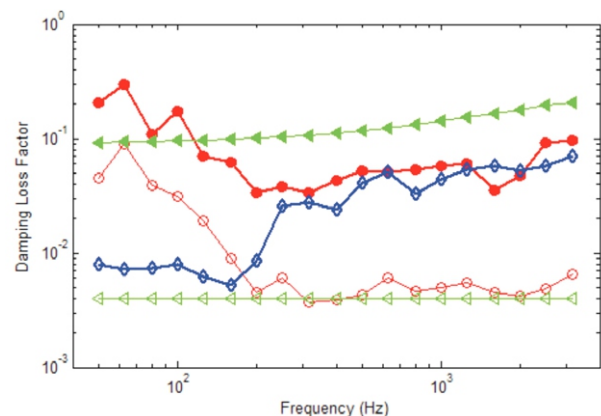


Figura 3: DLF:

- experimental (painel com viscoelástico),
- experimental (painel sem viscoelástico),
- ◆ numérico (painel com viscoelástico),
- ▲ região com viscoelástico e
- ◀ região sem viscoelásticos.

Uma concordância muito boa pode ser observada para frequências acima de 250 Hz. Acredita-se que as discrepâncias entre os resultados numérico e experimental em baixas frequências são devido à hipótese no PIM de que a energia total do sistema pode ser estimada a partir da energia cinética. Esta hipótese é válida nas frequências de ressonância, mas provavelmente subestima a energia total abaixo dos primeiros modos da estrutura. De fato, os resultados obtidos da teoria periódica parecem mais razoáveis. Abaixo dos primeiros modos das baías (em torno de 250 Hz), a deformação da estrutura provavelmente se concentra nos reforçadores da estrutura (modos globais), os quais possuem baixo fator de perda.

3.4. Modelo em Elementos Finitos do painel de fuselagem – Validação Numérica

Modelos em FEM do painel inteiro foram também utilizados para validar os resultados da teoria periódica. A Fig. 4a mostra o modelo em FEM unido as célula (Fig. 2.b) nas direções x e y, enquanto a Fig. 4b mostra o modelo da estrutura utilizada na análise experimental. Note que o modelo utilizado nos testes tem somente 3 cavernas e 5 *stringers*, apesar de ter o mesmo número de baías e a mesma área total. O DLF foi calculado baseado em uma abordagem similar à utilizada no PIM (energia total estimada com base na energia cinética). Ambos os modelos foram resolvidos assumindo condições de contorno livre-livre, enquanto o modelo mostrado na Fig. 5a foi também resolvido para condições de contorno pinadas nas bordas do painel.

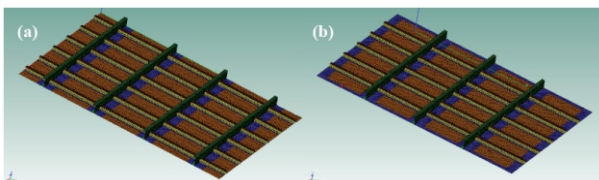


Figura 4: Modelos em FEM do painel de fuselagem.

Os DLFs calculados utilizando os modelos em FEM dos painéis são comparados na Fig. 5 com os DLFs obtidos pelos testes experimentais e pelo método periódico.

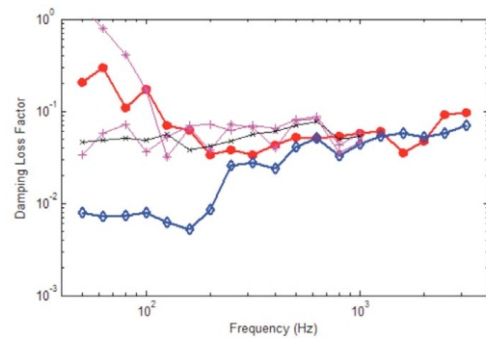


Figura 5: DLF da estrutura:
 ● experimental (com viscoelástico),
 ◆ teoria periódica,
 + painel FEM livre -livre(Fig.4a),
 * painel FEM apoiado (Fig.4a),
 x painel em FEM livre- (Fig4b)

Em geral, os resultados estão com boa concordância, com os modelos em FEM também apresentando valores maiores do que o método periódico em baixas frequências, mas convergindo para os mesmos resultados em frequências mais altas. De novo, as diferenças em baixas frequências acredita-se serem devidas à abordagem utilizada para estimar a energia total do sistema na análise em FEM dos painéis. Pode também ser notado que ambos os painéis mostrados na Fig. 4 mostram DLF similares para condições de contorno livre-livre para toda a faixa de frequência. Isso sugere que o fator de perda do painel não é muito sensível a pequenas mudanças na configuração do painel, e que a análise periódica pode ser utilizada com confiança mesmo para casos onde a estrutura não é perfeitamente periódica.

4. Área de cobertura e distribuição de materiais viscoelásticos

Uma aplicação típica do método proposto seria investigar a distribuição de materiais viscoelásticos aplicados à estrutura. Para exemplificar tal aplicação, outras três células periódicas foram avaliadas e os modelos em FEM são apresentados na Fig. 6. As novas células possuem metade da área de cobertura em relação à célula utilizada na seção 3.3 (será chamada de célula 1, Fig. 2.b), e diferentes formas e posicionamentos na baía. Um fator de perda constante de 10% foi aplicado às áreas com material viscoelástico, enquanto um fator de perda de 0,4% foi utilizado nas demais regiões. Os fatores de perda calculados utilizando o método periódico são mostrados na Fig. 7 para cada célula.

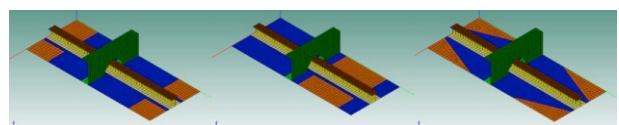


Figura 6: Modelos em Elementos Finitos das células periódicas.

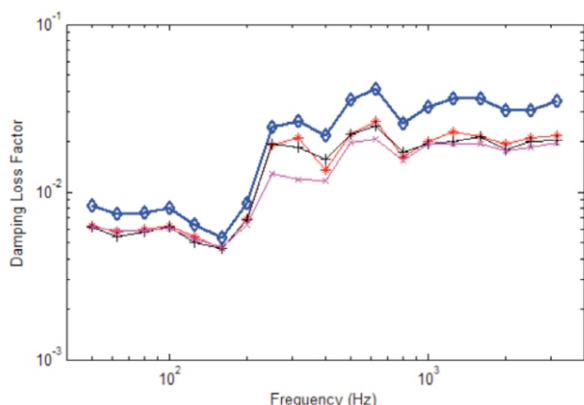


Figura 7: Fator de perda via estrutura periódica:

- célula 1 (Fig. 2b),
- célula 2 (Fig. 6a),
- célula 3 (Fig. 6b),
- célula 4 (Fig. 6c).

A redução da área de cobertura tem um impacto importante no DLF mostrando uma redução de aproximadamente 40% no DLF das células 2, 3 e 4. A distribuição do material viscoelástico na célula também tem um papel importante, como pode ser percebido na comparação entre as células 2 e 3. Ambas as células tem a mesma área, mas a célula 2 apresenta um fator de perda maior do que o da célula 3 para frequências entre 250 e 800 Hz. Esta faixa de frequência está associada com os primeiros modos da baía, para os quais o posicionamento no centro da baía tem tendência de produzir maior deformação de cisalhamento no material viscoelástico. Uma vez que o material é posicionado no meio da baía, a forma exata do material parece ter um efeito reduzido, como pode ser verificado pelos resultados das células 2 e 4. A célula 4 (Fig. 6c) representa uma forma comum utilizada para materiais viscoelásticos em aplicações aeronáuticas e, apesar de os resultados serem um pouco mais altos do que aqueles da célula 2, os resultados são em geral bastante similares.

5. Conclusões

Uma nova abordagem baseada em FEM e na Teoria de Estruturas Periódicas foi utilizada para prever o DLF de um painel de fuselagem com material viscoelástico, e os resultados foram comparados com resultados numéricos e experimentais. Para validar experimentalmente o método, foi necessário primeiramente identificar as propriedades físicas do material viscoelástico utilizado. Isso foi feito pelo ajuste de um modelo em FEM de uma viga engastada-livre coberta com material viscoelástico. As propriedades físicas do material viscoelástico foram então utilizadas para estimar o fator de perda das regiões com material viscoelástico nos modelos em FEM das células. Uma boa concordância entre as previsões do amortecimento do painel pelo método periódico e experimentais foi

observada. Acredita-se que discrepâncias em frequências muito baixas se devem à aproximação utilizada nos testes para estimar a energia total do sistema. Nível similar de concordância também foi alcançado quando o DLF do novo método foi comparado com os resultados através dos modelos completos em FEM do painel de fuselagem. Foi observado que o fator de perda não é muito sensível a pequenas mudanças na configuração do painel, e isto justifica a aplicação do método periódico a estruturas que fogem da periodicidade perfeita. Finalmente, um exemplo de uma típica aplicação do método periódico foi utilizada para avaliar o fator de perda de estruturas periódicas com diferentes áreas de cobertura e distribuições de materiais viscoelásticos. Foi visto que mudanças na área de cobertura e no posicionamento do material na célula tem um impacto significativo sobre o fator de perda da estrutura.

Referências

- ASTM E756-05. (2005). *Standard Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials*. American Society for Testing and Materials.
- Balmes, E., Bobillot, A. (2002). *Analysis and design tools for structures damped by viscoelastic materials*, Proceedings of the International Modal Analysis Conf., Los Angeles, CA, USA.
- Bies, D.A., Hamid, S. (1980). *In situ determination of loss and coupling loss factors by the power injection method*, Journal of Sound and Vibration, 70(2), pp. 187-204.
- Bloss, B.C., Rao, M.D. (2005). *Estimation of frequency-averaged loss factors by the power injection and the impulse response decay methods*, The Journal of the Acoustical Society of America, 117.
- Cordioli, J.A., Cotoni, V. (2009). *Review of some industrial applications of the Hybrid FE-SEA method to vibro-acoustic prediction and analysis*, Proceedings of NOVEM2009, Oxford, UK.
- Cotoni, V., Langley, R.S., Shorter, P.J. (2008). *A statistical energy analysis subsystem formulation using finite element and periodic structure theory*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 318, pp. 1077-1108.
- Davis, E.B.. (2004). *By Air by SEA*, Proceedings of NoiseCon2004, Baltimore, EUA.
- Johnson, C.D., Kienholz, D.A., Rogers, L.C. (1981). *Finite element prediction of damping in beams with constrained viscoelastic layers*, Shock and vibration bulletin, Vol. 51(1), pp. 71-81.
- Langley, R.S. (1993). *A note on the force boundary conditions for two-dimensional periodic structures with corner freedoms*, Journal of Sound Vibration, Vol. 167, pp. 377-381.
- Nashif, A.D., Jones, D.I.G., Henderson, J. P. (1985). *Vibration damping*, New York: John Wiley & Sons.
- Rao, M. (2003). *Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes*, Journal of Sound and Vibration. 262, pp. 457-474.
- Shorter, P.J. (2004). *Wave propagation and damping in linear viscoelastic laminates*, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 115, pp. 1917.
- VA One 2009 User's Guide, ESI Group, Paris, France, November 2009.

ANÁLISE NUMÉRICA VIBRO-ACÚSTICA PARA PREVISÃO DE NÍVEIS DE PRESSÃO SONORA NA FACE POSTERIOR UM REATOR ELÉTRICO

Mendonça, A. C. *; Braga, D.S.*; De Lima, L. O. S^o; Silva, P. T. A^o; Soeiro, N. S. *; Melo, G. S. V.*

*Universidade Federal do Pará. Grupo de Vibrações e Acústica, ITEC, Belém, PA

^oCentrais Elétricas do Norte do Brasil S/A.

Resumo

Nos últimos anos, o comportamento de vibração estrutural e a radiação acústica a ele relacionado têm merecido muita atenção por parte dos engenheiros. Entretanto, estes problemas são de tratamento matemático analítico difícil, especialmente quando estão relacionados a geometrias complexas. Tradicionalmente, a capacidade de radiação sonora de uma estrutura é caracterizada pela eficiência de radiação acústica. Por outro lado, é um fato conhecido, através da literatura disponível na área de acústica, que a radiação sonora de um corpo elástico, vibrando em regime permanente, está relacionada à distribuição da velocidade de vibração na direção normal da superfície do corpo, sua forma geométrica superficial e do meio ambiente. Assim, existe uma relação entre vibração e som radiado, isto é, a vibração de uma estrutura induz radiação sonora e vice-versa. Dessa forma, foi utilizado o método de elementos de contorno indireto (variacional), o qual consiste em um procedimento de solução numérica das equações integrais que regem o problema, para determinar o campo acústico gerado pela face traseira de um reator elétrico trifásico de 230 kV. Tendo por base os valores de aceleração medidos na face traseira do reator e o modelo modal extraído e o modelo de elementos finitos da face traseira do reator, e utilizando o método da expansão modal, foi possível gerar os mapas acústicos à distância de 1,95 m, tanto para o nível de pressão sonora global quanto para os valores nas bandas de terço de oitava que contêm a frequência de 120 Hz e seus harmônicos. Os resultados obtidos permitem inferir que a ordem de grandeza do resultado obtido com o modelo é compatível com o valor de NPS medido junto ao reator em operação, o que atesta a adequação do modelo.

Abstract

In recent years, the behavior of structural vibration and the related acoustic radiation has concerned many engineers. However, the mathematical treatment of such problems are difficult, especially when they are related to a complex structure, such as occurs when trying to model a gear box housing for vehicular use. Traditionally, the ability of a structure to radiate sound is characterized by the acoustic radiation efficiency. Moreover, it is well known from the available acoustic literature, the sound radiation of an elastic body, vibrating at its steady state is related to the vibration velocity distribution in the normal direction of the surface, to the body surface geometric shape and to the environment. Thus, there is a relationship between vibration and sound radiated, i.e. the vibration of a structure induces sound radiation and vice versa. In this work, the method of boundary elements, which consists on solve the integral equations which governs the problem, was used in order to obtain the acoustic map of the noise generated by the rear face of an 230 kV electric reactor. Based on the acceleration values measured in the rear face of the reactor and extracted modal model and finite element model of the rear face of the reactor, and using the method of the modal expansion, it was possible to generate the acoustic maps from a distance of 1.95 m for both the sound pressure level of overall and for the values in the third octave bands that contain the frequency of 120 Hz and its harmonics. The results obtained allow us to infer that the magnitude of the result obtained with the model is compatible with the NPS values measured along the reactor in operation, which attests the quality of the model.

Palavras-chave: Análise vibro-acústica. Método de elementos de contorno. Reatores elétricos.

1. Introdução

Nos últimos anos, o comportamento de vibração estrutural e a radiação acústica a ele relacionado têm merecido muita atenção por parte dos engenheiros. Entretanto, estes problemas são de tratamento matemático analítico difícil, principalmente, quando estão relacionados a uma estrutura complexa.

Tradicionalmente, a capacidade de radiação sonora de uma estrutura é caracterizada pela eficiência de radiação acústica. Por outro lado, é um fato conhecido, através da literatura disponível na área de acústica, que a radiação sonora de um corpo elástico, vibrando em regime permanente, está relacionada à distribuição da velocidade de vibração na direção normal da superfície do corpo, sua forma geométrica superficial e do meio ambiente. Assim,

existe uma relação entre vibração e som radiado, isto é, a vibração de uma estrutura induz radiação sonora e vice-versa.

Segundo Soeiro (2000), o procedimento para a predição da radiação acústica envolve como um passo inicial a determinação da velocidade da superfície da estrutura sob análise, a qual tem origem no carregamento aplicado sobre a mesma. Em seguida, é feito o cálculo da pressão sonora, resolvendo a equação de onda acústica, através do método direto (colocacional) ou indireto (variacional), usando as velocidades superficiais obtidas inicialmente como condições de contorno.

O reator elétrico trifásico, objeto de estudo deste trabalho, apresenta elevados níveis de vibração e ruído em funcionamento. Dessa forma, foram feitos procedimentos a fim de se avaliar o comportamento vibro-acústico do reator em funcionamento, tais como: medição de espectro cruzado de aceleração com dois acelerômetros, nível de pressão sonora equivalente e em terços de oitava e levantamento das características intrínsecas da estrutura do equipamento, através de análise modal experimental, com excitação via martelo de impacto.

Com base nos dados obtidos, foi realizada uma modelagem numérico-computacional utilizando o método dos elementos finitos para obter as informações de velocidade vibracional na chapa traseira do reator. Em seguida, foi executada uma análise acústica através do método de elementos de contorno.

2. Método de elementos de contorno

2.1. Formulação do Problema Acústico

O método de elementos de contorno consiste em um procedimento numérico baseado na solução de equações integrais obtidas a partir da aplicação do teorema da divergência ao produto interno da equação diferencial, que governa o problema, e a função de Green (VLAHOPOULOS, RAVEENDRA, 1999). No caso do problema acústico, no domínio da frequência, a equação diferencial é a equação escalar de Helmholtz, dada por:

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad [\text{Eq.1}]$$

sendo ∇^2 o operador Laplaciano, p a pressão acústica e $k = \omega/c$ o número de onda acústica. As possíveis condições de contorno utilizadas são as seguintes:

$$p = \bar{p} \text{ em } S_1 \text{ (condição de Dirichlet)} \quad [\text{Eq.2}]$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -i \rho \omega \bar{v}_n \text{ em } S_2 \text{ (condição de Neumann)} \quad [\text{Eq.3}]$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -i \rho \omega A_n p \text{ em } S_3 \text{ (condição de Robin)} \quad [\text{Eq.3}]$$

com $S = S_1 \cup S_2 \cup S_3$, sendo \bar{p} a pressão sonora na superfície S_1 , \bar{v}_n a velocidade normal na superfície S_2 e A_n a admitância normal na superfície S_3 .

Em acústica, tanto a análise de elementos de contorno direta (aproximação colocacional) quanto a indireta (aproximação variacional) podem ser usadas. Na técnica variacional, a solução aproximada é obtida minimizando-se um funcional associado com a equação integral do contorno original. A formulação variacional, usada na modelagem acústica que será aqui apresentada, é descrita a seguir.

2.2. Método Indireto (Aproximação Variacional)

A equação integral que forma a base da análise de elemento de contorno indireta é obtida em termos de descontinuidade de velocidade (σ , single layer potencial) e de pressão (μ , double layer potencial) através da superfície, como:

$$p(\mathbf{R}) = - \int_S \left[G(\mathbf{R}', \mathbf{R}) \sigma(\mathbf{R}') - \frac{\partial G(\mathbf{R}', \mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R}')} \mu(\mathbf{R}') \right] dS(\mathbf{R}') \quad [\text{Eq.4}]$$

onde σ e μ estão relacionados, respectivamente, à diferença de velocidade de partícula e de pressão acústica através da superfície S como:

$$\sigma = \frac{\partial p^+}{\partial n} - \frac{\partial p^-}{\partial n} = -i \rho \omega (u^+ - u^-) \quad [\text{Eq.5}]$$

$$\mu = p^+ - p^- \quad [\text{Eq.6}]$$

Nas Eq. 5 e 6, os sobrescritos $+$ e $-$ simbolizam os valores em ambos os lados da superfície S . A equação integral para a velocidade de partícula normal pode ser obtida da equação integral de pressão como:

$$\frac{\partial p(\mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R})} = -i \rho \omega u = - \int_{S(\mathbf{R}')} \left[\frac{\partial G(\mathbf{R}', \mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R})} \sigma(\mathbf{R}') - \frac{\partial^2 G(\mathbf{R}', \mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R}') \partial n(\mathbf{R})} \mu(\mathbf{R}') \right] dS(\mathbf{R}') \quad [\text{Eq.7}]$$

Embora a formulação indireta seja válida para condições de contorno em geral, a representação aqui é restrita a condições de contorno de velocidade para o propósito da abordagem feita para o problema de determinação da eficiência de radiação acústica. Sob esta condição, visto que $\sigma = 0$, a Eq. 7 é reduzida para:

$$-i \rho \omega u(\mathbf{R}) = \int_{S(\mathbf{R}')} \left[\frac{\partial^2 G(\mathbf{R}', \mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R}') \partial n(\mathbf{R})} \mu(\mathbf{R}') \right] dS(\mathbf{R}') \quad [\text{Eq.8}]$$

A solução da Eq. 4 pode ser obtida pela minimização de um potencial J , onde:

$$J = \frac{1}{2} \int_{S(\mathbf{R})} \int_{S(\mathbf{R}')} \frac{\partial^2 G(\mathbf{R}', \mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R}') \partial n(\mathbf{R})} \mu(\mathbf{R}') \mu(\mathbf{R}) dS(\mathbf{R}') dS(\mathbf{R}) + \Lambda \int_{S(\mathbf{R})} u(\mathbf{R}) \mu(\mathbf{R}) dS(\mathbf{R}) \quad [\text{Eq.9}]$$

Os valores desejados das variáveis de superfície dos elementos de contorno, μ , são aqueles que minimizam o funcional definido na Eq. 9. Este funcional pode ser expresso na forma matricial como:

$$\mathbf{J} = \frac{1}{2} \boldsymbol{\mu}^T \mathbf{A} \boldsymbol{\mu} - \boldsymbol{\mu}^T \mathbf{b} \quad [\text{Eq.10}]$$

sendo os elementos da matriz \mathbf{A} e do vetor \mathbf{b} obtidos da avaliação das integrais aproximando os potenciais σ e μ nos nós dos elementos usados na discretização da superfície S . A equação final do sistema pode ser obtida, a partir da Eq. 10, impondo a condição de estacionariedade em μ , isto é:

$$\mathbf{A} \boldsymbol{\mu} = \mathbf{b} \quad [\text{Eq.11}]$$

A solução da Eq. 11 é a solução do problema de valor de contorno prescrito. Subseqüentemente, as respostas de velocidade e pressão acústica no campo, potência sonora radiada e eficiência de radiação podem ser avaliadas pelas seguintes expressões:

$$p(\mathbf{r}) = - \int_S \left[G(\mathbf{R}', \mathbf{r}) \sigma(\mathbf{R}') - \frac{\partial G(\mathbf{R}', \mathbf{r})}{\partial n(\mathbf{R}')} \mu(\mathbf{R}') \right] dS(\mathbf{R}') \quad [\text{Eq.12}]$$

$$\frac{\partial p(\mathbf{r})}{\partial x_j(\mathbf{r})} = -i \rho \omega u_j = - \int_S \left[\frac{\partial G(\mathbf{R}', \mathbf{r})}{\partial x_j(\mathbf{r})} \sigma(\mathbf{R}') - \frac{\partial^2 G(\mathbf{R}', \mathbf{r})}{\partial n(\mathbf{R}') \partial x_j(\mathbf{r})} \mu(\mathbf{R}') \right] dS(\mathbf{R}') \quad [\text{Eq.13}]$$

$$W_{\text{rad}} = \frac{1}{2} \int_S \text{Re} \left\{ \boldsymbol{\mu} \mathbf{v}_n^* \right\} dS \quad [\text{Eq.14}]$$

$$\sigma_{\text{rad}} = \frac{W_{\text{rad}}}{\rho c \int_S |v_{\text{rms}}|^2 dS} \quad [\text{Eq.15}]$$

em que $x_j(\mathbf{r})$, para $j = 1$ a 3, são os vetores unitários nas direções x , y e z , respectivamente, na posição \mathbf{r} e u_j é a velocidade de partícula na direção x_j e posição \mathbf{r} .

3. Análise experimental

3.1. Análise modal experimental do reator

Foi realizada uma coleta de dados para a análise modal do reator em estudo. Por outro lado, tendo sido constatado que os níveis de pressão sonora medidos eram maiores na

face traseira do costado do reator, optou-se por medir as funções respostas em frequência nesta face, até porque a instrumentação disponível para medição não seria capaz de excitar o reator como um todo, devido às suas características de inércia e de geometria. Foram realizadas as medições das funções de resposta em frequência (FRF's) do tipo inércia. A Tabela 1 lista os valores para as frequências naturais da face posterior do reator, sendo listados os primeiros 10 modos, e a Fig. 1 apresenta a execução da excitação da carcaça do reator, a malha computacional gerada e a forma modal relativa à frequência próxima a 120 Hz, respectivamente.

Tabela 1 – Frequências naturais obtidas na análise modal do reator.

| Modo | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|------------|------|------|------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|
| Freq. (Hz) | 35.5 | 44.1 | 49.3 | 59.1 | 71.7 | 93.8 | 116.0 | 121.5 | 128.7 | 134.5 |

Fonte: os autores

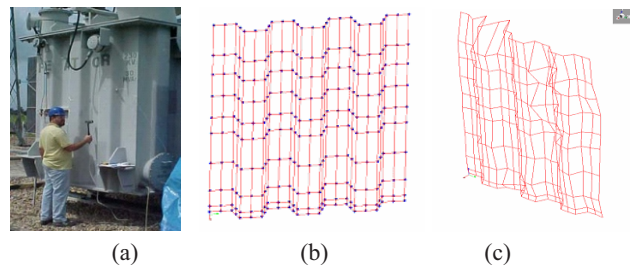


Figura 1. Excitação da carcaça do reator através de Martelo de Impacto (a) e malha de pontos em que foram medidas as FRF's do tipo inércia (b) e forma modal relativa ao oitavo modo (c).

3.2. Medição de Aceleração da Chaparia Externa do Reator

As medições foram realizadas com o analisador PULSE de 4 canais de entrada e 2 de saída, do fabricante B&K. A face traseira do reator – isto é, a face que fica oposta ao painel de comando – foi dividida em 243 pontos (Fig. 2a). Assim, com o analisador e o software PULSE Labshop foi possível realizar tanto as medições de amplitude de aceleração (m/s²) em rms (Fig. 2b), quanto fazer o registro de espectro cruzado. Foram utilizados acelerômetros uniaxiais do fabricante Wilcoxon de sensibilidade de carga de 10,21 mV/ms⁻². Apenas o acelerômetro fixado ao canal 2 movimentou-se para coletar as informações em todos os pontos, sendo o acelerômetro ligado ao canal 1 utilizado como referência (fixo).

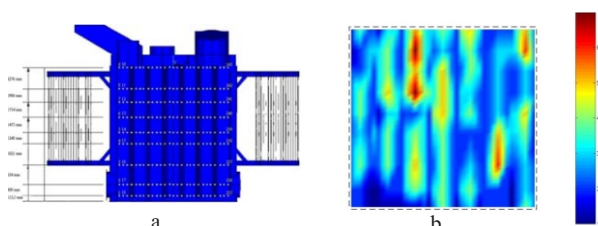


Figura 2. Distribuição dos pontos de medição (a) e mapa de aceleração (m/s²) (b) na face traseira do reator.

3.4. Mapeamento Acústico do Reator Elétrico

Os níveis de ruído do equipamento e do ambiente foram determinados como níveis de dose de ruído equivalente com ponderação da escala A, expressa em dB(A), com o medidor do tipo *Mediator* modelo 2238, com filtro para análise em bandas de oitava e 1/3 de oitava do fabricante B&K. Para evitar erros de medição devido a influências perturbadoras, tais como buzinas e trovões, utilizou-se a indicação de resposta rápida do medidor.

A malha acústica utilizada nas medições são apresentadas na Figura 3a, sendo que os cruzamentos das linhas são os locais onde foram medidos os níveis de dose equivalente de ruído (LAeq). Estes pontos coincidem com os centros das partes planas da chapa que constitui a face traseira do reator. A Figura 3b apresenta os níveis de pressão sonora em banda de 1/3 de oitava para pontos posicionados à frente da face traseira do reator em funcionamento.

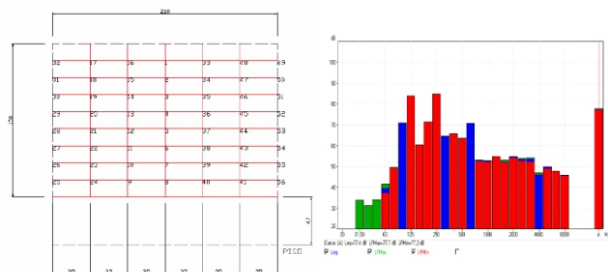


Figura 3. Malha acústica para medição do LAeq a 1,70 m - face traseira do reator (a) e LAeq em 1/3 de oitava para as faces traseira (b).

4. O modelo de elementos finitos e o método da expansão modal

Os resultados de uma análise estrutural de elementos finitos fornecem uma fonte de informação digna de confiança, mas a sua precisão é limitada pela incerteza nas propriedades do material, condições de contorno real e dificuldade de representação da excitação real. Por outro lado, os resultados experimentais tendem a representar melhor o problema real, entretanto, nunca estão disponíveis em todos os nós da malha de elementos de contorno, o que torna difícil sua utilização na geração das condições de contorno no problema acústico. Assim,

podemos combinar o melhor de cada fonte de dados descritas acima, ou seja, o uso dos modos de vibração estrutural calculados pelo método de elementos finitos para extrapolar, a partir de medições disponíveis em um número limitado de nós, para toda a malha de elementos de contorno. Essa técnica se baseia no fato de que os deslocamentos em qualquer nó *i*, na direção *j*, podem ser expressos como uma combinação linear dos primeiros *m* modos de vibração, conforme expresso na seguinte equação:

$$u_{ij} = \sum_{k=1}^m a_k \cdot \phi_{ijk} \quad [\text{Eq. 16}]$$

sendo u_{ij} o deslocamento do nó *i* na direção *j*, a_k o fator de participação modal do modo *k* e ϕ_{ijk} o deslocamento do nó *i*, na direção *j*, para o modo *k*.

Se *n* componentes de deslocamentos são conhecidas, a Eq. 16 é de fato um sistema de *n* equações com *m* incógnitas. A técnica de Decomposição em Valores Singulares (MAIA, 1989) é usada para o cálculo da solução mais apropriada. Uma vez que os fatores de participação modal estejam determinados, os deslocamentos em todos os outros nós da malha de elementos de contorno podem ser calculados pela Eq. 16 e a velocidade normal por:

$$v_{ni} = \sum_{k=1}^m (i \cdot \omega \cdot a_k) \cdot \phi_{nik} \quad [\text{Eq. 17}]$$

O procedimento de expansão modal descrito acima foi utilizado por Soeiro et. al (1998) na análise acústica de uma placa e, pelo resultado adequado obtido, foi escolhido para a formulação de um modelo acústico da face traseira do costado do reator, a qual é a que apresenta os maiores níveis de pressão sonora.

A face traseira do reator foi modelada por elementos de casca com condições de apoio elástico para simular a deformação da conexão soldada da chapa da face traseira com o restante da estrutura do reator. A Figura 4a mostra o modelo de elementos finitos para o qual foi feita a análise modal numérica para a determinação de frequências naturais e formas modais.

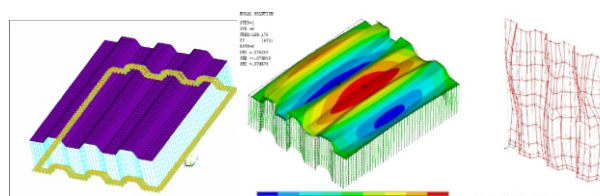


Figura 4. Modelo de elementos finitos da face traseira do reator (a), modo de vibração obtido pelo modelo próximo a 120 Hz (b), e modo operacional medido em 120 Hz (c).

Na Figura 4b é mostrada a forma deformada relativa à forma modal obtida pelo modelo de elementos finitos da face traseira do reator numa frequência de aproximadamente 119 Hz, enquanto que na Figura 4c é apresentada a forma deformada relativa à frequência de excitação de 120 Hz (modo operacional).

5. Resultados da modelagem acústica

Tendo por base os valores de aceleração medidos, o modelo modal extraído, e o modelo de elementos finitos da face traseira do reator, foi possível gerar, usando o método de elementos de contorno, os mapas acústicos à distância de 1,95 metros, tanto para o nível de pressão sonora global quanto para os valores nas bandas de terço de oitava que contêm a frequência de 120 Hz, mostrados nas Figuras 5 e 6.

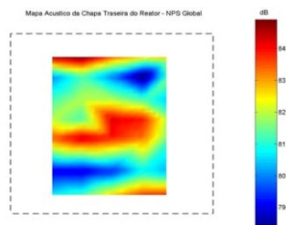


Figura 5. Mapa Acústico de Nível de Pressão Sonora Global em dB linear.

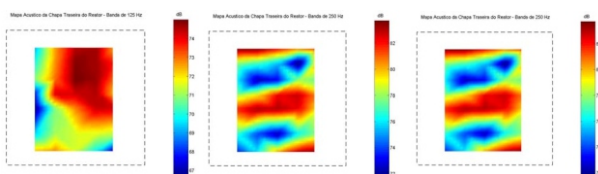


Figura 6. Mapa Acústico na banda de 1/3 de oitava (dB linear) de 125 Hz (a), 250 Hz (b) e 400 Hz.

6. Conclusões

A análise modal experimental da face traseira do reator identificou a presença de modos de vibração em sintonia com a excitação imposta pelo núcleo, o que é também atestado nos autoespectros medidos em uma quantidade significativa de pontos distribuídos sobre a face traseira, mostrando que a carcaça está amplificando as vibrações induzidas pelo núcleo do reator, em uma ou outra frequência de excitação, dependendo do ponto de resposta da sua estrutura. Tal fato permite afirmar que existe um fenômeno de ressonância.

A quantidade de informações experimentais, tanto de vibração quanto de ruído, foi bastante significativa, uma vez que foram realizadas medições de diversos parâmetros os quais permitiram um diagnóstico eficiente da situação operacional do reator, auxiliando no

desenvolvimento dos modelos numéricos.

Desse forma, uma grande quantidade de cálculos foram realizados a partir da elaboração dos modelos numéricos, tanto de elementos finitos quanto de elementos de contorno, possibilitando a previsão de formas modais e frequências naturais do modelo completo da face traseira do reator.

Por fim, conclui-se que a abordagem numérica e experimental usada neste estudo mostrou eficácia e representou de maneira adequada o comportamento em serviço do reator elétrico trifásico estudado.

Referências

1. Maia, N. M. M. (1989), An Introduction to the Singular Value Decomposition Technique (SVD), Proceedings the International Modal Analyses Conference, 335 – 339.
2. Soeiro, N. S. Uma metodologia de modelagem vibro-acústica de caixa de engrenagem de uso veicular. 2000. 237 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2000.
3. Vlahopoulos, N., Raveendra, S. T. (1999), Vallance, C., Messer, S., Numerical implementation and applications of a coupling algorithm for structural-acoustic models with unequal discretization and partially interfacing surfaces, Finite Elements in Analysis and Design 32, 257-277.

AVALIAÇÃO DA PARTICIPAÇÃO EM UMA COMPARAÇÃO DE LABORATÓRIOS PARA ENSAIOS DE ABSORÇÃO SONORA EM TUBOS

Massarani, P. M. *

* Laboratório de Ensaio Acústicos - Inmetro

Resumo

Laboratórios de acústica que possuem tubos de impedância, tanto para apoio às pesquisas de desenvolvimento de materiais quanto para a prestação de serviços metrológicos, têm a necessidade de garantir a confiança dos resultados medidos. Além dos sistemas comerciais disponíveis para ensaios de absorção sonora em tubos, muitos laboratórios têm a capacidade de criar soluções próprias. A comparação de resultados obtidos por diferentes sistemas sobre mesmo material é uma das ferramentas para assegurar a confiança no resultados. Esse trabalho apresenta uma análise baseada em métodos estatísticos simples recomendados para testes de proficiência de uma participação de um laboratório em uma comparação de ensaios de absorção em tubos.

Abstract

Acoustical testing laboratories that use impedance tubes to support researches or to supply metrological services have the need to assure the quality of the test results. Some commercial test systems are available, but much of the laboratories can apply homemade solutions for sound absorption tests in tubes. The interlaboratory comparisons are one of the tools used to assure the results quality. This work presents an analysis, based on standardized statistical methods, over the participation of one laboratory in a comparison round for sound absorption coefficients in tubes.

Palavras-chave: Absorção sonora. Tubo de impedância. Comparação de laboratórios. Análise estatística. Teste de proficiência.

1. Introdução

A aplicação de materiais com propriedades de absorção sonora é uma ferramenta clássica e eficiente para controle de ruído e ajuste de parâmetros relacionados com a qualidade acústica de salas. Uma ampla variedade de materiais está disponível aos especialistas de acústica, conjugando além das características de desempenho outros fatores ocasionalmente requeridos, tais como estética, segurança ou reciclagem de materiais. Diante disso é constante a necessidade de caracterizar as propriedades acústicas dos novos materiais. Os métodos de ensaio de absorção sonora em tubos são soluções bem apropriadas, pois utilizam instrumentação compacta e simples além de permitir que pequenas áreas de amostras possam ser ensaiadas. Adicionalmente, a confiabilidade dos chamados tubos de impedância é alta desde as primeiras implementações conhecidas que datam da primeira década do século passado. Atualmente, laboratórios e centros de pesquisas beneficiados pelas evoluções do método de ensaio e da instrumentação podem criar soluções domésticas como alternativas aos tubos que são ofertados comercialmente.

Laboratórios que possuem tubos tanto para uma utilização de apoio às pesquisas quanto para a prestação de serviços

metrológicos têm a necessidade de garantir a confiança nos resultados obtidos. Os recursos de validação de método podem ser baseados na utilização de materiais de referência, na aplicação de modelos teóricos, na comparação de resultados obtidos por outros métodos de medição ou na comparação de resultados obtidos com outros tubos. Mesmo considerando a implementação de métodos normalizados, tais como os dois métodos descritos nas normas ISO 10534 partes 1 e 2 (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1996 e 1998), algumas fontes de erro dependem de uma implementação em particular. A intensidade de erros sistemáticos e aleatórios depende da instrumentação, do projeto do tubo, do corte da amostra e também da fixação destas.

Recentemente um grupo de 8 laboratórios teve a oportunidade de participar de uma comparação de resultados de coeficiente de absorção sonora em tubo (ALVES, L.M., 2011). O grupo incluiu 3 laboratórios da indústria automotiva, 3 laboratórios de universidades e 2 laboratórios de serviços metrológicos. Três dos participantes utilizaram tubos comerciais de mesma marca e modelo enquanto os outros 5 utilizaram soluções próprias. Amostras de um mesmo material foram utilizadas, sendo que cada participante

forneceu 18 resultados combinando repetições e reproduções.

Esse trabalho apresenta uma avaliação da comparação baseada nos resultados obtidos pelo tubo de impedância do Laboratório de Ensaio Acústicos do Inmetro - Laena. Os resultados fornecidos pelo Laena na comparação foram obtidos pela aplicação de uma técnica desenvolvida internamente e implementada em solução própria (MASSARANI, P.M., 2010). Conclusões sobre o desempenho dos resultados do Laena na comparação são estabelecidas pela aplicação de métodos estatísticos descritos na norma ISO 13528 direcionados para ensaios de proficiência de laboratórios (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2005).

2. Descrição da implementação de método

O sistema de medição do Laena, utilizado para obter resultados participantes na comparação apresentada por Alves (2011), é uma adaptação de um antigo tubo de impedância de fabricação Brüel & Kjaer, originalmente concebido para o método da onda estacionária (Figura 1). Um microfone de 1/4" de eletreto de baixo custo foi fixado na extremidade da sonda original para a captação do campo sonoro no interior do tubo. O controle da medição foi realizado pelo instrumento CMF 22, um "frontend" que integra aquisição de sinais digitais e amplificação de sinal de saída, conectado em um PC e administrado por um programa denominado "Monkey Forest", também responsável pelo processo de processamento de sinais. Entenda-se por controle a geração do sinal digital de excitação, as conversões AD/DA, a amplificação da excitação para o alto-falante do tubo e o condicionamento do sinal do microfone.

Com as adaptações físicas no tubo foi possível implementar o método da função de transferência seguindo-se as recomendações da norma ISO 10534-2 (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1998). A Figura 2 apresenta esquematicamente os fundamentos da implementação realizada. O microfone pode ser deslocado para qualquer posição longitudinal do tubo, permitindo que sejam escolhidas duas posições nas quais são medidas as funções de transferência definidas na norma ISO 10534-2. Nos ensaios realizados para a comparação foram selecionadas as distâncias de 20 cm da posição 2 do microfone para a amostra e de 5 cm entre as posições 1 e 2 de microfone. As funções de transferência relativas às duas posições de microfones podem ser realizadas em seqüência, graças à natureza determinística do sinal de excitação que é utilizado. O diagrama à esquerda da Figura 2 apresenta o fluxo utilizado de processamento de sinais, baseado na técnica de varreduras de seno (Sweep) apresentada por Müller e Massarani (2001), para a determinação das funções de transferência. O sinal de excitação foi construído sobre medida para atingir a largura de banda de frequências útil do tubo e fornecer ênfases nas frequências graves para uma melhor

competição com o ruído de fundo. Uma técnica desenvolvida internamente (MASSARANI, P.M., 2010) foi aplicada para minimizar os efeitos das múltiplas reflexões nas extremidades do tubo. Em resumo a técnica estabelece a adição de etapas de processamento de sinais para aplicação de janelas nas respostas impulsivas (representações das funções de transferência no domínio do tempo). A consequência mais notável do processamento adicionado é uma suavização das curvas de coeficiente de absorção sonora e minimização de erros sistemáticos causados por ressonâncias no tubo.

Seguindo-se o protocolo da comparação foram recortadas, por uma ferramenta própria, amostras de 3 placas recebidas de material (ver detalhe na fotografia do canto inferior esquerdo da Figura 1). Foram realizadas 3 repetições nas duas faces de cada uma das 3 amostras, totalizando 18 resultados de absorção sonora. Para a transmissão dos resultados à organizadora da comparação cada uma das 18 curvas de coeficiente de absorção sonora foi limitada a faixa útil de frequência entre 99,59 e 1999,28 Hz, ou sejam 707 pontos em uma resolução de 2,69 Hz. A Figura 3 apresenta a curva média e os desvios padrão dos 18 resultados do Laena.

Posteriormente a entrega de todos os resultados por cada participante observou-se a variedade de resoluções de frequência das curvas de coeficiente de absorção. De fato o protocolo da comparação não teve a intenção de fixar uma determinada resolução, preservando as implementações individuais de rotina. Assim, para fins de comparação foi utilizada a menor de todas as resoluções entre os participantes, ou seja, uma resolução de valores na frequência central de bandas de 1/3 de oitava. Para reduzir a resolução dos outros participantes foi feita uma interpolação linear entre pares de coeficiente de absorção,

α , e frequência, f , utilizando-se a equação:

$$\alpha = \frac{\alpha_1(f_2 - f) + \alpha_2(f - f_1)}{f_2 - f_1}, \quad [\text{Eq.01}]$$

onde os índices 1 e 2 indicam os pares vizinhos correspondentes às frequências inferiores e superiores respectivamente. O mesmo procedimento foi seguido para reduzir a resolução dos desvios padrão. A Figura 3 também apresenta as curvas médias e os desvios padrão dos resultados do Laena reduzidos à menor resolução, superpostas aos resultados na resolução original.

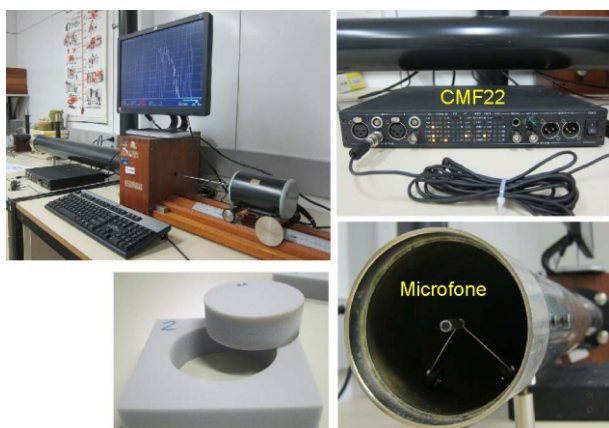


Figura 1: Tubo de impedância do Laena .

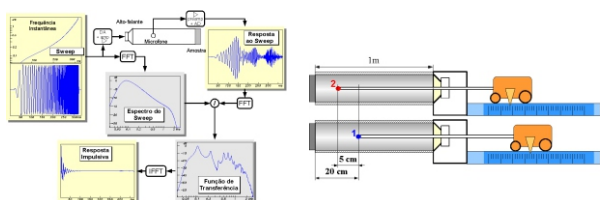


Figura 2: Representações esquemáticas do processamento de sinais e das posições de microfones da implementação do Laena.

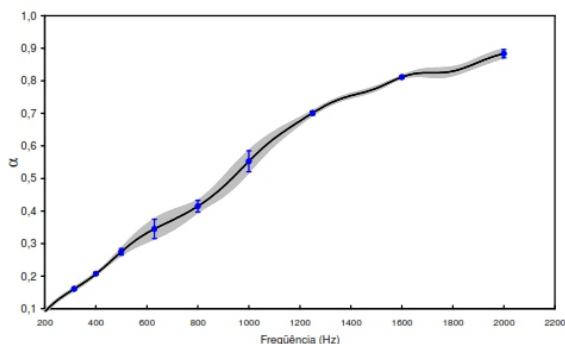


Figura 3: Curvas médias e desvios padrões de coeficiente de absorção do Laena na resolução original, em preto e cinza, e após a redução para resolução nas frequências centrais de 1/3 de oitava, pontos e barras em azul.

3. Métodos estatísticos de ensaios de proficiência

Os resultados da comparação foram as médias e os desvios padrão de cada participante na resolução de frequência correspondente às frequências centrais de 1/3 de oitava. O protocolo também não requisitou as declarações das incertezas de medição dos participantes,

cujos valores ocasionalmente são utilizados para quantificar as equivalências em outras comparações. Na análise contida nesse trabalho consideram-se os resultados nos quais todos os 8 participantes apresentaram resultados mais coerentes, i.e. os valores nas frequências 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600 e 2000 Hz. A Figura 4 apresenta os resultados utilizados nesse trabalho. Cada participante foi apelidado por uma letra de modo que cada um sabe quais são seus resultados, mas não sabe quem é quem dos outros. Os resultados do Laena correspondem a letra G e será o único identificado nesse trabalho. Qualquer consideração apresentada adiante não tem o propósito de classificar os participantes, limitando-se somente a análise do Laena em particular. Na tentativa de embasar quantitativamente a participação do Laena na comparação foram consideradas as recomendações descritas na norma ISO 13528 (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2005). Alguns dos métodos estatísticos da norma foram aplicados no conjunto reduzido de dados na resolução coincidente com as frequências centrais de 1/3 de oitava entre 315 e 2000.

3.1. Médias e desvios robustos.

O valor designado de comparação, X , foi determinado considerando que todos os resultados, x , coletados na comparação são válidos. Entretanto, a norma ISO 13528 recomenda nesses casos que sejam calculadas médias robustas, que considerem a exclusão de valores marginais. Além do valor designado X alguns indicadores utilizam o desvio padrão da comparação, σ , que representa o espalhamento entre os resultados. Tanto o valor designado quanto o desvio padrão da comparação foram calculados aplicando-se a análise robusta descrita pelo Algoritmo A contido no Anexo C da ISO 13528 para cada frequência, cuja reprodução nesse artigo se faz desnecessária. A Tabela 1 apresenta os resultados dos cálculos iterativos implementados conforme a descrição da norma.

Tabela 1: Resultado da análise robusta

| Frequência (Hz) | X | σ |
|-----------------|------|----------|
| 315 | 0,16 | 0,0110 |
| 400 | 0,21 | 0,0170 |
| 500 | 0,27 | 0,0230 |
| 630 | 0,35 | 0,0250 |
| 800 | 0,47 | 0,0350 |
| 1000 | 0,59 | 0,0280 |
| 1250 | 0,71 | 0,0220 |
| 1600 | 0,82 | 0,0220 |
| 2000 | 0,88 | 0,0650 |

A Figura 4 permite uma comparação qualitativa entre a linha azul e a linha negra, que representam respectivamente a média do Laena e a média robusta de todos os participantes. Pode-se notar que os valores do Laena distam consideravelmente da média de comparação nas frequências de 800 e 1000 Hz.

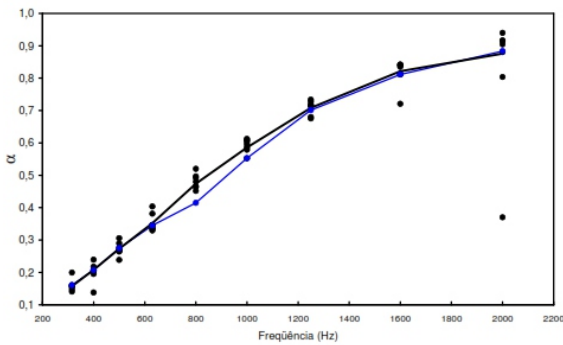


Figura 4: Curvas médias de coeficiente de absorção.

Resultados do Laena em azul. Resultados dos outros participantes representados por pontos negros. Média robusta da comparação representada pela linha negra.

Complementarmente, são comparados os desvios padrão através da inspeção da Figura 5. Os resultados do Laena apresentam os maiores desvios padrão resultantes das 18 curvas nas frequências de 630, 800 e 1000 Hz. Entretanto os valores do Laena são da mesma ordem ou inferiores aos desvios padrão robustos σ .

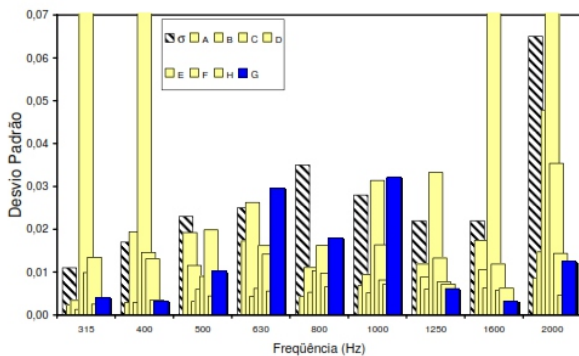


Figura 5: Desvios padrão das medições por participante, barras azuis para o Laena e barras amarelas para os demais. Desvio padrão robusto de todos os participantes, barras preenchidas com listras negras.

3.2. Diferenças percentuais e "z-score".

As diferenças percentuais entre os valores x do Laena e o valor atribuído X , calculados através da Eq. 02, estão apresentados na Figura 6. As diferenças mais notáveis estão nas frequências de 800 e 1000 Hz.

$$D\% = 100(x - X) / X \quad [Eq. 02]$$

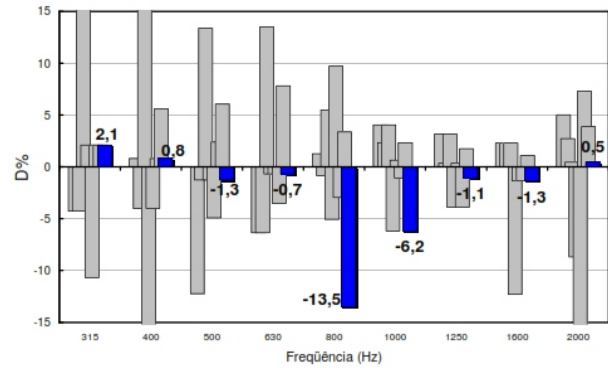


Figura 6: Diferenças percentuais calculadas pela Eq. 02, barras azuis para o Laena com os valores explicitados.

A diferença percentual expressa desvios absolutos do valor designado, mas para análises classificatórias é necessário considerar os desvios padrão robusto entre os participantes. Em um ensaio de proficiência o organizador, diante de regras predefinidas e aceitas em consenso entre os participantes, pode sinalizar a necessidade de providenciar ações corretivas. O parâmetro estatístico "z-score", definido pela Eq. 03, permite a classificação objetiva dos sinais de correção. A norma ISO 13528 estipula que quando o valor "z-score" é maior que 2 ou menor que -2 é acionado um sinal de alerta. Quando o valor "z-score" é maior que 3 ou menor que -3 o provedor da rodada de proficiência emite um sinal de ação para o participante.

$$z = 100(x - X) / \sigma \quad [Eq. 03]$$

A Figura 7 apresenta os valores de "z-score" calculados para cada participante, com destaque aos relativos ao Laena. Apesar de uma diferença de mais de 10 % na frequência de 800 Hz, o valor de z , igual -1,8, não atingiu a faixa de alerta.

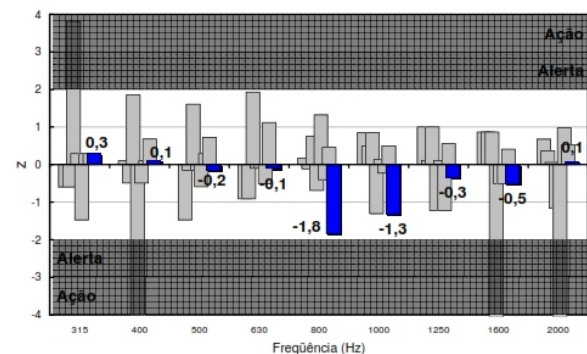


Figura 7: "z-scores" calculados pela Eq. 03, barras azuis para o Laena com os valores explicitados.

4. Conclusões

A análise apresentada nesse trabalho é um estudo de caso da aplicação de estatísticas de rodadas de proficiência como ferramenta de garantia da qualidade de resultados de um laboratório. O indicador z foi considerado adequado para o propósito diante do protocolo de comparação estipulado na monografia de Alves (2011). Nenhum laboratório, ou sistema de medição, foi considerado como referência. Igualmente não foram requisitados valores estimados de incerteza de medição dos participantes. As amostras distribuídas aos participantes foram consideradas homogêneas, apesar de que nenhuma análise complementar tenha sido realizada para verificar diferenças entre elas.

O sistema de medição do Laena tem soluções originais de implementação que ainda não foram completamente validadas. Um efeito notável é a redução das oscilações nos coeficientes de absorção sonora após a aplicação das janelas nas respostas impulsivas. Entretanto, em outras medições realizadas em amostras com espaço de ar notou-se que a suavização da curva de absorção pode ser excessiva (Massarani, P.M. 2010).

Apesar de não ter sido evidenciado nenhum sinal de ação pelos indicadores estatísticos aplicados a comparação incentivando investigações adicionais da implementação do Laena. As amostras de material recebido estão retidas e podem ser utilizadas nas investigações futuras. O sistema de medição desenvolvido pode ser aplicado com infinitas variações de implementação, como alterações nas posições dos microfones e nos parâmetros de processamento de sinais. A intenção é a realizar novos ensaios nas amostras retidas com diferentes condições visando analisar o comportamento das curvas de absorção na faixa de frequência entre 500 e 1200 Hz.

Referências

1. Alves, L.M. (2011). Comparação Laboratorial de Absorção Sonora em Tubos de Impedância. Monografia (Curso técnico em Metrologia) – Inmetro/SEEDUC-RJ/C. E. Círculo Operário, Rio de Janeiro.
2. INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARTIZATION. ISO 10534-1: Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes - Part 1: Method using standing wave ratio. Genebra: ISO, 1996.
3. . ISO 10534-2: Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes - Part 2: Transfer-function method. Genebra: ISO, 1998.
4. . ISO 13528: Statistical methods for use in proficiency testing by interlaboratory comparisons. Genebra: ISO, 2005.
5. Massarani, P.M. (2010). The Two-Microphone Method in the Impulse Response Domain. 39th International Congress on Noise Control Engineering, Lisboa.
6. Müller, S. e Massarani, P.M. (2001). Transfer-Function measurement with sweeps. Journal of Audio Engineeering Society, vol. 49(6), pp 443-471.

MODELAGEM ELETROACÚSTICA DE ALTO-FALANTES UTILIZADOS COMO ABSORVEDORES SONOROS ATIVOS

Tavares, J. P. O.; Pasqual, A. M.*

*Universidade Federal de Lavras, Departamento de Engenharia, Campus Universitário, 37200-000Lavras/MG, Brasil, Caixa Postal 3037

Resumo

Superfícies com alta capacidade de absorção sonora encontram inúmeras aplicações em controle de ruído e acústica arquitetônica. Comumente, painéis absorventes são construídos a partir de materiais porosos. Entretanto, tais sistemas passivos não são eficientes nas baixas frequências. Neste caso, superfícies ativas formadas de alto-falantes podem ser usadas, sendo que estes transdutores são comandados de modo a atuarem como absorvedores sonoros, e não como fontes acústicas. Este trabalho avalia teórica e computacionalmente a absorção sonora propiciada por um alto-falante eletrodinâmico dotado de um sistema de controle ativo de impedância. Para tanto, um modelo eletroacústico deste tipo de transdutor montado na extremidade de um duto retilíneo é apresentado, o qual permite calcular a tensão elétrica de controle a partir da impedância mecânica desejada na superfície externa do diafragma do alto-falante. Os resultados das simulações apresentadas neste trabalho mostram que é possível fazer com que o alto-falante absorva teoricamente toda a energia sonora incidente numa ampla faixa de frequências. Contudo, o sinal de controle pode se tornar excessivamente elevado para determinadas faixas de frequências, impondo limitações práticas à absorção sonora total.

Abstrat

Strongly absorbent surfaces are widely applied in noise control and architectural acoustics. Usually, absorbent panels are made up of porous materials. However, such passive systems are inefficient in the low-frequency range. In this case, active surfaces formed by loudspeakers can be used, which are driven so that they operate as sound absorbers instead of acoustic sources. This work presents a theoretical and computational evaluation of the sound absorption provided by an electrodynamic loudspeaker with an impedance-based active control system. In order to address this task, an electroacoustic model of this kind of transducer placed at one end of a straight duct is developed, so that the control voltage can be calculated from the desired mechanical impedance at the outer surface of the loudspeaker diaphragm. Simulation results show that the loudspeaker is theoretically able to absorb all the incident sound energy in a large frequency range. However, the control signal might become too large for some frequency ranges, and thus leading to practical constraints to the total sound absorption.

Palavras-chave: Eletroacústica. Absorção sonora. Alto-falantes. Controle ativo de ruído.

1. Introdução

Superfícies dotadas de uma alta capacidade de absorção sonora são desejáveis em várias aplicações, tais como a redução do tempo de reverberação em ambientes internos, o isolamento acústico de salas contíguas, a atenuação do ruído transmitido ao interior de meios de transporte, a obtenção de superfícies anecóicas para medições acústicas em laboratório, entre outras. A forma mais usual de obter superfícies altamente absorventes é utilizando materiais porosos, e.g., espumas flexíveis, aglomerados de cortiça e fibras minerais. ³/₄ VORLÄNDER (2008) apresenta os coeficientes de absorção sonora em bandas de oitava para várias superfícies de interesse em acústica arquitetônica. ³/₄ No entanto, esta abordagem apresenta limitações práticas nas baixas frequências, quando o elevado comprimento de onda faz com que o volume de material absorvente necessário seja muito grande, restringindo significativamente sua aplicabilidade.

A fim de proporcionar uma elevada absorção sonora nas baixas frequências, superfícies *ativas* podem ser utilizadas em detrimento das *passivas*, como aquelas citadas acima: uma superfície é dita passiva quando a energia que ela absorve provém exclusivamente da energia que ela recebe de fontes *primárias*, sendo estas fontes acústicas sobre as quais usualmente não se tem controle algum. Quando a energia absorvida provém, ao menos parcialmente, de fontes *secundárias*, que são controláveis (um amplificador de áudio, por exemplo), a superfície é dita ativa. Atribui-se a OLSON e MAY (1953) a introdução formal do conceito de absorção ativa baseada em transdutores eletroacústicos. Apesar de ser uma ideia

antiga, o uso de alto-falantes na constituição de superfícies ativas tem despertado um interesse renovado nos últimos anos, conforme atestam LISSEK et al. (2011) e BOULANDET e LISSEK (2011).

O presente trabalho versa sobre alto-falantes eletrodinâmicos munidos de um sistema de controle ativo de impedância, o qual visa a operação destes transdutores como absorvedores sonoros ativos, em vez de fontes sonoras ou meros absorvedores passivos. Especificamente, estuda-se a viabilidade de se obter uma terminação totalmente absorvente num sistema de dutos, na qual o alto-falante é montado. Desta forma, entre as várias técnicas existentes para o controle ativo de ruído em dutos, sumarizadas por FLEMING et al. (2007), este trabalho se concentra naquelas baseadas no controle de impedância. Tal sistema com absorção total é desejável em algumas aplicações práticas como, por exemplo, em medições da perda de transmissão sonora em silenciadores automotivos, onde a existência de uma terminação anecóica simplificaria apreciavelmente os procedimentos experimentais (TAO e SEYBERT, 2003). A fim de avaliar a absorção sonora proporcionada pelo alto-falante, um modelo eletroacústico deste transdutor montado na extremidade de um duto retilíneo é apresentado, a partir do qual calcula-se a tensão elétrica de controle a ser aplicada ao alto-falante, assim como o coeficiente de absorção sonora resultante. A partir de simulações computacionais, mostra-se que, devido ao sistema de controle, alto-falantes eletrodinâmicos podem ser eficientemente utilizados como absorvedores sonoros em baixas frequências.

2. Modelagem eletroacústica

Nesta seção, apresenta-se um modelo eletroacústico linear do sistema mostrado na Fig. 1, o qual é formado por um alto-falante eletrodinâmico montado na extremidade ($x = L$) de um duto retilíneo de seção transversal constante. Assume-se que não há fontes ou sorvedouros sonoros em $0 < x < L$, porém, como este trabalho visa estudar o desempenho do alto-falante como absorvedor sonoro, a existência de fontes acústicas em $x < 0$ é subentendida.

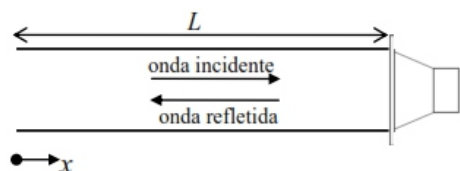


Figura 1: Alto-falante montado numa das extremidades de um duto retilíneo de seção transversal constante.

Esta seção está subdividida em dois itens. No item 2.1, as equações que pretendem descrever o comportamento dinâmico do sistema são apresentadas. O item 2.2 aborda dois casos particulares: sistema puramente passivo, ou seja, não é aplicado um sinal de controle (tensão elétrica)

ao alto-falante; e sistema ativo, onde um sinal de controle é aplicado visando maximizar a absorção sonora proporcionada pelo alto-falante.

2.1. Formulação

2.1.1. Propagação sonora em dutos

A propagação de ondas sonoras em dutos depende das condições de contorno, das dimensões do duto e da frequência de excitação. Quando esta é suficientemente baixa ou a seção transversal do duto é suficientemente pequena, tem-se apenas a propagação de ondas planas numa única direção, ou seja, as grandezas acústicas não variam ao longo da seção transversal do duto. Neste trabalho, assume-se que esta condição é satisfeita, simplificando consideravelmente a modelagem do sistema.

Feitas as considerações acima e assumindo uma excitação harmônica, a pressão sonora em $0 \leq x \leq L$ é dada por (KINSLER et al., 2000)

$$p(x,t) = (A_i e^{-jkx} + A_r e^{jkx}) e^{j\omega t}, \quad (1)$$

Onde x é a posição, t é o tempo, $k = \omega/c$ é o número de onda, c é a velocidade de propagação sonora, ω é a frequência angular, $j = \sqrt{-1}$, e A_i e A_r são constantes complexas determinadas pelas condições limites em $x = 0$ e $x = L$. Note que $A_i e^{j(\omega t - kx)}$ e $A_r e^{j(\omega t + kx)}$ correspondem a ondas planas que se propagam nos sentidos positivo e negativo do eixo x , respectivamente. A primeira é a onda incidente no alto-falante, ao passo que a segunda é a onda refletida/emitada por ele, conforme ilustra a Fig. 1.

Além disso, utilizando a equação de Euler linearizada, chega-se na seguinte expressão para a velocidade de partícula:

$$v(x,t) = \frac{1}{\rho c} (A_i e^{-jkx} - A_r e^{jkx}) e^{j\omega t}, \quad (2)$$

onde ρ é a densidade do meio.

Outra grandeza de interesse é a impedância mecânica em $x = L$, a qual será referenciada como Z_{mL} . Pelas Eqs. 1 e 2, tem-se que

$$Z_{mL} = \frac{Sp(L,t)}{v(L,t)} = \rho c S \left(\frac{A_i e^{-jkL} + A_r e^{jkL}}{A_i e^{-jkL} - A_r e^{jkL}} \right), \quad (3)$$

onde S a área da seção transversal do duto.

Sabe-se que as intensidades sonoras associadas às ondas incidente e refletida são proporcionais a $|A_i|^2$ e $|A_r|^2$, respectivamente (KINSLER, 2000). Deste modo, a absorção sonora propiciada pelo alto-falante pode ser adequadamente avaliada pela grandeza

$$\alpha = \frac{|A_i|^2 - |A_r|^2}{|A_i|^2},$$

a qual é denominada coeficiente de absorção sonora (VORLÄNDER, 2008). Caso não seja aplicada uma tensão elétrica ao alto-falante, a terminação em $x = L$ será puramente passiva e, conseqüentemente, tem-se $0 \leq \alpha \leq 1$, logo, $0 \leq \alpha \leq 1$. Do contrário, tem-se $0 \leq |A_r| < |A_i|$, conduzindo a $-\infty < \alpha \leq 1$; um coeficiente de absorção negativo indica que a potência elétrica fornecida ao alto-falante acarreta a inversão do sentido do fluxo de energia no duto, ou seja, se a $\alpha < 0$, a energia flui no sentido negativo do eixo x .

Ademais, manipulando as Eqs. 3 e 4, chega-se a

$$\alpha = 1 - \left| \frac{\rho c S - Z_{ml}}{\rho c S + Z_{ml}} \right|^2, \quad (5)$$

que fornece a α em função de Z_{ml} . Comparada aos coeficientes A_i e A_r , a impedância Z_{ml} pode ser mais facilmente relacionada ao comportamento eletromecânico do alto-falante, conforme será visto a seguir. Logo, a Eq. 5 é preferida em detrimento da Eq. 4. Finalmente, salienta-se que α , Z_{ml} , A_i e A_r dependem da frequência.

2.1.2. Alto-falantes eletrodinâmicos

Um alto-falante eletrodinâmico é um transdutor eletroacústico que possui uma bobina móvel solidária a um diafragma, a qual é imersa em um campo magnético radial produzido por um ímã permanente. Quando há corrente elétrica passando pelas espiras da bobina, uma força magnética é produzida fazendo com que o diafragma vibre. Para maiores detalhes, ver ROSSI (2007).

Um modelo de alto-falante eletrodinâmico pode ser obtido considerando um sistema que contém uma parte mecânica acoplada eletrodinamicamente a uma parte elétrica. Segundo SMALL (1972), em baixas frequências, a parte mecânica pode ser modelada como um sistema massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade, ao passo que a parte elétrica é representada por um circuito contendo duas fontes de tensão e um resistor, conforme mostra a Fig. 2. No que se refere à parte mecânica mostrada na figura, v é a velocidade do diafragma, F_{mag} é a força magnética, F_{ac} é a força devido à carga acústica, M_{ms} é a massa móvel do alto-falante, e R_{ms} e C_{ms} são, respectivamente, a resistência mecânica e a flexibilidade da suspensão do alto-falante. Para a parte elétrica, u é a tensão elétrica aplicada aos terminais da bobina, i é a corrente elétrica, R_e é a resistência elétrica da bobina e u_i é a tensão induzida pelo movimento da bobina.

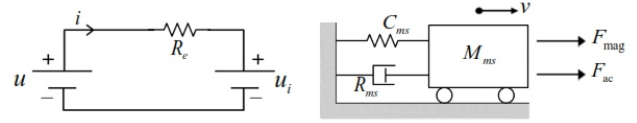


Figura 2: Modelo de alto-falante eletrodinâmico: parte elétrica à esquerda, parte mecânica à direita.

O acoplamento eletrodinâmico se dá através de u_i e F_{mag} , os quais dependem de v e de i , respectivamente. Sendo B a densidade do fluxo magnético e l o comprimento do enrolamento da bobina, tem-se que (ROSSI, 2007)

$$u_i(t) = Blv(t), \quad (6)$$

e

$$F_{mag}(t) = Bli(t). \quad (7)$$

Desprezando a pressão acústica que atua na face interna do diafragma, tem-se que $F_{ac}(t) = -Sp(L, t)$. Além disso, $v(t) = -\dot{v}(L, t)$. Desta forma, a Eq. 3 conduz a

$$F_{ac}(t) = Z_{mL}v(t). \quad (8)$$

Aplicando a segunda lei de Kirchhoff ao circuito mostrado na Fig. 2 e utilizando a Eq. 6, obtém-se

$$i(t) = \frac{u(t) - Blv(t)}{R_e}. \quad (9)$$

Analogamente, aplicando a segunda lei de Newton ao sistema mecânico da Fig. 2, obtém-se

$$F_{ac}(t) + F_{mag}(t) - R_{ms}v(t) - \frac{1}{C_{ms}} \int v(t) dt = M_{ms}\dot{v}(t), \quad (10)$$

onde $\dot{v}(t)$ é a derivada de $v(t)$.

A substituição das Eqs. 7, 8 e 9 na Eq. 10 conduz a

$$M_{ms}\dot{v}(t) + \left[R_{ms} + \frac{(Bl)^2}{R_e} - Z_{mL} \right] v(t) + \frac{1}{C_{ms}} \int v(t) dt = \frac{Bl}{R_e} u(t). \quad (11)$$

Assumindo uma dependência temporal da forma $e^{j\omega t}$, a Eq. 11 torna-se

$$U = \frac{R_e}{Bl} \left[Z_{ms} + \frac{(Bl)^2}{R_e} - Z_{mL} \right] V, \quad (12)$$

onde $Z_{ms} = j\omega M_{ms} + R_{ms} + (j\omega C_{ms})^{-1}$ é a impedância mecânica do alto-falante, e U e V são as amplitudes complexas de $u(t)$ e $v(t)$, respectivamente. Conhecidos os parâmetros do modelo, a Eq. 12 permite calcular a tensão elétrica a ser aplicada ao alto-falante a fim de obter uma dada impedância Z_{mL} . O valor de V também deve ser conhecido, o qual pode ser medido através de sensores acústicos posicionados ao longo do duto, por exemplo. É importante salientar que U , V/Z_{ms} e Z_{mL} dependem da frequência.

2.2. Casos particulares

2.2.1. Sistema passivo

No que diz respeito aos conceitos de sistema passivo/ativo e fonte primária/secundária de energia, tem-se que, para o sistema mostrado na Fig. 1, a fonte primária corresponde às fontes acústicas localizadas em $x < 0$, e a fonte secundária ao amplificador de áudio utilizado para aplicar uma tensão elétrica ao alto-falante. Portanto, quando nenhuma energia elétrica é fornecida ao transdutor, não há fontes secundárias, logo, o sistema é passivo. Caso contrário, o sistema será ativo. Face ao exposto, o modelo matemático que descreve o comportamento do sistema passivo pode ser obtido a partir das equações gerais apresentadas anteriormente neste trabalho, bastando para isso considerar $U = 0$. Deste modo, como $V \neq 0$, a Eq. 12 conduz a

$$Z_{mL} = Z_{ms} + \frac{(Bl)^2}{R_c}, \quad (13)$$

que fornece a impedância mecânica em $x = L$ em função dos parâmetros eletromecânicos do alto-falante.

O termo $(Bl)^2 / R_c$ é a resistência mecânica equivalente à resistência elétrica R_c , a qual tem o efeito de aumentar o amortecimento mecânico do sistema. Logo, a Eq. 13 é válida caso o circuito elétrico esteja fechado; estando o circuito aberto, simplifica-se para R_c não tem efeito algum e a equação

$$Z_{mL} = Z_{ms}. \quad (14)$$

Uma vez que Z_{mL} tenha sido obtido pela Eq. 13 ou 14, segundo o caso, o coeficiente de absorção sonora pode ser calculado pela Eq. 5.

2.2.2. Sistema ativo para maximizar a absorção sonora

Conforme dito anteriormente, o maior valor possível para o coeficiente de absorção é $\alpha = 1$, quando toda a energia incidente é absorvida ($A_r = 0$), formando uma terminação anecóica. A Eq. 5 revela que esta condição é satisfeita se $Z_{mL} = \rho c S$. Utilizando a Eq. 13 ou 14, é possível alterar os parâmetros eletromecânicos do alto-falante a fim de produzir $Z_{mL} = \rho c S$. Porém, como Z_{ms} depende de ω , este procedimento conduziria a $\alpha \approx 1$ apenas para uma faixa de frequências muito estreita. Visando ampliar esta faixa, pode-se usar um sistema ativo. Neste caso, a tensão elétrica a ser aplicada pode ser calculada substituindo a expressão $Z_{mL} = \rho c S$ na Eq. 12, o que resulta em

$$U = \frac{R_c}{Bl} \left[Z_{ms} + \frac{(Bl)^2}{R_c} - \rho c S \right] V. \quad (15)$$

Uma vez que a condição $Z_{mL} = \rho c S$ foi imposta, tem-se necessariamente $\alpha = 1$. Entretanto, para que o sistema seja estável, uma análise da Eq. 11 mostra que a desigualdade $R_{ms} + (Bl)^2 R_c^{-1} - \rho c S > 0$ deve ser observada.

3. Resultados e discussões

Para ilustrar as idéias e desenvolvimentos apresentados ao longo deste trabalho, esta seção fornece alguns resultados de simulações computacionais. Considera-se um alto-falante de 2 in da AuraSound®, modelo NSW2-326-8A, cujos parâmetros são indicados na Tab. 1.

Tabela 1: Parâmetros eletromecânicos do alto-falante NSW2-326-8A da AuraSound®.

| Parâmetro: | M_{ms} (kg) | R_{ms} (N.s/m) | C_{ms} (m/N) | R_c (Ω) | Bl (T.m) | S_d (m ²) |
|------------|---------------------|------------------|----------------------|--------------------|------------|-------------------------|
| Valor: | $1,1 \cdot 10^{-3}$ | 0,27 | $4,72 \cdot 10^{-4}$ | 6,30 | 3,17 | $1,19 \cdot 10^{-3}$ |

Fonte: Pasqual *et al.*, 2010.

O parâmetro S_d é a área efetiva do alto-falante, a qual assume-se igual à área da seção transversal do duto, ou seja, $S = S_d$. Além disso, adotou-se $c = 343$ m/s e $\rho = 1,21$ kg/m³, valores típicos quando o meio de propagação é o ar em condições ambientes.

A Fig. 3 mostra as curvas de impedância ($|Z_{mL}|$) e coeficiente de absorção (α) correspondentes a três casos: sistema ativo para maximizar a absorção, sistema passivo com circuito fechado, e sistema passivo com circuito aberto. Para o sistema passivo, essas curvas foram obtidas utilizando as Eqs. 5, 13 e 14. Para o sistema ativo, impôs-se $Z_{mL} = \rho c S = 0,4939 \Rightarrow \alpha = 1$, conforme discutido anteriormente.

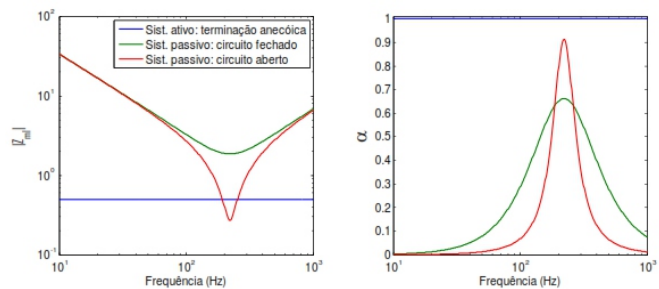


Figura 3: Módulo da impedância mecânica em $x = L$ (à esquerda) e coeficiente de absorção sonora (à direita).

A Fig. 3 indica que, contrariamente ao sistema ativo, o sistema passivo atua eficazmente como absorvedor sonoro apenas nas frequências próximas à ressonância do transdutor, a saber, $(M_{ms} C_{ms})^{-1/2} / 2\pi = 221$ Hz. Isto evidencia o interesse em utilizar o controle ativo. Ademais, como a resistência elétrica aumenta o amortecimento, a implementação do sistema passivo com circuito fechado reduz o pico e alarga a curva de absorção comparado ao sistema com circuito aberto.

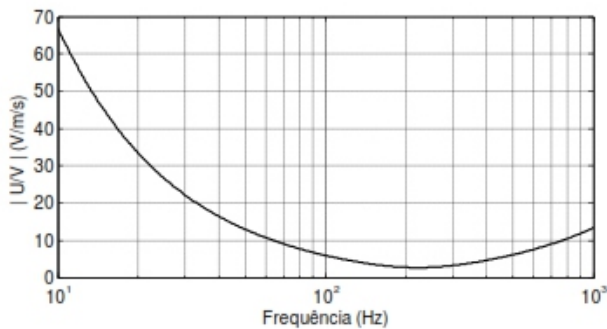


Figura 4: Módulo da razão U/V que maximiza o coeficiente de absorção.

A Fig.4 apresenta o módulo da razão U/V que produz as curvas mostradas na Fig. 3 para o sistema ativo, a qual foi calculada através da Eq. 15. Observa-se que, embora sempre seja possível obter um valor teórico de U para que se tenha $\alpha = 1$, valores excessivamente elevados podem ser necessários na medida em que a frequência se afasta da ressonância. Por exemplo, a figura mostra que $|U/V| > 10$ para frequências inferiores a 60 Hz e superiores a 800 Hz. Este fato indica que, nestas frequências, níveis aceitáveis de tensão só serão obtidos caso $|V|$ seja muito pequeno, ou seja, caso as fontes primárias sejam de baixa potência. Além disso, qualquer que seja a situação, $|V|$ não deve ultrapassar o limite imposto pelo deslocamento máximo admissível para o diafragma do alto-falante, sob pena de danificar o transdutor.

Finalmente, para o caso em estudo, tem-se

$$R_{in} + (Bl)^2 R_c^{-1} - \rho c S = 1,3712 > 0 \quad ; \text{ logo, o sistema é estável.}$$

4. Conclusões

Neste trabalho, apresentou-se um modelo de um alto-falante eletrodinâmico montado na extremidade de um duto retilíneo, a partir do qual o desempenho deste tipo de transdutor como absorvedor sonoro pode ser avaliado.

Os resultados de simulações computacionais para um alto-falante específico mostraram que tais transdutores podem apresentar uma alta absorção sonora apenas numa faixa de frequências muito limitada, em torno de sua frequência de ressonância. Entretanto, caso uma tensão elétrica adequada seja aplicada ao alto-falante, mostrou-se que é possível fazer com que este absorva teoricamente toda a energia sonora incidente numa ampla faixa de frequências, evidenciando o interesse no controle ativo de impedância. Contudo, o sinal de controle pode se tornar excessivamente elevado para frequências distantes daquela de ressonância, impondo limitações práticas à absorção sonora total.

Como trabalhos futuros, os autores sugerem a análise detalhada do problema prático supracitado, assim como das técnicas de controle em tempo real aplicáveis ao sistema em questão.

Referências

- BOULANDET, R. e LISSEK, H. (2011). Acoustic impedance synthesis at the diaphragm of moving coil loudspeakers using output feedback control, Proceedings of the 18th International Congress on Sound and Vibration, 1-7, Rio de Janeiro.
- FLEMING, A. J., NIEDERBERGER, D., MOHEIMANI, S. O. R. e MORARI, M. (2007). Control of resonant acoustic sound fields by electrical shunting of a loudspeaker, IEEE Transactions on Control Systems Technology 15(4), 689-703.
- KINSLER, L. E., FREY, A. R., COPPENS, A. B. e SANDERS, J. V. (2000). Fundamentals of Acoustics, 4 ed., John Wiley & Sons, New York.
- LISSEK, H., BOULANDET, R. e FLEURY, R. (2011). Electroacoustic absorbers: Bridging the gap between shunt loudspeakers and active sound absorption, The Journal of the Acoustical Society of America 129(5), 2968-2978.
- OLSON, H. F. e MAY, E. G. (1953). Electronic sound absorber, The Journal of the Acoustical Society of America 25(6), 1130-1136.
- PASQUAL, A. M., HERZOG, P. e ARRUDA, J. R. F. (2010). Theoretical and experimental analysis of the electromechanical behavior of a compact spherical loudspeaker array for directivity control, The Journal of the Acoustical Society of America 128(6), 3478-3488.
- ROSSI, M. (2007). Audio, 1 ed., Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, Lausanne.
- SMALL, R. H. (1972). Direct-radiator loudspeaker system analysis, Journal of the Audio Engineering Society 20(5), 383-395.
- TAO, Z. e SEYBERT, A. F. (2003). A review of current techniques for measuring muffler transmission loss, SAE Technical Paper 2003-01-1653, 1-5.
- VORLÄNDER, M. (2008). Auralization: Fundamentals of Acoustics, Modelling, Simulation, Algorithms and Acoustic Virtual Reality, 1 ed., Springer-Verlag, Berlin.

CARACTERIZAÇÃO DA ABSORÇÃO SONORA DE BARREIRAS ACÚSTICAS CORRUGADAS

Pazos, D. F. P.; Musafir, R. E.*

*Programa de Engenharia Mecânica, COPPE/ Universidade Federal do Rio de Janeiro - UFRJ

Resumo

Diversos métodos para a determinação da absorção sonora de barreiras acústicas são conhecidos, contudo nenhum deles é adequado para a medição *in-situ* de barreiras corrugadas – as quais são amplamente usadas para a redução do ruído refletido à frente de suas superfícies. Este artigo apresenta uma investigação objetivando desenvolver um novo método de medição *in-situ* para a determinação da absorção sonora de barreiras com superfície corrugada. A pesquisa é dividida em quatro tarefas principais. O artigo apresenta cada etapa já realizada, seus resultados preliminares e perspectivas.

Abstract

Many methods for the determination of sound absorption of noise walls are well known, however none of them is suitable for the *in-situ* measurement of corrugated barriers – which are widely used to reduce sound reflection back to the front side of barriers. This paper presents an investigation aimed to develop a new *in-situ* measuring method for the determination of the sound absorption of noise walls with corrugated surface. The research is divided into four main tasks. The paper presents each accomplished step, their preliminary results and perspectives.

Palavras-chave: Barreiras Acústicas, Reflexão Difusa, Absorção Sonora.

1. Introdução

Barreiras acústicas são comumente aplicadas para reduzir níveis sonoros em receptores localizados próximos a rodovias e ferrovias. A barreira evita a incidência direta de som sobre esses observadores, criando uma região de sombra, onde o ruído reduzido propaga-se principalmente devido à difração nas bordas da barreira. Embora intencionada à redução de ruído, tais barreiras podem também levar a efeitos negativos sobre observadores localizados em frente da barreira, fora de sua região de sombra. Superfícies planas refletem o ruído adiante das barreiras e níveis sonoros mais elevados – até 5 dB – podem ocorrer aí, mesmo que outras barreiras estejam protegendo tal região – o som refletido tangencia o topo da barreira oposta, diminuindo sua região de sombra (Fig. 1).

Por outro lado, o uso de superfícies corrugadas em barreiras acústicas pode reduzir substancialmente tais reflexões indesejadas. Quando uma onda sonora incide sobre uma superfície corrugada, dependendo da relação entre seu comprimento de onda e a geometria da corrugação, ocorre reflexão sonora difusa, sendo a energia sonora espalhada em diversas direções à frente da superfície – não apenas em uma, como no caso de superfícies planas (Fig. 1). Além disso, devido à própria corrugação, a área de absorção sonora da superfície é aumentada e menos energia sonora é refletida.

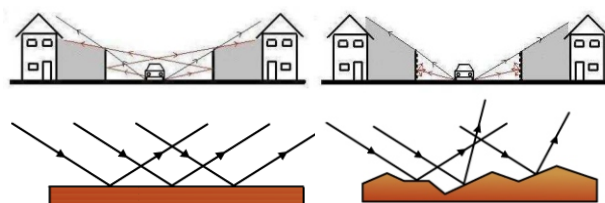


Figura 1. Reflexão direta de barreiras planas e a reflexão difusa de barreiras corrugadas.

Embora amplamente utilizadas hoje em dia, o planejamento e a caracterização de barreiras corrugadas são baseadas, sobretudo, em experiências práticas, o que pode levar a altos custos de instalação e à ineficiência de tais barreiras. Muitos métodos para a determinação da absorção sonora de barreiras são bem conhecidos, contudo nenhum deles é adequado para a medição *in-situ* de superfícies corrugadas, o que é de grande importância, particularmente quando é requerida a avaliação da reflexão/absorção de barreiras já instaladas.

O problema da medição *in-situ* da absorção sonora de barreiras corrugadas deve-se à forte interferência no campo próximo à superfície, o que leva à focalização do som e, portanto, a valores de reflexão/absorção inconsistentes – mesmo que corretamente determinados. Portanto, embora bem aplicados para superfícies planas, os métodos atuais de medição *in-situ* para a absorção sonora de barreiras acústicas não funcionam bem para superfícies corrugadas. Além disso,

a dificuldade em eliminar reflexões espúrias no campo afastado é também um desafio a ser superado.

Em vista da problemática levantada, é requerida pesquisa sobre uma caracterização apropriada de barreiras acústicas com superfície corrugada. Este trabalho relata uma investigação objetivada a desenvolver um novo método de medição *in-situ* para a absorção sonora de barreiras com superfícies corrugadas. O novo método de medição deve permitir uma descrição prática e representativa de tais barreiras. O artigo descreve a metodologia aplicada e apresenta resultados preliminares.

2. Metodologia

A metodologia da pesquisa para o objetivo proposto é dividida em quatro etapas principais:

1. Avaliação dos métodos atuais para a medição da absorção sonora,
2. Modelagem e cálculo do campo sonoro em frente de superfícies corrugadas,
3. Desenvolvimento de um novo método de medição *in-situ* para a absorção sonora de barreiras corrugadas,
4. Aplicação e comprovação prática do método de medição desenvolvido.

As investigações conduzidas são a seguir apresentadas. Até o momento, foram realizadas a primeira e a segunda parte do trabalho, sendo que terceira parte já foi iniciada.

3. Investigações e resultados preliminares

3.1. Avaliação dos métodos atuais para a medição da absorção sonora de barreiras acústicas

Existem diversos métodos de medição da absorção sonora de barreiras acústicas [1]. Os métodos disponíveis podem ser classificados como laboratoriais normalizados, alternativos e procedimentos alternativos *in-situ*. A absorção sonora pode ser também determinada através do respectivo coeficiente de reflexão, da impedância da superfície e da função de transferência entre dois microfones de medição. Dois desses métodos são normas laboratoriais bem conhecidas: a medição no tubo de impedância e a em câmara reverberante. Além desses dois métodos clássicos, há uma variedade de procedimentos laboratoriais alternativos [1], como por exemplo: Método da Pressão Superficial, Guias de Onda, Impulso Tonal, Técnicas de Correlação, Análise Cepstral e Técnica de Dois Microfones. Por outro lado, medições *in-situ* são principalmente requeridas para se verificar a absorção sonora de barreiras acústicas já construídas, após longo tempo de instalação. Para este tipo de medições, existem alguns métodos não normalizados.

O chamado método Adrienne [2] é um procedimento *in-situ*, que representou um projeto de norma – DIN CEN/TS

1793-5. Ele é baseado no método de Impulso Tonal, no qual uma fonte envia um sinal de excitação na direção da barreira, o qual é refletido a um microfone. No método Adrienne, são utilizados um sinal de excitação MLS (Maximum Length Sequence), para obtenção de boa relação sinal/ruído, e um dispositivo de medição – um alto-falante e um microfone montados num tripé, de modo que ambos podem ser movimentados e girados juntos, mantendo sua distância relativa. Duas medições são realizadas. Na primeira, na qual o dispositivo é voltado para a barreira a uma distância de 1,25 m de sua superfície (Fig. 2), são medidas a pressão sonora incidente e a refletida. Na segunda, na qual o dispositivo é voltado contra a barreira, apenas o som incidente é medido. Através de técnicas de subtração e janelamento, o sinal refletido é separado da primeira medição e o coeficiente de absorção (α) é determinado (Fig. 2).

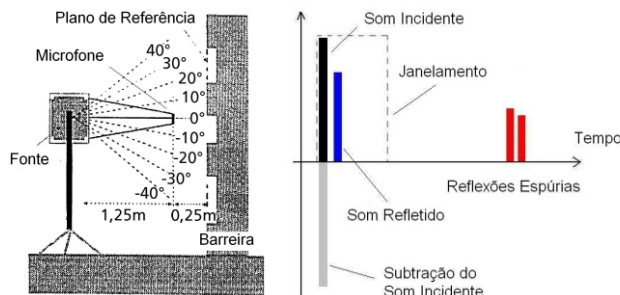


Figura 2. Dispositivo de medição e técnicas de processamento do Método Adrienne.

Embora com bons resultados para superfícies planas, quando usado para superfícies corrugadas, o Método Adrienne fornece resultados incorretos. Devido à reflexão difusa, efeitos de focalização ocorrem próximo à corrugação e, assim, valores fisicamente inconsistentes são obtidos, como por exemplo, coeficientes de absorção menores do que 0 (zero), como se fosse refletida mais energia do que a incide sobre a barreira.

O uso da excitação MLS no Método Adrienne visa a melhorar a relação sinal/ruído, porém isso requer sinais de entrada (alto-falante) e de saída (microfone) coerentes entre si, o que é conseguido, por exemplo, a distâncias próximas entre alto-falante, microfone e superfície. Portanto, o uso do método Adrienne para medições *in-situ* da absorção sonora em campo afastado de superfícies corrugadas – onde os efeitos da interferência difusa podem ser negligenciados – é inadequado.

Um método alternativo de medição em campo afastado *in-situ* já foi formulado e testado [3]. Nesse método, aqui chamado de “Método da Comparação”, medições são realizadas utilizando excitação estocástica a alguns metros da barreira (5, 6 e 7 m). Para suprimir reflexões espúrias no campo afastado, são feitas medições do som

refletido de superfícies de referência, cujos coeficientes de reflexão são conhecidos (superfícies altamente refletoras, com $\alpha = 0$ e absorvedoras, com $\alpha = 1$), posicionadas sobre parte da superfície corrugada. O coeficiente de absorção é então determinado através de relações entre as pressões sonoras medidas com e sem as superfícies de referência. Os valores de absorção determinados por este método mostraram valores consistentes. Contudo, numa comparação com resultados teóricos, é obtida má concordância para altas e médias frequências, de modo que a precisão e os limites de aplicação do método devem ser melhorados.

Em vista do atual estado da arte, medições em campo próximo e afastado têm cada uma suas próprias dificuldades. A medição da absorção sonora de superfícies corrugadas deve ser realizada em campo afastado, mas ainda há questões metrológicas a serem superadas. Portanto, uma possível transferência de valores de medição do campo próximo para o afastado deve ser investigada.

3.2. Modelagem e cálculo do campo sonoro em frente de superfícies corrugadas

• Campo Próximo

O método de Holford-Urusovskii [4] fornece a solução exata da reflexão difusa de uma onda sonora plana incidente sobre uma superfície corrugada. Ele é aplicado para cálculos de campo próximo.

Seja $z = \xi(x)$ uma função periódica que descreve a superfície corrugada (comprimento de corrugação

$\Lambda = 2\pi/K$ e profundidade $H = 2h$) num sistema de coordenadas x - z (Fig. 3). Uma onda incidente (comprimento de onda $\lambda = 2\pi/k$ e frequência f) propaga-se sobre o plano (x,z) e incide sobre a superfície corrugada sob o ângulo φ_0 ao eixo x .

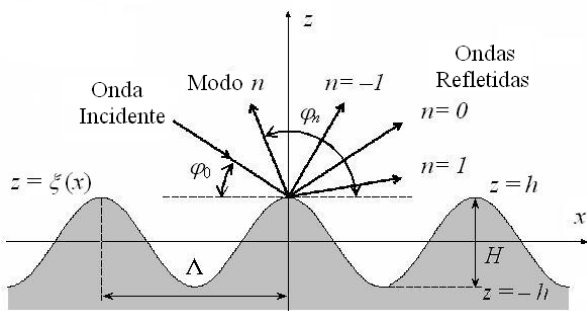


Figura 3. Onda plana incidindo sobre uma superfície corrugada periódica: reflexão difusa

A periodicidade da superfície permite afirmar que o campo difuso refletido é também uma função periódica, sendo descrita por uma soma de ondas planas, que se propagam com amplitudes R_n sob ângulos específicos φ_n também chamados de auto-direções da reflexão difusa (Fig.3):

$$p_{ref}(x, z) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} R_n e^{ik(\alpha_n x + \gamma_n z)}, \quad z > h. \quad [Eq.1]$$

Os termos α_n e γ_n referem-se ao cosseno e ao seno do ângulo φ_n , respectivamente:

$$\begin{aligned} \cos \varphi_n &= \alpha_n = \cos \varphi_0 + n \lambda / \Lambda \\ \sin \varphi_n &= \gamma_n = \sqrt{1 - \alpha_n^2}, \quad n = 0, \pm 1, \pm 2, \dots \end{aligned} \quad [Eq.2]$$

A Eq. 2 relaciona a frequência e o ângulo de incidência da onda com a geometria da corrugação. Assim, a reflexão difusa ocorre para comprimentos de onda $\lambda_n < 2\Lambda$. Além disso, ela mostra que apenas quando γ_n é um número real (i.e. $|\alpha_n| \leq 1$), a onda refletida respectiva propaga-se no campo afastado, enquanto para γ_n imaginários (i.e. $|\alpha_n| > 1$), as ondas refletidas são amortecidas exponencialmente no campo afastado, i.e. tratam-se de ondas evanescentes. Sejam M^- e M^+ as ordens mínima e máxima n para as quais γ_n é real. Assim, as ondas refletidas (p_{out}) e evanescentes (p_{eva}) podem ser separadas na Eq. 2:

$$\begin{aligned} p_{out}(x, z) &= \sum_{M^-}^{M^+} R_n e^{ik(\alpha_n x + \gamma_n z)}, \quad |\alpha_n| \leq 1 \\ p_{out}(x, z) &= p_{ref}(x, z) - p_{eva}(x, z) \end{aligned} \quad [Eq.3]$$

Para se calcular as amplitudes R_n das ondas refletidas, são determinados primeiramente os coeficientes de Fourier ϕ_m da pressão sonora total na superfície, $\phi(x) = p(x, \xi(x))$. Isto é feito resolvendo o seguinte sistema de equações:

$$\phi_m - \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \phi_n U_{m-n} = \frac{2}{\Lambda} \int_0^\Lambda \phi_{inc}(x) e^{-ik\alpha_n x} dx, \quad m = 0, \pm 1, \pm 2, \dots \quad [Eq.4]$$

onde $\phi_{inc}(x) = p_{inc}(x, \xi(x)) = \exp[ik(\alpha_0 x - \gamma_0 \xi(x))]$ representa a pressão sonora incidente sobre a superfície (a amplitude da onda incidente é considerada como unitária, por simplicidade). Se a superfície é muito rígida (admitância $\eta_0 = 0$), os elementos $U_{m,n}$ são dados por:

$$U_{m,n} = \frac{1}{\Lambda} \int_0^\Lambda \int_0^\Lambda e^{-i(m-n)kx} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{H_1^{(1)}(k\rho)}{\rho} [\xi(x+\tau) - \xi(x) - \tau \frac{\partial \xi(x)}{\partial x}] e^{-ik\alpha_n \tau} d\tau dx \quad [Eq.5]$$

sendo $\rho = [\tau^2 + (\xi(x+\tau) - \xi(x))^2]^{1/2}$, $\tau = x - x'$ (distância horizontal entre x e x' , uma posição no campo e uma qualquer sobre a superfície) e $H_1^{(1)}$ a função de Hankel do primeiro tipo de ordem 1. Já que uma solução analítica não existe, os valores das integrais podem ser estimados por aproximações numérico-analíticas [5]. Calculando ϕ_{m1} até uma ordem $m = N$, as amplitudes R_n são determinadas como na referência [4]. A precisão dos resultados é testada pela conservação de energia no campo afastado, onde desvios até 1% são aceitos:

$$\varepsilon = \sum_{\gamma_n \text{ reell}} \frac{\gamma_n}{\gamma_0} |R_n|^2 = 1 \quad [\text{Eq.6}]$$

Resultados de cálculos usando o método descrito são aqui apresentados, considerando uma corrugação senoidal $\xi(x) = h \cos(Kx)$, com $\Lambda = 0,188$ m e $h = 0,047$ m, frequência $f_i = 2000$ Hz e ângulo de incidência $\varphi_0 = 90^\circ$ (Fig. 4).

O campo mostra valores de pressão maiores que 1 (=amplitude da onda incidente), devido a efeitos de focalização. O padrão de interferência espacial repete-se através do campo refletido, devido à dimensão infinita da superfície periodicamente corrugada, admitida neste método, produzindo assim um campo refletido periódico. Desta forma, o método de Holford-Urusovskii não permite o cálculo de um campo afastado, onde os efeitos de focalização desapareceriam.

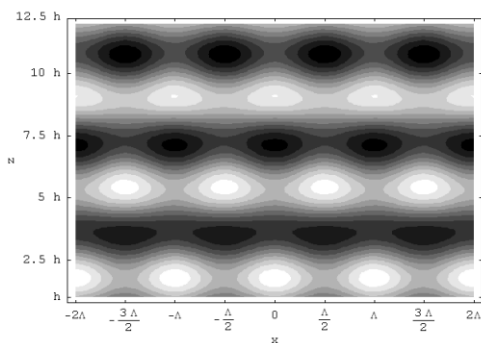


Figura 4. Campo difuso de uma onda plana incidente sobre uma superfícies corrugada.

• Campo Afastado

Para a investigação do campo afastado refletido de barreiras corrugadas, será considerada uma onda incidente sobre uma superfície periodicamente corrugada, composta por um conjunto de N vigas idênticas, com largura b e altura H , igualmente espaçadas sobre uma superfície plana (período Λ), de tal maneira que a largura total da superfície é $N\Lambda$ (Fig. 5).

Da aproximação de Fraunhofer, a energia refletida (E_{out}) para o campo afastado é dado por:

$$E_{out} \sim E_{in} \cdot SF(\varphi, \varphi_0, k, b) \cdot TF(\varphi, \varphi_0, k, \Lambda, H) \cdot GF(\varphi, \varphi_0, k, \Lambda, N) \quad [\text{Eq. 7}]$$

onde SF , TF e GF são funções analíticas, relacionadas a cada viga sozinha (SF), a interferência entre a parte superior de cada viga e a superfície plana (TF) e o conjunto de vigas (GF). As funções são analiticamente determinadas por parâmetros geométricos da superfície (Λ , H), pela frequência (f) e pelo ângulo de incidência (φ_0) da onda, além da direção da onda refletida φ [6].

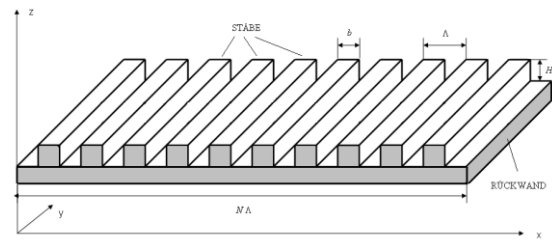


Figura 5. Superfície finita periódica.

Sendo a função de conjunto de vigas (GF) dada por

$$GF(\varphi, \varphi_0, k, \Lambda, N) = \frac{\sin \left[N \frac{k\Lambda}{2} (\cos \varphi_0 - \cos \varphi) \right]}{N \sin \left[\frac{k\Lambda}{2} (\cos \varphi_0 - \cos \varphi) \right]} \quad [\text{Eq.8}]$$

Deve-se notar que seus máximos ocorrem para $\sin[k\Lambda/2 (\cos \varphi_0 - \cos \varphi)] = 0$ i.e. para $\varphi_{max} = \varphi_n = \arccos(\cos \varphi_0 + n\lambda/\Lambda)$, as mesmas auto-direções do campo próximo, dadas pelo método de Holford-Urusovskii (Fig. 3). Se a superfície for larga o suficiente em comparação ao comprimento de onda ($N\Lambda \gg \lambda$), GF assume valores próximos de zero, exceto nos seus máximos, i.e. nas auto-direções φ_n , onde ela é igual à unidade ($GF = 1$). Desta consideração e da Eq. 7, os coeficientes de reflexão no campo afastado são dados por:

$$R(n, \varphi, \varphi_0, k, b, H) = \begin{cases} \sqrt{SF(\varphi, \varphi_0, k, b) \cdot TF(\varphi, \varphi_0, k, \Lambda, H)}, & \cos \varphi = \cos \varphi_0 + n\lambda/\Lambda \\ 0, & \cos \varphi \neq \cos \varphi_0 + n\lambda/\Lambda \end{cases} \quad [\text{Eq. 9}]$$

Da Eq. 2 e da Eq. 9, os coeficientes de reflexão no campo afastado ($R(n)$) de uma superfície corrugada ampla estão relacionados com as auto-direções das ondas refletidas no campo próximo. Estando o campo próximo e o afastado assim relacionados, pode ser possível transferir valores medidos de uma região para a outra, o que deve ser investigado através de medições em laboratório.

3.3. Desenvolvimento de um método de medição in-situ para a absorção sonora de barreiras corrugadas

Para se determinar experimentalmente as amplitudes R_n das ondas refletidas no campo afastado de superfícies corrugadas e suas respectivas fases, como descrito pelo Método de Holford-Urusovskii, pode-se medir o nível de pressão sonora em posições (x_i, z_j) próximas à superfície, determinando a respectiva pressão sonora (Fig. 6).

COMPORTAMENTO DE PAINÉIS RANHURADOS E PERFURADOS INCORPORANDO ESPUMAS SINTÉTICAS

Patraquim, R.*; Godinho, L.^o; Amado Mendes, P.^o; Neves, A.^o

*AMBI Brasil, Brasil

^o CICC, Dep. Eng. Civil Universidade de Coimbra, Portugal

^o ITeCons, Coimbra, Portugal

Resumo

O presente trabalho apresenta uma análise experimental do comportamento de painéis absorventes acústicos compostos, realizados em MDF e incorporando, na sua constituição, espumas sintéticas. O processo de avaliação do desempenho destas soluções baseia-se no ensaio experimental de amostras de dimensão reduzida, recorrendo ao método do tubo de impedância para a determinação da absorção sonora de cada solução. São analisadas diferentes tipologias de painel, considerando painéis perfurados ou ranhurados, com geometrias não convencionais, nos quais as aberturas são preenchidas com espuma de poliuretano com célula aberta. É considerada a existência de uma caixa-de-ar de 40 mm no tardo do painel, preenchida com o mesmo tipo de espuma ou com a solução tradicionalmente usada nestes sistemas (lã de rocha). É ainda analisado o efeito da presença de uma tela acústica colada ao tardo do painel, procurando perceber se poderá, por um lado, existir uma alteração significativa devido à sua não inclusão no sistema construtivo, e, por outro, se o seu efeito no desempenho acústico pode ser substituído pela presença das referidas espumas.

Abstract

In this work, an experimental analysis of the behavior of perforated panels, to be used as acoustic absorbers, is presented. The panels are made of MDF, and incorporate synthetic foams. The experimental analysis is conducted making use of laboratorial tests in an impedance tube, determining the sound absorption coefficients of small circular samples. Different panel typologies are addressed, considering different linear perforated panels, with non-conventional geometries. Tests are performed considering that, within the panel itself, the perforation may be filled with open-cell polyurethane foam. Behind the panel, an air plenum is assumed, with a constant depth of 40 mm, which may be either empty, filled with the same polyurethane foam used within the panel, or with the traditional material used in these applications (rock wool). The effect of a non-woven sheet glued to the back of the panel is also analyzed, trying to verify if its absence introduces significant changes in the sound absorption of the system, and to understand if this solution may be substituted by the polyurethane foam.

Palavras-chave: Painéis absorventes. Espumas sintéticas. Estudo experimental.

1. Introdução

Os materiais e sistemas absorventes sonoros para espaços fechados são, hoje em dia, soluções de condicionamento acústico usadas para garantir a existência de ambientes acústicos adequados à finalidade a que cada espaço se destina. Dentre as várias alternativas existentes, uma solução técnica comum é o uso de painéis perfurados, realizados em madeira ou em gesso cartonado, apresentando estes sistemas um processo de absorção do som complexo, com um comportamento que combina o de materiais porosos e o de ressoadores acústicos. A perfuração do painel em conjunto com a caixa-de-ar usualmente existente por trás do revestimento fazem, de facto, com que o comportamento

dominante deste sistema se assemelhe ao de uma grelha de ressoadores de Helmholtz. Uma descrição detalhada do comportamento destes sistemas pode ser encontrada em trabalhos de diferentes investigadores, como Ingard e Bolt [1], Morse et al [2], Bolt [3], Ingard [4] ou Crandall [5]. Num trabalho de Patraquim [6], estudou-se experimentalmente a influência de diversos parâmetros no comportamento destes painéis, nomeadamente no que respeita à espessura, percentagem de furação ou utilização de materiais absorventes na caixa-de-ar. Nesse trabalho, a caracterização dos painéis foi efectuada recorrendo ao método descrito na norma ISO 354, determinando a sua absorção sonora em câmara reverberante. Recentemente, Godinho et al [7] avaliaram a absorção sonora de diferentes amostras

de painéis perfurados recorrendo ao método do tubo de impedância, seguindo as disposições das normas ISO 10534-2 e ASTM E 1050. Nesse trabalho foi dada especial ênfase à avaliação do efeito de uma eventual tela acústica colada no tardo do dos painéis, procurando verificar, com diferentes telas, qual a real influência que esta pode ter no comportamento global da solução construtiva. Os autores concluíram que as características da tela colada no tardo do painel exercem uma grande influência no comportamento global do sistema, sendo que telas com maior resistência ao fluxo de ar originam picos de ressonância menos evidentes, enquanto estes picos são muito pronunciados quando se usam telas com baixa resistência ao fluxo.

Uma grande parte dos trabalhos publicados refere-se à análise de dispositivos perfurados, com diferentes tipologias, mas em que as aberturas superficiais correspondem a furos discretos realizados no painel. No entanto, o desenvolvimento de novas geometrias para as aberturas superficiais, a utilização de diferentes materiais, ou a adopção de soluções não convencionais têm merecido a atenção de diversos investigadores (veja-se, por exemplo, [8] ou [9]), procurando definir soluções alternativas com bom desempenho. É também neste âmbito que surge o presente trabalho, onde se apresenta uma análise experimental do comportamento de painéis absorventes acústicos compostos, realizados em MDF e incorporando, na sua constituição, espumas sintéticas. Tal como em [7], o processo de avaliação do desempenho destas soluções baseia-se no ensaio experimental de amostras de dimensão reduzida, recorrendo ao método do tubo de impedância para a determinação da absorção sonora de cada solução. São analisadas diferentes tipologias de painel, considerando sobretudo painéis ranhurados, com geometrias não convencionais, nos quais as aberturas são preenchidas com espuma de poliuretano com célula aberta. Em todos os casos, é considerada a existência de uma caixa-de-ar no tardo do painel, preenchida com o mesmo tipo de espuma ou com lâ-de-rocha, solução esta que é tradicionalmente usada nestes sistemas. As soluções assim definidas são ainda comparadas com a solução convencional, fazendo uso de uma tela acústica colada ao tardo do painel. Procura-se, neste aspecto, perceber qual a diferença de comportamento acústico do sistema devido à substituição desta tela por uma espuma de célula aberta.

O trabalho encontra-se estruturado da seguinte forma: em primeiro lugar é apresentado o método de ensaio, descrevendo-se o equipamento usado; segue-se uma descrição dos vários materiais usados nos ensaios laboratoriais, bem como a caracterização dos materiais absorventes porosos utilizados; apresentam-se e discutem-se, depois, os resultados obtidos, procurando compreender a influência dos vários parâmetros analisados.

2. Metodologia de ensaio e equipamento laboratorial

A determinação experimental do coeficiente de absorção sonora em amostras de dimensão reduzida foi efectuada recorrendo ao método do tubo de impedância, de acordo com a norma ISO 10534-2, e com a norma americana ASTM E 1050.

Este método consiste na emissão de um ruído de intensidade média, constante ao longo do espectro de frequências, designado por ruído branco, em ondas planas, com o auxílio de um amplificador e de um altifalante colocado numa das extremidades do tubo. Quando as ondas sonoras incidem na amostra dão-se variações de pressão provocadas pela transformação de alguma da energia sonora incidente em energia mecânica, o que diminui a pressão sonora reflectida. Estas variações de pressão são determinadas por dois microfones que se encontram em posições predefinidas. Os sinais dos microfones são processados por um analisador digital e, depois de tratados, obtêm-se os valores da absorção sonora em função da frequência do som. O tubo de impedância usado foi do tipo 4206 (Figura 1), da marca Brüel & Kjaer, complementado por um amplificador do tipo 2716C (Brüel & Kjaer), tendo-se recorrido ao método dos dois microfones para a avaliação da absorção sonora das amostras. Para a aquisição de sinal, foi utilizado um sistema de aquisição multianalisador Pulse, modelo 3560-C (Brüel & Kjaer).

Tendo-se recorrido ao método dos dois microfones, proposto na norma internacional ISO 10534-2, torna-se necessário proceder à definição da posição dos microfones durante o ensaio, uma vez que o espaçamento entre estes influencia a gama de frequências que pode ser avaliada com rigor. Neste caso, tendo em conta que, tipicamente, os painéis perfurados apresentam frequências de ressonância abaixo dos 2000 Hz, e que a frequência mínima de interesse se situa nos 100 Hz, tomou-se a opção de seleccionar um espaçamento de 50 mm. Tendo em consideração o diâmetro do tubo e este espaçamento, a gama de frequências passível de ser analisada por este equipamento está compreendida entre os 68 Hz e os 1992 Hz.

No início de cada série de ensaios foi realizada uma verificação preliminar do sistema, avaliando o ruído no interior do tubo de impedância com a fonte em funcionamento e desligada. A diferença entre os níveis sonoros terá que ser igual ou superior a 10dB, para todas as frequências. Complementarmente, foi realizada a correcção prevista na norma ISO 10534-2, de forma a anular os erros de fase dos dois microfones, recorrendo a amostras de referência fornecidas pela Brüel & Kjaer (espumas sintéticas de célula aberta). Para esse efeito, foi registado o sinal com os microfones numa posição inicial, e invertendo depois o seu posicionamento relativo. De forma a garantir uma boa estabilidade dos resultados obtidos, foram efectuados testes preliminares no tubo de impedância, recorrendo a amostras circulares de lâ-de-rocha, com uma densidade de aproximadamente 20 kg/m³ e uma espessura de 40 mm. Estes testes evidenciaram uma boa estabilidade do método de ensaio em condições de

reprodutibilidade, não apresentando variabilidade significativa dos resultados obtidos entre diferentes provetes da mesma amostra para amostra.

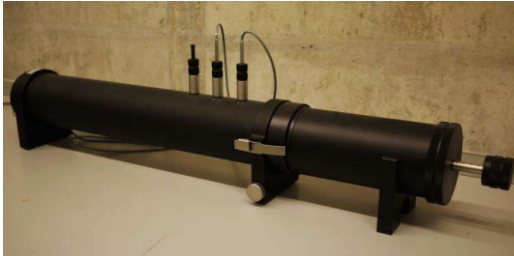


Figura 1: Tubo de impedância utilizado nos ensaios.

3. Descrição das amostras testadas

Foi ensaiado, neste trabalho, um grande número de amostras perfuradas com configurações distintas. Ilustram-se, na presente comunicação, os resultados obtidos apenas 4 amostras diferentes, correspondentes a amostras circulares perfuradas em “Valchromat®” (MDF de alta densidade colorido em toda a sua massa), com um diâmetro de 10 cm e espessura de 16 mm, com taxas de perfuração e com ranhuras de geometria distintas, conforme ilustrado nas Figuras 2 e 3.

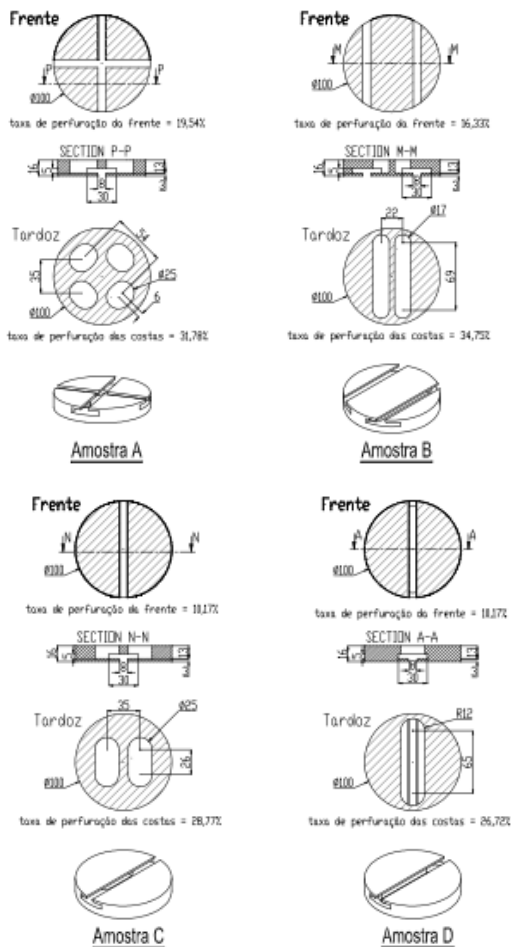


Figura 2: Amostras utilizadas

A espuma utilizada em alguns dos ensaios é uma espuma de poliuretano de célula aberta, de cor cinza escura, com 25kg/m³ de massa volúmica. Como referência, foi também utilizada, em alguns ensaios, lã de rocha com 4cm de espessura e uma massa volúmica de 40kg/m³. Para permitir uma melhor compreensão do comportamento destes dois materiais absorventes sonoros, na Figura 4 apresentam-se as respectivas curvas de absorção sonora; nesse gráfico pode observar-se que apresentam desempenhos muito próximos entre si, revelando, ainda assim, a lã de rocha um desempenho um pouco superior com coeficientes de absorção sonora superiores à espuma de poliuretano a partir dos 200 Hz.

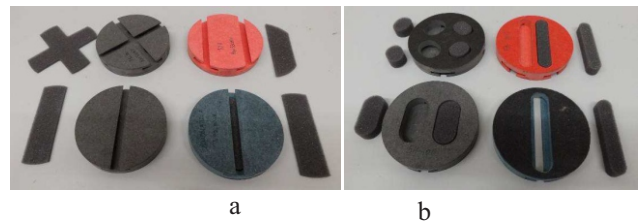


Figura 3: Exemplo da utilização das espumas nas ranhuras. Fotografias das amostras ensaiadas A, B, C e D: a) vista da parte da frente; b) vista do tardoiz.

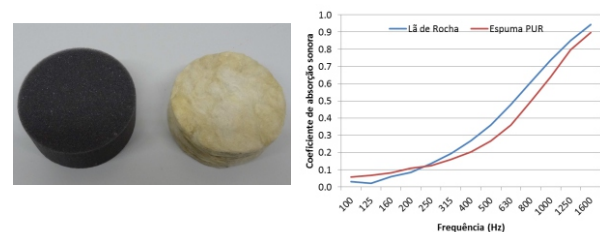


Figura 4: Absorção sonora (para incidência normal) dos absorventes porosos utilizados

O estudo pretende avaliar a influência da introdução de espumas no interior das ranhuras das amostras acima apresentadas. Para tal foram realizados, para cada uma das amostras, os ensaios documentados na Tabela 1.

Tabela 1: Ensaios realizados.

| Á Montagem | GESCRIÇÃO | í ELA | I Ã DE ROCHA (4cm) | I Î CALIZAÇÃO DA ESPUMA | | | Ê MOSTRAS | | | |
|------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|--------------------|-------------------------|---------|-----------------------|-----------|-----|-----|-----|
| | | | | í ARDOZ | Ë RENTE | Í A CAIXA-DE-AR (4cm) | Ê | Ë | F | G |
| Ĉ | Ê mostas simples (caixa-de-ar vazia e sem qualquer espuma ou véu acústico) | | | | | | Ê 1 | Ë 1 | F 1 | G 1 |
| ĉ | Ê mostra + véu acústico colado no tardo (caixa-de-ar vazia e sem qualquer espuma) | Á | | | | | Ê 2 | Ë 2 | F 2 | G 2 |
| ċ | Ê mostra simples + lâ de rocha na caixa-de-ar (amostra sem véu acústico nem espumas) | | Á | | | | Ê 3 | Ë 3 | F 3 | G 3 |
| ç | Ê mostra + véu acústico colado + lâ de rocha na caixa-de-ar (sem qualquer espuma) - MONTAGEM STANDARD | Á | Á | | | | Ê 4 | Ë 4 | F 4 | G 4 |
| D | Ê mostra + espumas introduzidas nas ranhuras do tardo (caixa-de ar vazia e sem véu acústico) | | | Á | | | Ê 5 | Ë 5 | F 5 | G 5 |
| Ď | Ê mostra + espumas introduzidas nas ranhuras do tardo + caixa-de-ar preenchida com espuma (sem véu acústico) | | | Á | | Á | Ê 6 | Ë 6 | F 6 | G 6 |
| Đ | Ê mostra + espuma introduzida nas ranhuras frontais (caixa-de ar vazia e sem véu acústico) | | | | Á | | Ê 7 | Ë 7 | F 7 | G 7 |
| đ | Ê mostra + espuma introduzida nas ranhuras frontais + caixa-de-ar preenchida com espuma (sem véu acústico) | | | | Á | Á | Ê 8 | Ë 8 | F 8 | G 8 |
| E | Ê mostra + espuma introduzida nas ranhuras frontais + caixa-de-ar preenchida com lâ de rocha (sem véu acústico) | | Á | | Á | | Ê 9 | Ë 9 | F 9 | G 9 |

Em todos os ensaios, considerou-se uma caixa-de-ar no tardo das amostras com uma profundidade de 40mm, e que poderá ou não ser preenchida com absorvente poroso.

4. Apresentação e análise dos resultados obtidos

Numa primeira análise, a partir dos resultados que se ilustram nas Figuras 5a) e 5b), pretende-se verificar a influência da geometria e concepção dos painéis ranhurados, através dos ensaios das amostras A a D, em duas situações de montagem mais “correntes”. Na primeira daquelas figuras, pode observar-se os resultados para os 4 tipos de painéis ranhurados, com tela acústica colada no tardo, sem aplicação de espumas nas ranhuras dos painéis e com a caixa-de-ar vazia (condições de montagem do tipo 2, referidas na Tabela 1). Globalmente, o comportamento dos vários painéis apresenta níveis de absorção reduzidos, para baixas frequências, um pico de absorção pronunciado, centrado nas frequências de 500 a 630Hz, decrescendo depois os níveis de absorção sonora, na gama de frequências mais elevadas. Nestas condições, observa-se que as amostras A e B apresentam comportamentos muito semelhantes, em termos de localização da frequência de ressonância e em termos de amplitude máxima atingida (abaixo de 0.6). As amostras C e D exibem valores máximos de amplitude do coeficiente de absorção sonora um pouco mais elevados (ambos, acima de 0.7), contudo, no caso da amostra C, a ressonância encontra-se centrada numa frequência um pouco inferior às das amostras A, B e D. Na Figura 5b), ilustram-se os resultados dos ensaios aos mesmos painéis, em condições de montagem “standard” (indicadas na Tabela 1 como de tipo 4), com aplicação de tela acústica, sem a inclusão de espumas nas ranhuras dos painéis e com a caixa-de-ar de 40mm integralmente

preenchida por lâ de rocha. Neste gráfico, é possível constatar que o preenchimento da caixa-de-ar com aquele material absorvente conduziu ao aumento do valor máximo de absorção sonora, para valores próximos da unidade, nas quatro amostras testadas. De igual modo, observa-se uma tendência para que aquelas ressonâncias ocorram em frequências um pouco mais baixas (cerca de 1/3 de oitava, no caso das amostras C e D), devendo salientar-se o aumento da absorção sonora (para as amostras A, B e D) na gama de frequências mais elevadas, já expectável ao se adoptar materiais fibrosos como a lâ de rocha.

Em ambas as figuras, os resultados exibidos pela amostra C aparentam demonstrar o efeito de um maior comprimento do trajecto realizado pelas ondas sonoras desde a face exposta do painel até ao tardo do painel, onde se encontra a tela acústica e inicia a caixa-de-ar.

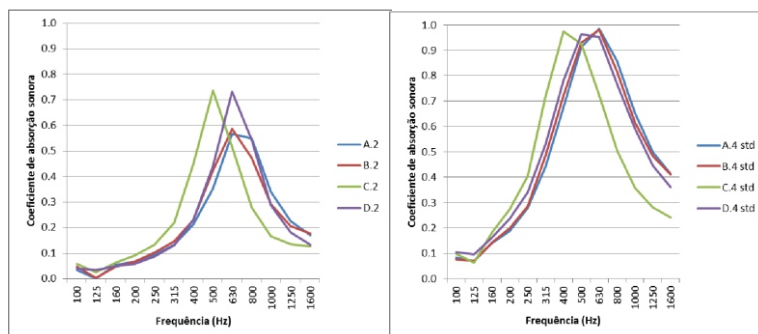


Figura 5: Resultados dos ensaios em tubo de impedância para as amostras A, B, C e D: a) com véu acústico colado no tardo e caixa-de-ar vazia (tipo 2); b) montagem standard, com véu acústico colado e lâ de rocha na caixa-de-ar (tipo 4).

Seguidamente, os resultados de um conjunto de ensaios foram agrupados, em quatro gráficos (Figuras 6a) a 6d)), de modo a comparar, para cada tipo de amostra, diferentes condições de aplicação das espumas (nas ranhuras da frente ou nas ranhuras de trás dos painéis) e de preenchimento da caixa-de-ar (vazia, com espuma ou com lâ de rocha), sem aplicação da tela acústica. Para referência, foram incluídas as curvas de absorção sonora correspondente à montagem “standard”. Numa análise global, fica bem patente, para cada tipo de amostra, a aproximação dos resultados correspondentes às condições de montagem dos tipos 4, 6, 8 e 9 (de acordo com a Tabela 1), em termos de amplitude máxima e da frequência em que ela ocorre. Para o caso da montagem “standard” observa-se uma ligeira translação da curva para a direita, em cerca de 1/3 de oitava. Ressalta, assim, a similitude de comportamentos para as situações de preenchimento da caixa-de-ar com materiais absorventes distintos, uma espuma de poliuretano de célula aberta e uma lâ de rocha. Contudo, é possível diferenciar, de forma clara, o comportamento correspondente à condição de montagem do tipo 7, em que, não tendo tela acústica no tardo, se procede à utilização de espuma nas ranhuras da frente do painel e a caixa-de-ar não se encontra preenchida com material absorvente. Neste caso, para cada tipo de amostra, o valor máximo de absorção sonora ocorre de forma mais concentrada na gama de frequências, numa frequência um pouco superior e sendo a amplitude inferior em relação às restantes condições de montagem. Ainda assim, a amplitude máxima atingida para esta condição de montagem atinge valores interessantes, sempre acima de 0.75, sabendo que não existe material absorvente na caixa-de-ar. O comportamento observado entre as diferentes amostras aparenta seguir a tendência comentada acima.

Por último, na Figura 7 ilustram-se os resultados para os 4 tipos de painéis ranhurados em análise, numa situação de montagem que compreende a utilização de espuma nas ranhuras da parte exposta do painel e a inserção de lâ de rocha na caixa-de-ar (montagem do tipo 9, em consonância com a Tabela 1). Esta montagem poderá ser encarada como alternativa à mais tradicional (do tipo 4, “standard”), dispensando a aplicação de tela acústica como forma de protecção face à lâ rocha presente na caixa-de-ar. As curvas de absorção sonora são praticamente coincidentes para as amostras A, B e D, apresentando valores máximos muito próximos da absorção total das ondas incidentes, na banda de frequência de 1/3 de oitava de 500Hz. Tal como anteriormente, a amostra C, com taxas de perfuração (da frente e do tardo) muito semelhantes à da amostra D, exibe um comportamento que se distingue, com uma translação da curva de absorção no sentido de frequências mais baixas.

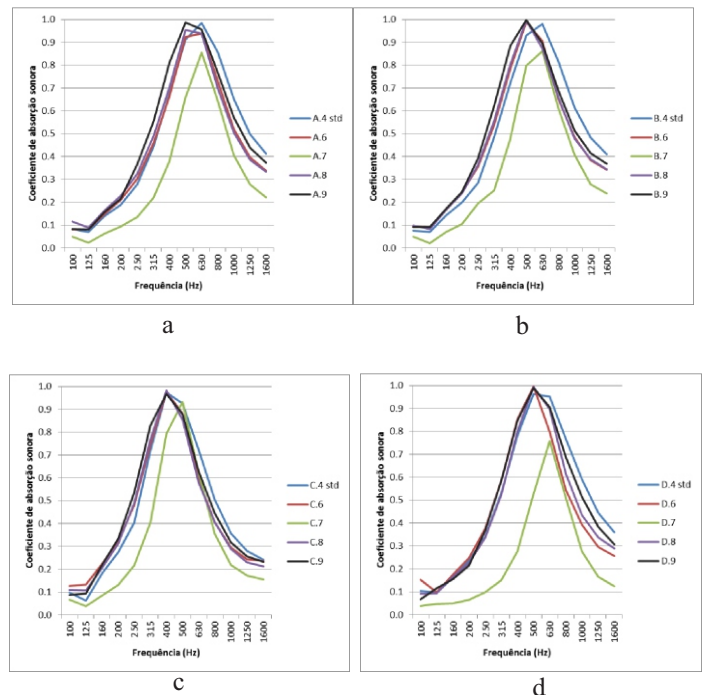


Figura 6: Resultados dos ensaios em tubo de impedância para diferentes condições de montagem, 4, 6, 7, 8 e 9: a) amostra A; b) amostra B; c) amostra C; d) amostra D.

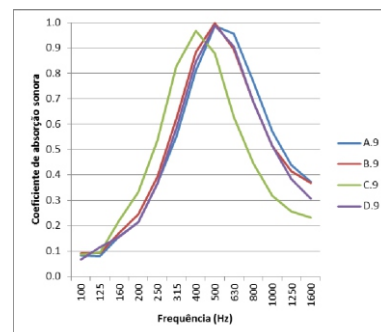


Figura 7: Resultados dos ensaios em tubo de impedância para as amostras A, B, C e D: com espuma à frente, sem véu acústico no tardo e caixa-de-ar com lâ de rocha (tipo 9).

5. Conclusões

A análise apresentada no presente trabalho baseou-se num estudo experimental em tubo de impedância, recorrendo a amostras de dimensões reduzidas, com o objectivo de caracterizar o comportamento de painéis absorventes acústicos perfurados ou ranhurados, com incorporação de espumas sintéticas. Ficou evidenciado que, para que as quatro amostras estudadas tenham uma elevada absorção sonora, é necessário preencher a cavidade ressonante (caixa-de-ar) com um material poroso – os resultados

obtidos permitem observar uma ligeira vantagem para a lâ de rocha (montagem 5) em relação à espuma PUR (montagem 6).

O trabalho também permitiu evidenciar que não há incremento da absorção sonora com a utilização de espuma no interior das ranhuras do tardo de amostras (montagens 5 e 6). Contudo, a utilização de espuma nas ranhuras frontais permitiu aumentar ligeiramente a absorção sonora máxima (e reduzir, também ligeiramente, a banda de frequências para a qual esta ocorre – frequência de ressonância).

O trabalho mostrou ainda que a forma geométrica das perfurações (i.e., o caminho percorrido pelas ondas sonoras desde a face exposta das amostras até ao tardo) tem uma influência directa na absorção sonora dos sistemas. Comparando as amostras C e D, com taxas de perfuração muito semelhantes, verificou-se que têm frequências de ressonância diferentes, sendo que a amostra com a perfuração mais “tortuosa” (amostra C) tem uma maior absorção sonora nas frequências mais baixas e que a amostra com a perfuração mais “directa” (amostra D) tem uma maior absorção sonora em frequências mais elevadas. Como ambas as amostras têm o mesmo aspecto (a face exposta ao som incidente é idêntica) o desempenho acústico é predominantemente determinado pelas perfurações realizadas no tardo.

Este trabalho será completado, em breve, com ensaios realizados em câmara reverberante, de acordo com a norma NP EN ISO 354, de forma a confirmar os resultados obtidos em tubo de impedância.

Agradecimentos

Os autores agradecem à empresa “Castelhano & Ferreira, S.A.” e ao “ITeCons - Instituto de Investigação e Desenvolvimento Tecnológico em Ciências da Construção” o apoio disponibilizado para a realização deste trabalho.

Referências

1. Ingard, K.U. and Bolt, R.H. Absorption characteristics of acoustic material with perforated facings, *Journal of the Acoustical Society of America* 23, 533-540, 1951.
2. Morse, P.M., Bolt, R.H. and Brown, R.L. Acoustic Impedance and sound absorption, *Journal of the Acoustical Society of America* 12-2, 217-227, 1940.
3. Bolt, R.H. On the design of perforated facings for acoustic materials, *Journal of the Acoustical Society of America* 19, 917-921, 1947.
4. Ingard, K.U. On the theory and design of acoustic resonators, *Journal of the Acoustical Society of America* 25, 1037-1062, 1953.
5. Crandall, I.B. *Theory of vibrating systems and sound*, Van Nostrand, New York, 1926.
6. Patraquim, R. *Perforated wooden panels: design and experimental evaluation of solutions*, Tese de Mestrado, Instituto Superior Técnico, Portugal, 2008.

7. Godinho, L., Amado-Mendes, P. Patraquim, R. & Jordão, A.C. (2011) Avaliação do comportamento acústico de painéis ressonantes incorporando telas acústicas. *Tecniacústica*, Cáceres, Espanha, Actas em CD-Rom

8. Toyoda, M., Tanaka, M. and Takahashi, D. Reduction of acoustic radiation by perforated board and honeycomb layer systems, *Applied Acoustics* 68(1), 71-85, 2007.

9. Sakagami, K., Matsutani, K. and Morimoto, M. Sound absorption of a double-leaf micro-perforated panel with an air-back cavity and a rigid-back wall: Detailed analysis with a Helmholtz–Kirchhoff integral formulation, *Applied Acoustics* 71(5), 411-417, 2010.

ANÁLISE DE ACÚSTICA URBANA NO BAIRRO DE LAGOA NOVA, NATAL/RS

Araújo, B.¹; Cortês, M.²; Duarte, A. B.³; Pinto, D.⁴;

- (1) Professora Doutora do Departamento de Arquitetura e Urbanismo, UFRN,
(2) Mestranda do Programa de Pós-Graduação em Arquitetura, FAU/UFRJ,
(3) Graduanda do Programa de Graduação em Arquitetura e Urbanismo, UFRN,
(4) Mestranda do Programa de Pós-Graduação em Arquitetura e Urbanismo, UFRN,

Resumo

A tendência de crescimento das grandes cidades faz com que o nível de som perturbador se torne cada vez mais imponente, degradando a qualidade do meio ambiente e provocando danos visíveis aos seres humanos e para a cidade. O mapeamento de ruído é uma importante ferramenta de planejamento urbano que apresenta uma informação visual do comportamento acústico de uma área geográfica, em um determinado momento. Um análise bioclimática do espaço urbano, de forma a embasar uma análise de ruído ambiental pode ser uma ferramenta importante para um mapeamento acústico. Desta forma, este trabalho visa uma análise de ruído ambiental no bairro de Lagoa Nova em Natal/Brazil, tendo em vista que o bairro em estudo está passando atualmente por grandes mudanças por causa da construção do novo estádio para a Copa do Mundo de 2014. Para isso, foi aplicada a metodologia de Katzchner (1997) que, dentre outros fatores propõe uma análise dos mapas de uso do solo, hierarquia viária (recobrimento do solo), gabarito das edificações, áreas verdes e topografia, sendo acrescentado a este a análise dos níveis de ruído. Como resultado foi elaborado um mapa em que se destacaram as áreas críticas, sensíveis e estáveis, ou seja, quais as áreas que precisam de maior atenção, com intervenções em que também se pense em medidas de atenuação sonora. As medições em campo revelaram também que os níveis de ruído estão acima do recomendado pela norma, na maioria dos pontos medidos e com a tendência de saturação do fluxo de veículos dessas principais avenidas irá agravar a qualidade de vida da população do bairro.

Abstract

The growing trend of big cities makes the disturbing sound level becomes ever more impressive, degrading the quality of the environment and causing visible damage to humans and to the city. The noise mapping is an important tool of urban planning that presents visual information of the acoustic behavior of a geographical area in a given time. A bioclimatic analysis of urban space in order to support an analysis of environmental noise can be an important tool for an acoustic mapping. Thus, this study aims at analysis of environmental noise in the neighborhood of Lagoa Nova, Natal / Brazil in order to study the neighborhood is currently undergoing major changes because of the construction of the new stadium for the World Cup 2014. For this, we applied the methodology of Katzchner (1997) that, among other factors presents an analysis of maps of land use, road hierarchy (soil covering), feedback from buildings, green areas and topography, being added to this analysis noise levels. As a result we designed a map that highlights the critical areas, sensitive and stable, which areas need more attention, with interventions that also consider measures to mitigate noise. The field measurements also revealed that noise levels are above the recommended standard, the majority of measured points and the tendency of saturation of the main traffic flow of these avenues will worsen the quality of life of the neighborhood.

Palavras-chave: Conforto acústico urbano. Ruído. Ensino.

1. Introdução

A poluição sonora provoca uma degradação na qualidade do meio ambiente e se apresenta como um dos problemas ambientais mais frequentes nas grandes cidades. Vários estudos mostram os malefícios que a exposição ao ruído pode trazer ao ser humano, interferindo diretamente na saúde psicológica e fisiológica. Na escala urbana é uma das principais causas de desvalorização de residências localizadas em zonas centrais, podendo modificar até mesmo a organização da cidade, interferindo na sua

distribuição e no seu crescimento (MARCELO, 2006).

São inúmeras as fontes sonoras como os aviões, trens, veículos, construções, indústrias, comércios e serviços. O ruído gerado pelo trânsito é o mais comum e com o desenvolvimento do setor se tornou o maior problema para o conforto acústico urbano. A intensidade do som resultante do tráfego viário depende de vários fatores como: tipo, qualidade e velocidade dos veículos; qualidade da pavimentação; características dos pneus dos carros e fluxo do tráfego, com aceleração e desaceleração (MOTA, 1981). Vale ressaltar também que o ruído de

tráfego é composto pela sobreposição de ruídos de muitos veículos, além das distintas condições dos mesmos (MENDEZ, 1994). Percebe-se, além disto, que a variação do nível sonoro das vias está relacionada não só com a questão dos veículos, mas também com a morfologia urbana.

O que se observa, em geral, é que o excesso de ruído urbano está associado à explosão demográfica das cidades, juntamente com a falta de uma política urbana e de aplicação de normas que controlem os níveis de emissão de ruído de tráfego (SANCHO; SENCHERMES, 1982). Desta forma, o mapeamento de ruído é uma importante ferramenta de planejamento urbano que apresenta uma informação visual do comportamento acústico de uma área geográfica, em um determinado momento (PINTO; MORENO, 2008). Consiste na medição do nível de ruído nas ruas, ajudando a identificar áreas com níveis sonoros acima dos permitidos, bem como as fontes emissoras. Com os mapas também é possível se pensar em diferentes cenários futuros e prever o impacto de novas estruturas e atividades no local estudado. Assim, apresenta a possibilidade de construção de um plano de ação para controle do ruído e ajuda no estabelecimento de legislações, promovendo uma melhoria na qualidade de vida das pessoas.

Desta forma, este trabalho objetiva realizar uma análise do ruído urbano em uma porção da cidade de Natal/RN, de forma a diagnosticar o espaço do ponto de vista acústico aliando ferramentas de análise bioclimática urbana. Para o estudo teste no bairro central de Lagoa Nova na cidade de Natal-RN, foram realizadas medições em alguns pontos, identificando zonas dentro e fora dos limites aceitáveis e mostrando quais são as áreas mais críticas, que precisam de medidas de atenuação sonora. Além disto, cabe destacar que o bairro escolhido está passando atualmente por grandes mudanças devido à construção do novo estádio para a Copa do Mundo de 2014. Assim, será possível futuramente verificar se melhorou e o que mudou com as reformas no local.

2. Área de estudo

O bairro escolhido para o desenvolvimento da pesquisa é Lagoa Nova, localizado na região administrativa sul da cidade de Natal-RN (ver Fig. 1 e 2).

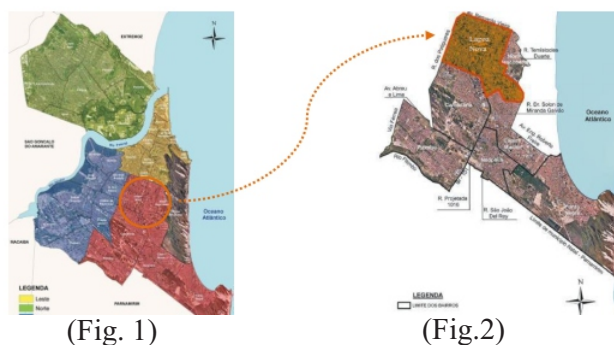


Figura 1: Mapa de Natal com regiões administrativas. Fonte: SEMURB (2008), modificado.

Figura 2: Mapa da zona sul de Natal com destaque para o bairro de Lagoa Nova. Fonte: SEMURB (2008), modificado.

Lagoa Nova começou a se desenvolver no início da década de 60, com a criação de conjuntos habitacionais que deram impulso à aglomeração. Está situado na “zona adensável” da cidade e é predominantemente residencial, apresentando um total de 73,23% de imóveis residenciais (SEMURB, 2008). Possui três avenidas de grande importância para a cidade, que ao longo delas o comércio e serviço são as atividades principais - Av. Senador Salgado Filho, Av. Prudente de Moraes e Av. Bernardo Vieira. (ver Fig. 3). No bairro está localizada a Universidade Federal do Rio Grande do Norte, porém por ser uma área atípica para as análises, foi retirado do estudo. Abrigava também o antigo estádio de futebol, o João Machado (Machadão), que acabou de ser demolido juntamente com o ginásio Machadinho, para a construção do novo estádio (Arena das Dunas) para a Copa do Mundo de 2014. O entorno do estádio apresenta uma área de intenso tráfego e com tendência a saturação viária, com a proximidade das duas avenidas de maior fluxo da cidade, a Av. Senador Salgado Filho e a Av. Prudente de Moraes (ver Fig. 4).



Figura 3: Mapa uso do solo - Lagoa Nova. Fonte: MACEDO, 2005, modificado.



Figura 4: Mapa hierarquia de vias - Lagoa Nova

3. Materiais e métodos

As medições de ruído de tráfego foram realizadas em 82 pontos do bairro. Todas as 5 vias arteriais e as 13 coletoras foram medidas, entretanto, para as vias locais se apresentaram selecionadas aquelas situadas nos centros da malha (ver Fig. 5). Durante esse período também foi contabilizado o fluxo de veículos.

As medições foram planejadas para terem a duração de 05 minutos. Além disto, foram feitas entre os horários das 14:00h às 16:00h, nos dias de semana típicos, sem interferências de chuvas e padrão normal de trânsito. Este horário foi escolhido baseado em um estudo da Secretaria de Urbanismo do Rio grande do Norte. (SIN- RN, 2008)

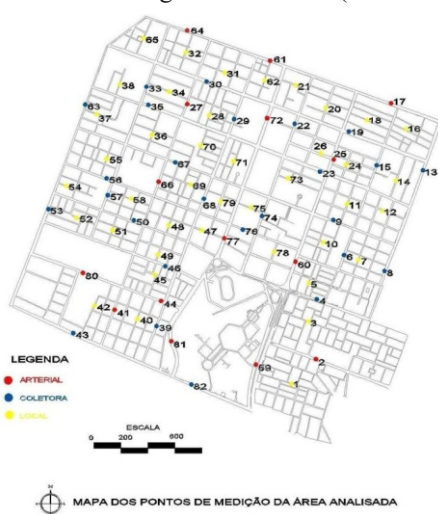


Figura 5. Mapa com localização dos pontos de medição.

Este estudo mostra, através de uma análise do volume de tráfego, em todas as horas do dia, durante um período de medição considerável na Av. Senador Salgado Filho, que este período possui características de tráfego mais estáveis e duradouras, o que auxiliaria na exequibilidade das medições.

O medidor utilizado para os registros/medições da pressão sonora foi o Medidor de Nível Sonoro da marca 01dB, modelo SOLO SLM, Tipo 2. O equipamento possui recursos de medição de nível de pressão sonora equivalentes (LAeq), conforme a IEC 60804, medições paralelas de nível de pressão sonora (com 1 ponderação temporal): Start / Stop, 30-140 dBA em um único range. Possui ainda filtro de bandas de oitavas (1/1) em tempo real (16Hz-16kHz) - média, mínimo, máximo, e filtro de bandas de oitavas (1/3) em tempo real (12,5Hz-20kHz) - média, mínimo, máximo.

O medidor de nível sonoro foi posicionado, segundo a NBR 10151(2000), a 1,2m do chão e a 2m das edificações, quando possível- em direção aos ventos dominantes, para não criar barreira. Nos canteiros o aparelho foi posicionado no seu alinhamento para captar o ruído nos dois sentidos da via. Já nas calçadas foi colocado perpendicularmente à via. As medições foram realizadas sempre nas áreas entre os semáforos para evitar a aceleração ou desaceleração dos veículos. Nas vias que possuíam grande comprimento, foram feitos mais de um ponto de medição, de forma que cada ponto localizasse no máximo 500 metros um do outro.

Foram registrados os dados de LAeq - Nível de Pressão Sonoro Equivalente (frequência em bandas de oitava). Os níveis de pressão sonora foram medidos na escala A, expressa em dB (A) e utilizou-se a indicação de resposta lenta do medidor, conforme as Normas Técnicas adotadas. O equipamento está aferido dentro dos padrões requeridos para o ensaio, em função do Certificado de Calibração e tempo de aquisição do mesmo.

4. Resultados e discussões

Por Natal possuir legislação municipal menos restritivas do que as normas federais para controle do ruído, foi utilizada a norma ABNT NBR 10151/2000, que dispõe sobre a medição e avaliação dos níveis de sons urbanos, estabelecendo níveis de ruído aceitáveis para áreas específicas de ocupação. No caso do bairro estudado, considerando que é uma área mista, predominantemente residencial, o Nível Critério de Avaliação (NCA) para ambientes externos é de 55dB(A) no período diurno. Porém, apenas seis dos pontos medidos se apresentaram dentro dos índices exigidos pela norma (ver Fig. 6).

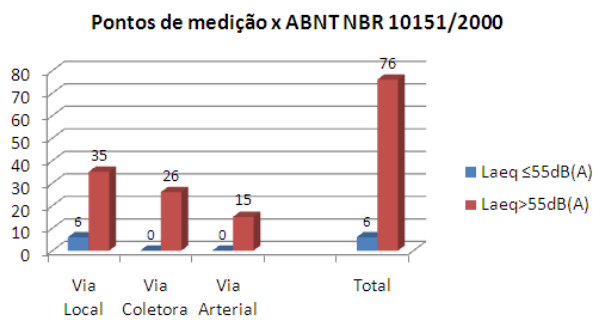


Figura 6. Gráfico da quantidade de pontos medidos dentro e fora do nível aceitável pela ABNT NBR 10151/2000.

Em relação à contagem dos veículos, percebe-se que as avenidas arteriais são as mais movimentadas e possuem também uma maior presença de edifícios comerciais e de serviços, conseqüentemente são as vias com maiores níveis de ruído. A avenida com maior fluxo de veículos é a Senador Salgado Filho, registrando uma média de 586 veículos contabilizados durante os 5 minutos de medição e nos 3 pontos selecionados. É a única via do bairro em que o Laeq é acima de 76dB(A) em toda a sua extensão (ver Fig. 7).

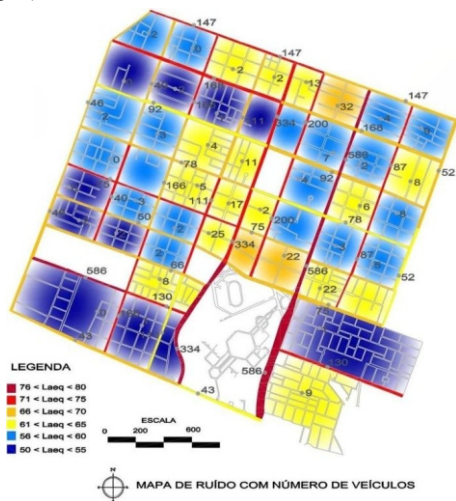


Figura 7. Análise de ruído com a quantidade de veículos em cada ponto de medição

No Plano Diretor de Transporte Metropolitano da Região Metropolitana do Natal-RN – PDTM/RMN (SIN-RN, 2008) mostra que a frota de veículos na cidade subiu de 100.988 em 2001 para 139.731 em 2007. Verificou-se, também, que o crescimento das viagens por transporte coletivo será de 36% e de 74% por transporte individual até o ano de 2027. Este fenômeno certamente trará maiores impactos no sistema viário e a previsão é que o tempo dentro do veículo aumente e a velocidade diminua devido à falta de estrutura urbana que não suporta o

crescimento da cidade. Além dos veículos e população local, valores de pico irão surgir com eventos, como é no caso da copa de futebol FIFA em 2014.

No PDTM/RMN (2008) também foi realizado um estudo em que estimaram as demandas de viagens futuras para o transporte coletivo e individual nos anos de 2012, 2017 e 2027. A figura 8 apresenta o carregamento apenas dos transportes individuais, destacando Lagoa Nova, em 2012 e 2027, no horário de pico da manhã, caso seja utilizado a “Alternativa Nada a Fazer”. Esta alternativa não prevê intervenções físicas no sistema viário e administra o crescimento da demanda de transporte coletivo, consistindo basicamente na manutenção e continuidade da configuração da rede em termos físicos e tecnológicos. O bairro de Lagoa Nova está localizado numa zona de intenso tráfego e já apresenta muitos pontos instáveis e alguns saturados, agravando a situação em 2027 (ver Fig. 8).

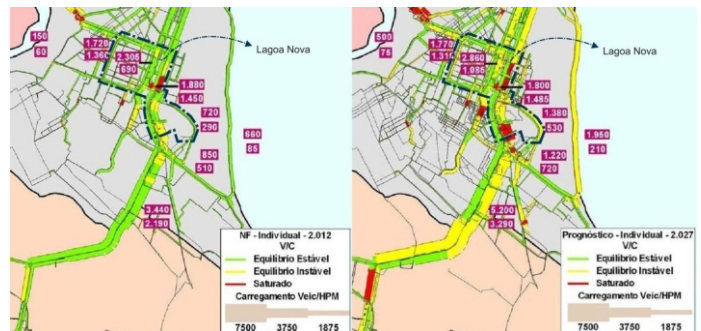


Figura 8: Carregamento de transportes individuais – “Nada a Fazer”, 2012 e 2027, respectivamente, no horário de pico da manhã. Fonte: SIN-RN, 2008, modificado

Percebe-se, assim, que os níveis de ruído estão acima do recomendado pela norma, na maioria dos pontos medidos e com a tendência de saturação do fluxo de veículos dessas principais avenidas irá piorar a qualidade de vida da população do bairro.

Para embasar a análise da área, foi aplicada a metodologia de análise bioclimática urbana de Katzchner (1997) que, dentre outros fatores propõe uma análise dos mapas de uso do solo, hierarquia viária (recobrimento do solo), gabarito das edificações, áreas verdes e topografia, sendo acrescentado a este a análise dos níveis de ruído realizada. Desta forma, foi elaborado um mapa em que se destacaram as áreas críticas, sensíveis e estáveis, ou seja, quais as áreas que precisam de maior atenção, com intervenções em que também se pense em medidas de atenuação sonora (ver Fig. 9).

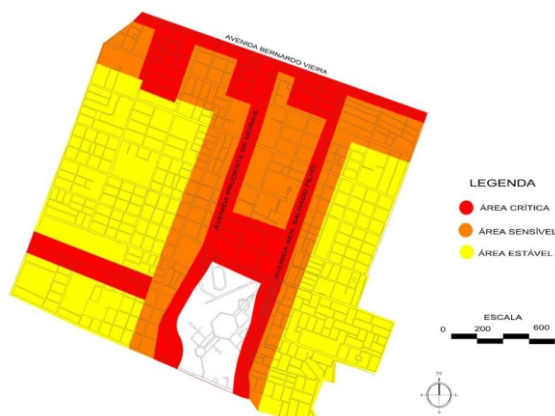


Figura 9. Mapa das áreas críticas, sensíveis e estáveis.

5. Conclusões

Com as questões referentes à acústica do espaço urbano, parece que foi assumida a premissa de que nas cidades, devido à necessidade do tráfego de veículos, o ruído é inevitável e que nada pode ser feito. Porém, diversos estudos demonstram que existem instrumentos de traçado urbano e barreiras acústicas com enorme potencial para reduzir o impacto sonoro no meio urbano.

Através de uma análise do espaço urbano, notadamente do ponto de vista acústico, pode-se identificar os principais componentes que influenciam no ruído urbano, verificar as fontes sonoras, detectar quais áreas precisa de tratamento e o que pode ser feito para melhorar a qualidade sonora do ambiente construído.

Neste trabalho, mesmo sendo aplicada uma metodologia simples, foi possível realizar de forma prática e rápida, um diagnóstico do espaço urbano, com bons resultados para uma primeira impressão geral da área, do ponto de vista acústico embasado em dados de análise bioclimática urbana.

Em relação ao estudo em Lagoa Nova foi possível perceber que a maioria dos pontos onde foram realizadas as medições apresentou níveis acima do aceitável pela ABNT NBR 10151(2000), medidos fora do horário de pico de movimentação dos veículos, que é a principal fonte sonora do bairro. Percebe-se, desta forma, que as vias arteriais carecem de uma série de tratamento para uma melhoria da qualidade acústica da região. Conclui-se, ainda, que a ferramenta de mapa de ruído tende a ser extremamente interessante para o mercado imobiliário e para a Prefeitura, a qual poderia utilizar para criar ou rever suas leis de zoneamento e uso do solo.

Agradecimentos

A equipe de bolsistas da pesquisa de poluição sonora pelo levantamento de dados a campo.

Referências

1. ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 10151: Avaliação do nível do ruído em áreas habitadas visando o conforto da comunidade. Rio de Janeiro, 2000.
2. Katzchner, I. Urban climate studies as tools for urban planning and architecture. In: Encontro Nacional sobre Conforto no Ambiente Construído, IV, 1997, Salvador. Anais... Slavador, p. 49-58. 1997
3. MACEDO, Maria Eleonora Silva. Análise da interferência da legislação urbanística no crescimento do bairro de Lagoa Nova: planos diretores de 1974, 1984, 1994. Dissertação (mestrado). Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Programa de Pós-graduação em Arquitetura e Urbanismo. Natal, 2005.
4. MARCELO, C. B. Sons e Formas: As barreiras acústicas na atenuação do ruído na cidade. Dissertação de Mestrado em Arquitetura e Urbanismo. Universidade Presbiteriana Mackenzie, São Paulo, 2006.
5. MÉNDEZ, et AL. Acustica Arquitectonica. Universidade Del Museo Social Argentino. Buenos Aires, 1994.
6. SEUTÔNIO, Mota. Planejamento Urbano e Preservação Ambiental. Fortaleza, CE: PROEDI UFC, 1981.
7. PINTO, Fernando A. N. C.; MORENO, Maysa D. Mapa de ruido de barrios densamente poblados: Ejemplo de Copacabana, Rio de Janeiro – Brasil. VI Congreso Iberoamericano de Acústica - FIA 2008. Buenos Aires, 2008.
8. SANCHO, V. Mestre; SENCHERMES, A. Garcia. Curso de ACUSTICA. 1983.
9. SIN /RN - SECRETARIA DE INFRA-ESTRUTURA DO ESTADO DO RIO GRANDE DO NORTE. Plano Diretor de Transporte Metropolitano da Região Metropolitana do Natal-RN. Natal, 2008.
10. SEMURB - SECRETARIA MUNICIPAL DE MEIO AMBIENTE E URBANISMO. Conheça melhor o seu bairro: Lagoa Nova. Natal, 2008.

AVALIAÇÃO DE INTELIGIBILIDADE EM SALAS DE AULA DO ENSINO FUNDAMENTAL A PARTIR DAS RESPOSTAS IMPULSIVAS BIAURICULARES OBTIDAS COM CABEÇA ARTIFICIAL INFANTIL

Melo, V.S.G.¹; Tenenbaum, R.A.²; Musafir, R.E.¹

(1) Programa de Engenharia Mecânica, COPPE, UFRJ

(2) Pós-Graduação em Modelagem Computacional, IPRJ, UERJ

Resumo

Este artigo reporta uma nova metodologia para a avaliação de inteligibilidade em salas de aula do Ensino Fundamental. A inteligibilidade é avaliada a partir do levantamento de respostas impulsivas biauriculares nas salas, utilizando-se como emissor do sinal sonoro de varredura um orador artificial e como receptor uma cabeça artificial de dimensões infantis. Testes de articulação são conduzidos em salas de aula gerando-se listas de monossílabos, para validar a técnica. Os ditados são gravados com a cabeça artificial infantil. Em laboratório, são geradas, a partir das medições, auralizações que são, em seguida, testadas em crianças por meio de fones de ouvido devidamente equalizados. A metodologia utilizada e os principais resultados obtidos são apresentados e discutidos. Demonstra-se neste trabalho que a partir das respostas impulsivas biauriculares é possível gerar auralizações realísticas para condução de testes virtuais com um erro médio inferior a 2%. A técnica proposta prescinde da presença dos alunos em sala de aula.

Abstract

This paper reports a new methodology to assess the word intelligibility of first level classrooms. The intelligibility is evaluated from the binaural impulse responses measured in the rooms, having as sound source an artificial speaker emitting a sweep and, as a receiver, a dummy head with anthropometric dimensions of a child. Articulation tests are conducted in the actual rooms, with lists of monosyllables, to validate the technique. From the measurements, auralizations are produced and tested by a small group of children. The main results are presented and discussed. This work demonstrates that it is possible to generate reliable auralizations, with an average error lower than 2%, without the necessity of the presence of the students in the classroom.

Palavras-chave: Inteligibilidade. Acústica de salas de aula. Técnicas de medição acústica.

1. Introdução

A capacidade de ouvir é um dos componentes fundamentais da qualidade de vida do ser humano, que se reflete na sua capacidade produtiva e de aprendizado. Um ambiente ruidoso dá lugar à fadiga, perda de concentração, nervosismo, reações de estresse, ansiedade, falta de memória, baixa produtividade, cansaço, irritação, problemas com as relações humanas e, como bem observam Costa e Querido (2009) e Dreossi e Momensohn-Santos (2005), gera dificuldade de aprendizagem.

As salas de aula das escolas brasileiras — em particular as das escolas públicas —, sabidamente não proporcionam as condições ideais para o ensino, no que tange às suas condições acústicas. O principal fator de qualidade acústica em uma sala e aula é a sua inteligibilidade da palavra que, grosso modo, traduz a maior ou menor facilidade com que os estudantes podem ouvir e entender

o que diz o professor em aula. É bem conhecido o fato de que a inteligibilidade da palavra em salas de aula, principalmente naquelas utilizadas para o Ensino Fundamental, é fator preponderante na qualidade e eficácia do aprendizado. Alguns autores consideram que a acústica da sala de aula seria o principal fator de caráter global responsável pelo assim chamado analfabetismo funcional, que se caracteriza, como afirma Eniza e Garavelia (2003), pela inabilidade do aluno em ler e interpretar adequadamente um texto de seu nível escolar. Diversos autores têm se debruçado sobre essa questão, como Bradley (1986 e 1996), Medrado (2004) e Melo et al. (2008). Contudo, os estudos realizados sobre o tema nos países do primeiro mundo concentram-se mais nos aspectos da acústica interna da sala, uma vez que em países de clima temperado ou frio, a influência do ruído externo sobre a acústica da sala é pequeno, devido à vedação das janelas. No Brasil, a tradição arquitetônica é

de construções com ventilação natural, com forte influência do ruído externo em seu interior, como observa Müller (2004).

A inteligibilidade da palavra que, como mencionado, é o fator fundamental para o entendimento do que o professor diz em sala de aula e, em consequência, para o aprendizado, requer, para sua avaliação, de um oneroso ensaio, com a participação dos alunos, denominado teste de articulação, criado por French e Steinberg (1947). Um teste de articulação, de forma bastante resumida, consiste em se apresentar ditados formados por monossílabos que deverão ser anotados pelos presentes. A correção desse ditado fornecerá um valor médio percentual de acertos que constituirá a inteligibilidade da palavra na sala. Além da lentidão natural de todo o procedimento, no caso de salas de aula do Ensino Fundamental, é necessário, ainda, ter a aprovação por escrito dos responsáveis por cada um dos alunos participantes.

Uma das maneiras alternativas mais confiáveis e diretas de se avaliar a inteligibilidade da palavra consiste no levantamento das respostas impulsivas biauriculares, com cabeças artificiais, cujo padrão é o de um adulto (ISO/DIS, 2004), para um conjunto de posições no interior da sala. Com efeito, o levantamento de respostas impulsivas biauriculares constitui-se em um ensaio que prescinde da presença de público no ambiente, sendo, além disso, muito mais célere. Contudo, a audição das crianças tem características bastante distintas das dos adultos, como demonstrado por Fels e Fingerhuth (2004) e Fels (2008), o que significa que a técnica não seria adequada para a avaliação de ambientes onde predomina o público infantil.

A título de exemplo, Fels (2008) mostra que as funções de transferência associadas à cabeça humana (HRTF's) apresentam notáveis diferenças entre aquelas medidas com cabeças de padrão normalizado (adulto) e as realizadas com cabeças artificiais de dimensões antropométricas infantis. A Fig. 1 ilustra as diferenças observadas nas HRTF's.

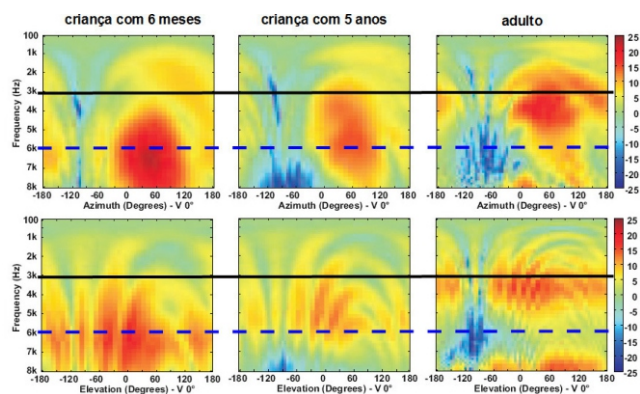


Figura 1: Diferença entre as HRTF's de uma criança e um adulto. Linha contínua, 3 kHz; linha tracejada, 6 kHz

Fonte: Fels, 2008.

Este trabalho reporta a utilização de cabeças artificiais de dimensões infantis para a avaliação da inteligibilidade da palavra em salas de aula do Ensino Fundamental. Toda a metodologia de ensaio e os resultados obtidos são descritos aqui. Este trabalho apresenta, portanto, uma nova proposta de metodologia para a avaliação da inteligibilidade da palavra a partir do levantamento das respostas impulsivas biauriculares, em alguns pontos da sala de aula. Naturalmente, testes de articulação são conduzidos com o intuito de validar a metodologia aqui desenvolvida.

2. Metodologia

A metodologia compreende as seguintes etapas, cuja descrição sucinta é apresentada a seguir:

1. Preparação de um conjunto de 15 listas de 20 monossílabos cada, a partir de gravações de 226 monossílabos registradas em câmara anecoica, no LAENA, INMETRO;
2. Levantamento da curva de resposta do orador artificial (OA) e respectiva geração da curva de compensação;
3. Levantamento da resposta dos fones de ouvido e respectiva geração da curva de compensação;
4. Condução de testes de articulação em salas de aula do Ensino Fundamental, onde quatro listas anecóicas são apresentadas aos alunos de cada turma, todas emitidas pelo OA compensado;
5. Emissão, com o OA, de varreduras em frequência (sweeps) devidamente compensadas, com a presença dos alunos, para o levantamento das respostas impulsivas biauriculares (RIB's) na sala de aula para três posições da cabeça artificial infantil (CAI) e respectivas gravações biauriculares. São emitidas cinco varreduras, de modo a se extrair uma resposta impulsiva média, para cada posição da CAI, em cada sala ensaiada;
6. É registrado o nível de ruído de fundo presente em cada uma das salas ensaiadas, bem como a temperatura ambiente e a umidade relativa do ar;
7. Em laboratório, é executada a convolução entre o sinal contendo cada uma das gravações biauriculares realizadas durante os testes de articulação, com a resposta do fone de ouvido utilizado. Os resultados serão considerados a seguir como aurilização primária;
8. Ainda em laboratório, os sinais registrados para cada posição da CAI são deconvoluídos com a varredura de forma a obter-se as respostas impulsivas biauriculares;
9. As respostas impulsivas biauriculares são, então, convoluídas com as listas anecóicas que foram apresentadas aos alunos daquela sala de aula, de modo a obterem-se as listas tal como foram ouvidas naquela sala, porém sem o ruído de fundo.
10. Em laboratório, é executado um procedimento que chamaremos aqui de corte, e que

Consiste em, a partir das gravações biauriculares registradas durante os testes de articulação, extrair o ruído de fundo – que corresponde ao sinal sonoro presente no intervalo entre os monossílabos pronunciados pelo OA;

11. O ruído de fundo extraído na etapa anterior é adicionado aos sinais obtidos no item 10 e o resultado é convoluído com a resposta do fone de ouvido. O resultado será considerado a seguir como aurilização secundária;

12. A aurilização primária é reproduzida, através dos fones de ouvido, para algumas crianças das turmas avaliadas e seus resultados nos testes de articulação virtuais são registrados;

13. O mesmo é feito para a aurilização secundária;

14. Os resultados dos testes de articulação virtuais são comparados com os resultados originais, conduzidos em sala.

Os equipamentos utilizados nos ensaios, seja nos testes de campo, seja nos testes de laboratório, foram os seguintes: Laptop Thinkpad, Lenovo, com entrada PCMCIA e equipado com o software de processamento de sinais Monkey Forest, Four Audio; Placa de comunicação desinais, RME Hammerfall DSP Cardbus para laptop; Interface de sinais e potência CMF22 Front End, Four Audio; Orador artificial, ITA; Cabeça artificial infantil com duas cápsulas de microfone, ITA; Medidor de nível de pressão sonora Solo, 01 dB, tipo 1; Calibrador de nível de pressão sonora, 01dB; Par de fones de ouvido K271MK II, AKG; Termo higrômetro, Incoterm; e Complementos (multímetro, cabos para microfone, tripés, transformador de voltagem etc.).

3. Ensaios de campo

Duas escolas públicas com turmas de Ensino Fundamental, uma no município de Nova Friburgo, RJ e outra no município de Cordeiro, RJ, participaram dos ensaios de campo, num total de 10 salas com turmas entre o terceiro e o sexto anos. Em cada sala de aula, todas essencialmente retangulares, foram dadas, inicialmente, explicações aos alunos quanto aos testes dos quais eles participariam. Em seguida, foram executadas quatro listas de vinte monossílabos cada, proferidas pelo OA. A principal vantagem da utilização do OA é a impossibilidade de leitura labial por parte dos alunos que estão fazendo os testes de articulação. Foram utilizadas três posições da CAI que gravou os ditados para a produção da aurilização primária. Também, para as mesmas posições da CAI foram gravados os sinais da varredura em frequência (sweep), para posterior processamento e geração da aurilização secundária. Essas gravações biauriculares resultaram de médias de cinco sweeps, para cada uma das posições da CAI.

3.1 Testes de articulação

A Fig. 2 ilustra o esquema dos testes de articulação. O OA,

à direita, emite o sinal sonoro contendo as listas de monossílabos e a CAI, os registra, enviando os sinais ao computador.

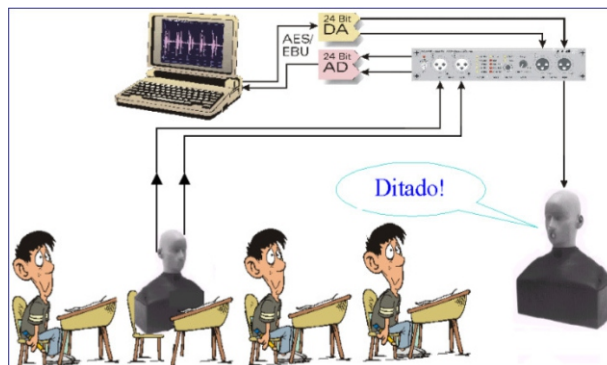


Figura 2: Ilustração dos testes de articulação conduzidos em sala de aula com emissão e gravação simultâneas
Fonte: Müller, 2004.

A Tabela 1 mostra uma parte dos resultados do teste de articulação em uma sala de aula, indicando as idades dos alunos, o índice de articulação obtido por cada aluno em cada uma das quatro listas de monossílabos produzidas na sala de aula e as médias para cada aluno e global, esta última indicando a inteligibilidade geral da sala, nesse caso de 88,39%.

Tabela 1: Resultados de quatro testes de articulação em uma sala com 26 alunos

| ALUNOS | IDADE | POSICAO | L06 (%) | L07 (%) | L08 (%) | L13 (%) | TOTAL (%) |
|-----------------------|-------|---------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| 1 | 8 | 1 | 100 | 65 | 85 | 90 | 85 |
| 2 | 8 | 2 | 90 | 85 | 80 | 85 | 85 |
| 3 | 9 | 3 | 100 | 90 | 95 | 95 | 95 |
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| 24 | 9 | 37 | 90 | 90 | 95 | 100 | 93,75 |
| 25 | 11 | 38 | 80 | 85 | 80 | 95 | 85 |
| 26 | 12 | 39 | 85 | 75 | 65 | 95 | 80 |
| Médias (total) | | | 90,19 | 86,83 | 84,23 | 92,31 | 88,39 |

A Tabela 2 apresenta o resultado geral dos testes de articulação, considerados neste trabalho, para quatro salas de aula. Nas salas, a média é de quatro listas e para todos os alunos.

Tabela 2: Resultado geral dos testes de articulação conduzidos nas quatro salas de aula consideradas

| SALAS | 1 | 2 | 3 | 4 |
|-------------|-------|-------|-------|-------|
| Percentuais | 85,36 | 88,39 | 84,10 | 89,60 |

3.2 Gravações biauriculares

Para cada posição da CAI, após o teste de articulação, foram emitidos pelo OA cinco sweeps e sua média registrada. Em seguida, a CAI é trocada de posição dentro da sala. A Fig. 3 ilustra a média das gravações biauriculares de um sinal de varredura, para uma sala de aula e uma posição da cabeça. O processamento a

posteriori dessas gravações é descrito na Seção 4.

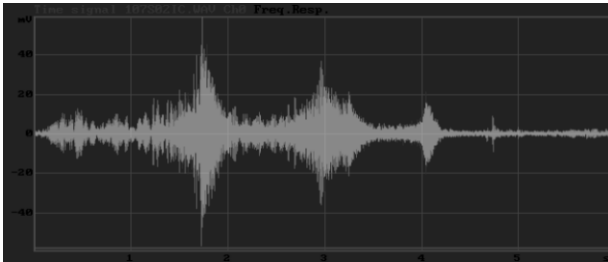


Figura 3: Média de cinco gravações biauriculares do sweep em uma sala, para uma posição da CAI. Observe que há duas cores, correspondendo aos dois canais de microfone

3.3 Ruído de fundo

O ruído de fundo foi medido em cada sala, efetuando-se um LAeq com um medidor de nível sonoro tipo 1, apenas como referência. Contudo, o sinal de ruído que efetivamente interessa nessa pesquisa é aquele registrado pela CAI durante os testes de articulação. Esse ruído de fundo pode ser extraído das gravações biauriculares originais. A Fig. 4 ilustra a gravação biauricular de uma lista durante um teste de articulação. Observe que os picos do sinal correspondem aos monossílabos emitidos pelo OA, enquanto o restante corresponde ao ruído de fundo presente.

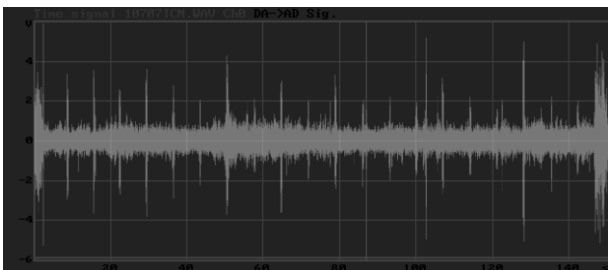


Figura 4: Exemplo de gravação biauricular durante um teste de articulação conduzido em uma sala de aula

4. Ensaio em laboratório

Em laboratório é, primeiramente, processada a convolução da resposta impulsiva dos fones de ouvido AKG com cada uma das gravações biauriculares registradas durante os testes de articulação. Os arquivos resultantes, contendo a compensação dos fones de ouvido, são denominados como aurilizações primárias. Esses arquivos têm, basicamente, a função de verificar a adequação da cabeça artificial infantil para o registro do que é ouvido por uma criança, por melhor representar as funções de transferência associadas à cabeça infantil. Em seguida, é gerada a aurilização secundária a partir de

um procedimento em quatro etapas:

1. Fazer a deconvolução dos sinais biauriculares gravados nas salas durante a emissão dos sweeps (médias) com o sinal de varredura enviado ao orador artificial (compensado). Desse processo de deconvolução resultam as respostas impulsivas biauriculares (RIB's) da sala para cada um dos pontos onde é posicionada a CAI.

2. Fazer a convolução de cada RIB com cada um dos sinais das listas anecóicas que foram utilizadas nos testes de articulação naquela sala de aula. O resultado é um sinal que indica como a lista é ouvida na sala, com sua reverberação, porém sem ruído de fundo.

3. Adicionar aos resultados obtidos no item 2, acima, o ruído de fundo da sala gravado durante o teste de articulação, obtido segundo o procedimento descrito na Seção 2.

4. Finalmente, fazer a convolução dos sinais obtidos no item 3, acima, com a resposta impulsiva dos fones de ouvido AKG, gerando, assim, as aurilizações secundárias para serem testadas nos alunos.

A Fig. 5 mostra o sinal do ruído extraído da gravação biauricular durante um teste de articulação, por meio do procedimento de corte, descrito sucintamente no item 10 da Seção 2. Esse procedimento envolve o corte de trechos entre os monossílabos, seguido da aplicação de uma janela “Tukey” a 95% nesses trechos, de modo a evitar o efeito de “estalos” entre os mesmos e, por fim, a recomposição dos trechos em um sinal contínuo.

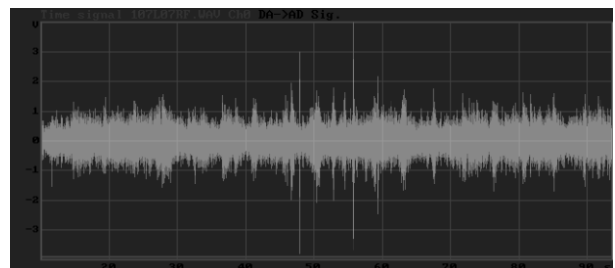


Figura 5: Ruído de fundo extraído da gravação biauricular por meio do procedimento de corte

A Fig. 6 mostra as diversas etapas do procedimento para a geração da aurilização secundária.

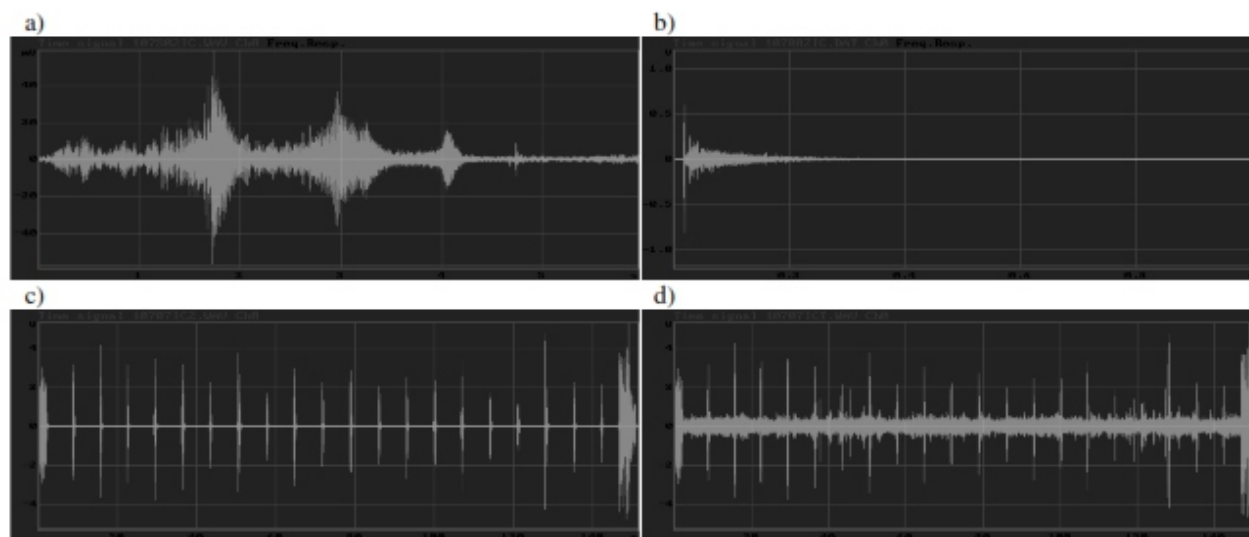


Figura 6: Exemplo das etapas para produzir uma aurilização secundária.

(a) gravação original da varredura na sala. (b) resposta impulsiva da sala.

(c) resposta impulsiva convoluída com uma lista anecoica. (d) o anterior com ruído adicionado

5. Resultados obtidos

5.1 Aurilização primária

Os resultados da aurilização primária são aplicados a um reduzido número de crianças para verificação da adequação da CAI, como mencionado. Os resultados constam da Tabela 3.

Tabela 3: Resultados médios dos testes de articulação aplicados a partir da aurilização primária

| Salas | 1 | 2 | 3 | 4 |
|----------------------|-------|-------|-------|-------|
| Inteligibilidade (%) | 85,70 | 89,20 | 86,11 | 87,78 |

5.2 Aurilização secundária

Em seguida, os resultados da aurilização secundária foram aplicados às mesmas crianças. Nesse caso o que é apresentado ao aluno é, efetivamente, uma experiência de realidade virtual acústica, na forma de testes de articulação. O resumo dos resultados consta da Tabela 4.

Tabela 4: Resultados médios dos testes de articulação aplicados a partir da aurilização secundária

| Salas | 1 | 2 | 3 | 4 |
|----------------------|-------|-------|-------|-------|
| Inteligibilidade (%) | 86,67 | 91,00 | 85,00 | 87,50 |

6. Análise dos resultados

O resultado principal do trabalho está resumido na Tabela 5 e na Fig. 7. São comparados os índices de articulação

médios para os testes reais, realizados em campo, os testes de articulação a partir da aurilização primária e os testes de articulação a partir da aurilização secundária. Na última coluna da Tabela 5 é indicado o erro médio, e , na forma da Eq. (1), relativo ao índice de articulação real, dos testes via aurilização secundária.

$$e = (AS-AI)/AI \times 100\% \quad [\text{Eq.1}]$$

Observa-se, na Tabela 5, que o maior erro absoluto foi menor do que 3%, para as Salas 2 e 4, sendo a média dos erros absolutos inferior a 2%.

Tabela 5: Resultado geral médio dos testes de articulação reais e virtuais

| SALAS | INTELIGIBILIDADE (%) | | | Erro Relativo (e) |
|-------|----------------------------|---------------------------|-----------------------------|-------------------|
| | Testes de articulação (AI) | Aurilização primária (AP) | Aurilização secundária (AS) | |
| 1 | 85,36 | 85,70 | 86,67 | 1,53 |
| 2 | 88,39 | 89,20 | 91,00 | 2,95 |
| 3 | 84,1 | 86,11 | 85,00 | 1,07 |
| 4 | 89,6 | 87,78 | 87,50 | (-) 2,34 |

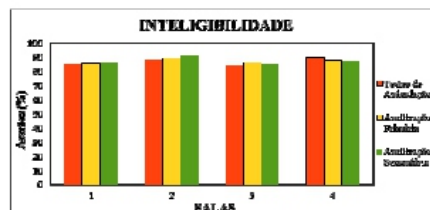


Figura 7: Aspecto geral comparativo da inteligibilidade das quatro salas analisadas

7. Conclusões

Do ponto de vista arquitetônico as salas de aula das escolas avaliadas são distintas, por terem sido construídas em períodos diversos. A primeira, construída no início do século passado, apresenta pé direito alto e paredes de alvenaria dobrada e localizada em local de muito movimento de veículos, no centro de Nova Friburgo, RJ. A segunda, mais moderna, mesmo não possuindo as características arquitetônicas da primeira, está localizada em um bairro residencial bastante silencioso. Em relação às esquadrias, ambas realizam as atividades com suas janelas abertas. Apesar disso ambas apresentam baixo ruído de fundo proveniente de seu entorno e, conseqüentemente, os índices de inteligibilidade da palavra encontrados nas salas são excelentes.

Com relação à metodologia proposta neste trabalho, que consistiu na avaliação da inteligibilidade em salas de aula do Ensino Fundamental a partir do levantamento das respostas impulsivas biauriculares nas salas com cabeças artificiais infantis, há algumas considerações importantes a fazer. Primeiramente, como de fato crianças em idade escolar apresentam funções de transferência associadas à cabeça (HRTF's) bastante diferentes daquelas apresentadas por adultos, a avaliação da inteligibilidade por via indireta não pode utilizar cabeças artificiais de adultos, que são atualmente normalizadas (ISO/DIS, 2004), sob pena de as aurilizações produzidas não soarem, aos ouvidos de uma criança em torno dos 10 anos de idade, como realísticas.

Embora o universo de salas estudadas seja ainda pequeno, a utilização da metodologia aqui apresentada mostrou-se bem confiável, obtendo-se um erro relativo absoluto médio menor do que 2%. Isso significa que a técnica pode ser aplicada em salas de aula sem a necessidade da presença dos alunos, bastando para tal que um reduzido número destes se submeta aos testes de articulação virtuais – a aurilização secundária.

Agradecimentos

Os autores agradecem à DIAVI/INMETRO pelo apoio dado à pesquisa experimental. Os autores também agradecem à FAPERJ pelo apoio financeiro. Finalmente, queremos agradecer às escolas nas quais foram conduzidos os ensaios de campo, às suas diretorias e, principalmente, aos alunos das turmas que articiparam dos ensaios de campo. Este trabalho é dedicado a eles.

Referências

- Bradley, J.S. (1986). Speech intelligibility studies in classrooms. *J. Acoust. Soc. Am.*, 80:846-854.
- Bradley, J.S. (1996). Optimizing the decay range in room acoustics measurements using maximum-length sequences. *J. Audio Eng. Soc.*, 44: 266-273.
- Costa, R. e Querido, J.G. (2009). A qualidade acústica ambiental nas salas de aula das escolas públicas, sua influência no

processo ensino-aprendizado e na qualidade de vida do professor. *Acústica e Vibrações*, 40: 10-20.

- Dreossi, R.C.F. e Momensohn-Santos, T. (2005). O ruído e sua interferência sobre estudantes em uma sala de aula: revisão de literatura. *Pró-Fono R. Atual. Cient.*, 17.
- Eniza, A. e Garavellia, S.L. (2003). Acústica de salas de aula: estudo de caso em duas escolas da rede privada do DF. *Revista da Sociedade Brasileira de Acústica*, 31:2-12.
- Fels, J. and Fingerhuth, S. (2004). Anthropometric data acquisition using photogrammetric techniques to obtain acoustic head-related transfer functions of children. *Proc. of the POSTER 2004 Conference, CTU Praga, Praga.*
- Fels, J. (2008). From children to adults: How Biauricular Cues and Ear Canal Impedances Grow. PhD Thesis, RWTH Aachen University, Logos Verlag Berlin, Germany.
- French, N.R. and Steinberg, J.C. (1947) Factors governing the intelligibility of speech sounds. *J. Acoust. Soc. Am.*, 19: 90-119.
- ISO/DIS 11902-2: 2004. Acoustics – determination of Sound immissions from Sound sources placed close to the ears. Part 2: technique using manikin.
- Medrado, L.O. (2004). Avaliação da inteligibilidade de salas de aula de graduação na Universidade Federal do Rio de Janeiro. Dissertação de mestrado, PEM, COPPE, UFRJ, Rio de Janeiro.
- Müller, S. (2004). Metrologia aplicada à qualidade acústica de salas de aula — Testes de inteligibilidade e medições biauriculares em escolas públicas. Relatório técnico INMETRO.
- Melo V.S.G., Tenenbaum, R.A. e Musafir, R.E. (2008). Inteligibilidade de salas de aula do ensino fundamental e avaliação de qualidade acústica via respostas bi-auriculares obtidas com cabeças artificiais de pequenas dimensões. *Anais do XXII Encontro da Sociedade Brasileira de Acústica*, Belo Horizonte, MG.

AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO ACÚSTICO DE DISPOSITIVOS DE REDUÇÃO DO RUÍDO DO TRÁFEGO

Inácio, O.¹; Freitas, E.²; Raimundo, I.; Fonseca, R.²

(1) InAcoustics - Engenharia Acústica, Vibrações e Ambiente Lda., Porto, Portugal;

(2) Departamento de Engenharia Civil da Universidade do Minho, Guimarães, Portugal

Resumo

O desenvolvimento urbano que se verificou em Portugal nas últimas décadas do século 20 foi acompanhado por um rápido e elevado crescimento do tráfego e, conseqüentemente, pela construção de vias rodoviárias quer urbanas quer rurais. A partir do ano 1980, as políticas de controlo do ruído levaram as administrações rodoviárias e os construtores a aplicarem medidas de mitigação do ruído que passaram sobretudo pela construção de barreiras acústicas e, em menor grau, pela aplicação de pavimentos com características que produzem menos ruído. Em ambos os casos, a avaliação do desempenho acústico permite a comparação das especificações de projecto com dados de desempenho reais e a verificação do mesmo a longo prazo para a devida validação das soluções adoptadas. Neste trabalho apresentam-se os métodos essenciais para uma gestão eficaz do ruído rodoviário, que permitem avaliar o ruído de contacto pneu-pavimento e o desempenho acústico de dispositivos de redução de ruído do tipo barreiras acústicas. Apresenta-se ainda um método complementar para a determinação da absorção sonora em pavimentos rodoviários.

Abstract

The urban development that has occurred in Portugal in the last decades of the 20th century was accompanied by a fast growth of road traffic and, consequently, by the construction of rural and urban roadways. After 1980, the noise control policies lead the road administrations and constructors to apply noise mitigation measures, like barriers but also pavements with noise reduction characteristics. In both cases, the evaluation of the acoustic performance allows a comparison of the design specifications with real performance data and its verification at the long run for an adequate validation of the adopted solutions. In this work the essential methods for an effective road noise management that allow the evaluation of road/tyre noise and of the acoustic performance of noise reduction devices, such as noise barriers. A method for the determination of the sound absorption in road pavements is also presented.

Palavras-chave: Ruído rodoviário. Desempenho acústico. Pneu/pavimento. Barreiras acústicas.

1. Introdução

Atualmente, os valores limite para o ruído ambiente preconizados na legislação são severos, o que obriga à procura de soluções inovadoras de redução do ruído rodoviário. Essas soluções passam pela utilização e desenvolvimento de camadas de desgaste de baixo ruído. Dado que o ruído resultante do contacto pneu/pavimento é determinante no ruído total produzido pelos veículos a velocidades superiores a 40-50 km/h para veículos ligeiros (SANDBERG & EJSMONT, 2002) é fundamental avaliar-se o ruído gerado junto à roda e o que é propagado e alcança os transeuntes e as edificações. Contudo, a utilização de barreiras acústicas é uma das medidas mais difundidas para a atenuação de ruído proveniente do tráfego rodoviário e continua a ser usada massivamente. Ainda assim, a avaliação e verificação do desempenho acústico deste tipo de estruturas não é feito de forma sistemática e integrada num sistema de gestão, tal como ainda não acontece com o ruído de contacto

pneu-pavimento. Em ambos os casos, a avaliação do desempenho permite a comparação das especificações de projecto com dados de desempenho reais e a verificação do mesmo a longo prazo para a devida validação das soluções adoptadas.

2. Métodos de avaliação do desempenho

2.1. Pavimentos rodoviários

A avaliação do ruído de tráfego pode ser feita sob duas vertentes, a ambiental e a do pneu/pavimento. Na vertente ambiental, o Decreto-Lei n.º 9/2007 de 17 de Janeiro da República Portuguesa, estabelece e articula o novo Regulamento Geral do Ruído com outras normas e/ou regimes jurídicos portugueses. Na outra vertente, existem vários métodos que têm vindo a ser utilizados para a comparação do desempenho acústico de superfícies de estradas. De entre os métodos mais utilizados destacam-se os seguintes (SANDBERG & EJSMONT, 2002):

- Método da proximidade imediata (Close ProXimity method, CPX) (ISO CD 11819-2, 2000);
- Método estatístico de passagem (Statistical Pass-By method, SPB) (ISO 11819-1: 1997); e
- Método da passagem controlada (Controlled Pass-By method, CPB).

2.1.1. Método estatístico de passagem

O método SPB baseia-se na medição dos níveis máximos de pressão sonora, ponderada A, pela passagem de um número considerável de veículos com significado estatístico de diversas categorias, num trecho específico da estrada para as velocidades de circulação recomendadas (ISO 11819-1: 1997).

Para esta medição, o microfone deverá estar localizado a $1,2\text{ m} \pm 0,1\text{ m}$ acima do plano da faixa de rodagem e a $7,5\text{ m}$ da linha central da via de tráfego. Assim, a cada passagem individual de um veículo, o nível sonoro (máximo) e a velocidade do veículo são registados. Os níveis de ruído dos veículos de cada categoria são adicionados, assumindo determinadas proporções por categoria, para fornecer um único "índice" que constitua o resultado final. Este índice é designado por Índice Estatístico de Passagem (SPBI) e pode ser usado na comparação da camada superficial de pavimentos rodoviários, de modo a que a sua influência no nível de ruído de um fluxo de tráfego misto possa ser determinada. A variabilidade da composição do tráfego é frequentemente um entrave à aplicação integral deste método, pelo que muitas vezes se compara diretamente os níveis de ruído a diferentes níveis de velocidade obtidos em pavimentos diferentes e considerando uma única categoria de veículos. O método CPB difere do método SPB apenas no que respeita aos veículos. Neste caso os veículos são selecionados em vez de serem os de passagem corrente na estrada.

2.1.2. Método da proximidade imediata

A medição do ruído pelo método CPX pode ser realizada de duas formas: (i) utilizando um atrelado normalizado (puxado por um veículo comum) onde são colocados pneus de ensaio e pelo menos dois microfones junto do pneu ou, alternativamente, (ii) os microfones são colocados junto a uma roda do próprio veículo. O esquema de montagem dos microfones deve estar de acordo com o definido na norma ISO CD 11819-2:2000.

2.1.3. Ensaios complementares: absorção sonora

A absorção do som é influenciada pelas características da superfície do pavimento, tais como a espessura da camada, a resistividade (que pode ser determinada indiretamente pela granulometria), a porosidade e a tortuosidade. Além disso, a absorção é influenciada pelo ângulo de incidência das ondas sonoras sobre a superfície. Para se alcançar a redução máxima de ruído produzido pelo tráfego é

importante ajustar-se as propriedades de absorção de som pela superfície da estrada com as características da composição de tráfego. A medição da absorção sonora é fundamental na fase de concepção para otimizar esta característica do material (BLOKLAND & ROOVERS, 2005) e na fase de exploração para avaliar o desempenho acústico ao longo do tempo.

2.2. Barreiras acústicas

A Norma Europeia CEN/TS 1793-5:2003, actualmente na versão portuguesa NP 4471:2007, vem pela primeira vez normalizar um método de ensaio de aplicação aos dispositivos de redução de ruído do tráfego rodoviário, do tipo barreira acústica. Este método utiliza um sinal de ensaio MLS (Maximum Length Sequence), gerado por uma fonte sonora, que captado por um microfone possibilita determinar a resposta global ao impulso entre estes elementos. Este sinal garante uma boa relação sinal/ruído, uma boa imunidade ao ruído de fundo, através de uma correlação periódica entre o sinal emitido pela fonte e o sinal recebido pelo microfone. É ainda um método fácil e económico de ser aplicado, sendo o limite inferior da frequência de fiabilidade a maior limitação: é apenas possível classificar os produtos em toda a gama desde os 100Hz até aos 5kHz para amostras com dimensões superiores a $4,0\text{ x }4,0\text{ m}^2$.

2.2.1. Metodologia de avaliação

O ensaio de determinação do isolamento a sons de condução aérea do dispositivo consiste na emissão de uma onda sonora, a partir de uma fonte direccionada colocada num dos lados da barreira acústica (lado da rodovia), e na recepção da mesma através de um microfone colocado no outro lado da barreira, em 9 pontos distintos formando a grelha vertical de medição. O microfone recebe, quer a onda de pressão sonora transmitida, que se propaga através do dispositivo em ensaio, quer a onda de pressão sonora difractada pelo bordo superior. O desfasamento no tempo das duas ondas permite, através da aplicação de uma janela temporal, eliminar a componente difractada. A determinação do isolamento é realizada por comparação do nível da componente transmitida com o nível de uma onda directa em campo aberto. Esta última é obtida por repetição da medição sem o dispositivo em ensaio entre a fonte sonora e o microfone. O índice de isolamento sonoro, calculado através dos espectros de potência das componentes directa e reflectida, é igual à média logarítmica dos índices de isolamento sonoro medidos em cada ponto da grelha.

2.2.2. Procedimento de medição e de análise de dados

O procedimento de medição é baseado na relação dos espectros de potência de sinais extraídos de respostas a impulso amostradas com o mesmo equipamento, no mesmo local e nas mesmas condições. Uma calibração

absoluta da cadeia de medição relativamente ao nível de pressão sonora não é, portanto, necessária. A fonte sonora deve ser posicionada conforme mostra a Figura 1. O microfone deve ser colocado subsequentemente nos nove pontos da grelha de medição conforme mostra a Figura 2. A resposta ao impulso em campo aberto é obtida com a mesma configuração geométrica de montagem mas sem a presença da barreira. Em barreiras constituídas por painéis fixados por postes verticais, deverão ser realizadas medições nos nove pontos da grelha de medição colocada no centro dos painéis mas também colocando a grelha de medição em frente aos postes.

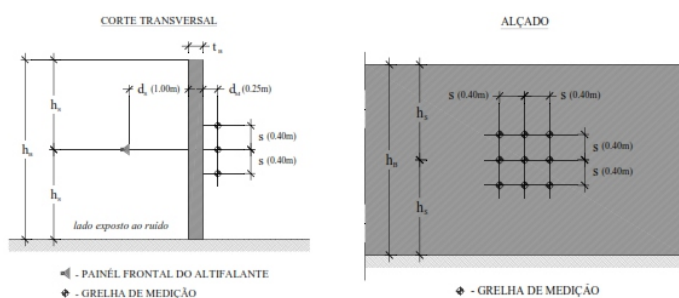


Figura 1: Geometria de posicionamento da fonte sonora e microfones

A transformação do sinal entre o domínio tempo e o domínio frequência deve ser efetuado utilizando uma janela temporal, denominada “janela temporal Adrienne”, com as seguintes especificações: (i) um bordo frontal com metade esquerda em forma de Blackman-Harris e um comprimento total de 0,50ms; (ii) uma parte plana com um comprimento total máximo de 5,18ms; (iii) um bordo posterior com a metade direita em forma de curva de Blackman-Harris e um comprimento total de 2,22ms. O comprimento total máximo da janela temporal de Adrienne é de $T_{W,ADR} = 7,90ms$.

A introdução dessa janela permite eliminar a componente difractada do sinal, isolando a componente transmitida. As componentes indesejadas que devem ser mantidas fora da janela temporal são: (i) as componentes de som difractado pelos bordos do dispositivo de redução de ruído em ensaio; (ii) as componentes de som reflectido pelo solo, no lado fonte-receptor do dispositivo de redução de ruído em ensaio. Para a componente direta, o início da parte plana deve ser colocado 0,20ms antes do pico correspondente à componente direta (ponto marcador) e termina após 7,40ms.

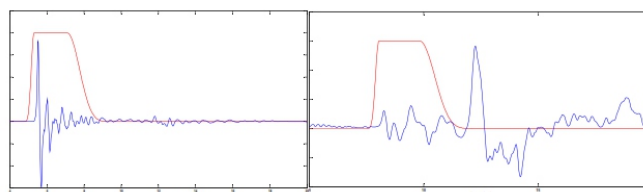


Figura 2: Janela temporal de Adrienne aplicada à função de resposta ao impulso medida (a) em campo aberto e (b) com a barreira para a posição 5 do microfone.

Para a componente transmitida, o início da parte plana deve ser colocado 0,20ms antes do pico da correspondente à componente transmitida (ponto marcador) e termina após 7,40ms ou no começo convencional da difração, consoante o que ocorrer primeiro de entre os dois (a distância temporal entre o pico relativo à componente transmitida e à componente difratada depende da altura da barreira) – ver figura 2b). Para barreiras acústicas com uma altura menor que o comprimento, na generalidade, a componente mais crítica é a difratada pelo bordo superior. O limite inferior de frequência (f_{min}), corresponde ao valor mais baixo da frequência que deve ser utilizado das medições para o cálculo do isolamento sonoro. Este valor depende da largura da janela temporal de Adrienne, que depende por sua vez da menor dimensão da barreira. Esta limitação prende-se com a relação dimensional entre os comprimentos de onda e as dimensões da barreira.

2.2.3. Determinação do Número Único do Isolamento Sonoro Aéreo

A classificação do índice único do isolamento sonoro aéreo para elementos e postes medido in situ, DLSI, em decibel, é dada por:

$$DL_{SI} = -10 \cdot \log \left[\frac{\sum_{i=m}^{18} 10^{0,1 \cdot L_i} \times 10^{-0,1 \cdot SI_i}}{\sum_{i=m}^{18} 10^{0,1 \cdot L_i}} \right] \quad [Eq.01]$$

Onde:

$m = 4$ (número da banda de frequência de um terço de oitava de 200Hz);

s níveis de pressão sonora relativos (dB), de ponderação A, do espectro de ruído de tráfego normalizado, definido em EN 1793-3: 2007, na banda de frequência de um terço de oitava, de ordem j .

3. Casos de estudo

3.1. Avaliação do desempenho acústico de pavimentos

Para a avaliação do desempenho acústica das camadas superficiais dos pavimentos utilizadas em Portugal foi selecionada uma amostra de 8 tipologias (Tab. 1) localizadas em estradas nacionais.

Tabela 1: Descrição do material que caracteriza a camada superficial do pavimento e sua designação

| Descrição do material | Designação da camada |
|--------------------------------------------------------------------------|----------------------|
| Microbetão Betuminoso (MBR7) | S1 |
| Mistura Betuminosa Aberta com Borracha (média % de borracha) (MBA BMBm) | S2 |
| Mistura Betuminosa Aberta com Betume Modificado com Borracha (MBA BMB12) | S3 |
| Mistura Betuminosa Aberta com Betume Modificado com Borracha (MBA BMB10) | S4 |
| Betão Betuminoso Denso (BD16) | S5, S6 |
| Microaglomerado (McB) | S7, S13 |
| Cubos de Granito (CG) | S8 |
| Betão Betuminoso Rugoso (BBR12) | S12 |

Para a medição do ruído contacto penu-pavimento foram utilizados dois métodos, o método CPX e o método CPB. A Figura 3a) mostra a configuração de montagem dos microfones utilizada no método CPX. Neste caso utilizou-se um atrelado onde o sistema foi adaptado, o que minimiza a interferência do ruído do motor nas medições efetuadas. O pneu de ensaio utilizado foi o AVON AV4, de acordo com o recomendado em (MORGAN et al., 2009). A escolha do método CPB, que para além do ruído gerado junto à roda considera também o efeito do pavimento na sua propagação. Tem por principal vantagem um maior controlo do ensaio no que respeita às velocidades praticadas, acelerações/desacelerações indesejadas e estado dos pneus. Por outro lado, pode não representar totalmente as características do tráfego. Na Fig. 3b) mostra-se a configuração do ensaio e o equipamento usado. Os veículos selecionados foram 3 veículos ligeiros considerados representativos da frota portuguesa. Os ensaios foram realizados nos dois métodos a velocidades compreendidas entre 30 km/h e 100 km/h, com a superfície seca uma vez que a água altera significativamente o nível de ruído (FREITAS et al., 2009; RAIMUNDO et al., 2010). A temperatura do ar e da superfície e a velocidade do vento foram registadas, embora não tenham sido utilizados para corrigir os valores medidos. Existem algumas indicações para a correção da temperatura (ANFOSSO-LÉDÉE e PICHAUD, 2007), contudo é ainda necessário efetuar-se um estudo para as condições portuguesas. Para a medição da absorção, foi usado um tubo de impedância auto-fabricado com 80 mm de diâmetro, de acordo com o apresentado em FREITAS et al. (2010). A principal característica deste tubo é a extremidade aberta que é colocada sobre a superfície a ser

avaliada (Fig. 3c)). O coeficiente de absorção é calculado em função da impedância acústica ao longo de um intervalo de frequência de 250 Hz a 2,5 kHz (1/3 de oitava).

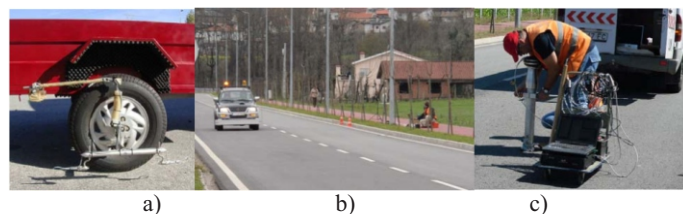


Figura 3: Detalhes dos ensaios de avaliação do desempenho: a) configuração de montagem dos microfones em atrelado; b) ensaio pelo método CPB; c) ensaio de absorção em campo

3.2. Apresentação e discussão dos resultados da avaliação do desempenho acústico de pavimentos

3.2.1 Método CPX

Na figura 4 apresenta-se a média do nível de ruído determinado por troços de 10 m determinada ao longo da extensão considerada (200 m) de parte das secções do estudo. Apesar das diferenças de idade e de tipologia, as superfícies avaliadas não apresentam diferenças assinaláveis, com a exceção da secção S2, por apresentar valores inferiores a todos os níveis de velocidade. Através desta metodologia também é possível analisar-se a variação do nível de ruído com a velocidade, que neste caso é muito semelhante. Contudo, esta informação é relevante na seleção das camadas superficiais particularmente em zonas de tráfego elevado e rápido.

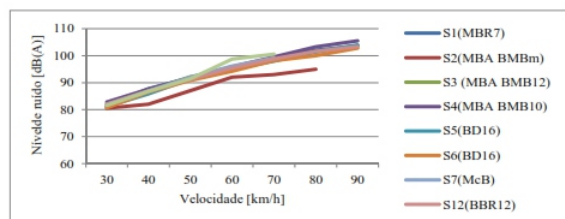


Figura 4: Níveis de ruído máximos medidos para as velocidades de 30 km/h a 90 km/h

3.2.2 Método CPB

Na figura 5 representa-se os níveis de ruído dos veículos ligeiros para as várias superfícies, para as velocidades de 30 km/h, 50 km/h, 70 km/h e 90 km/h. Estes valores foram calculados a partir da reta de regressão do nível de ruído versus logaritmo decimal da velocidade. A qualidade de ajuste das retas determinadas pode ser considerada excelente, o que se deve ao facto do ensaio ser controlado. A partir dessa figura pode analisar-se o desempenho relativo de cada tipo de camada e a sensibilidade de cada uma delas ao aumento da velocidade. Assim, verifica-se que a superfície em cubos de granito (S8) em quase todas as velocidades, apresenta os maiores níveis de ruído. Observa-se a seguir um conjunto de camadas, de natureza fechada com níveis de ruído muito semelhantes. Destacam-se a superfície S2, pelos seus valores reduzidos a todas as velocidades, sendo caracterizada por uma textura positiva, e a superfície S1 com um desempenho excelente a velocidades elevadas, sendo caracterizada pela dimensão reduzida dos agregados e também pela sua textura positiva. Salienta-se que estes resultados evoluem com o tempo devido à acção do tráfego que altera as características das superfícies, particularmente a textura e a porosidade (FREITAS, 2012).

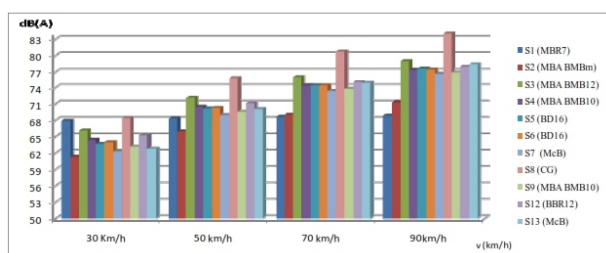


Figura 5: Níveis de ruído máximos estimados para as velocidades de 30 km/h a 90 km/h

3.2.3. Absorção sonora

Na Figura 6 apresenta-se em a) o coeficiente de absorção sonora médio, medido de 10 m em S4(MBA BMB10)10 m ao longo da secção de ensaio, e em b) o espectro de absorção sonora que mais se aproxima do valor médio. A maioria dos valores encontra-se abaixo dos 5%, o que corresponde a materiais reflectores. Destaca-se

novamente a superfície S2, cujo coeficiente de absorção médio se aproxima de 30% e que pontualmente ultrapassa os 40% a cerca de 1100 Hz.

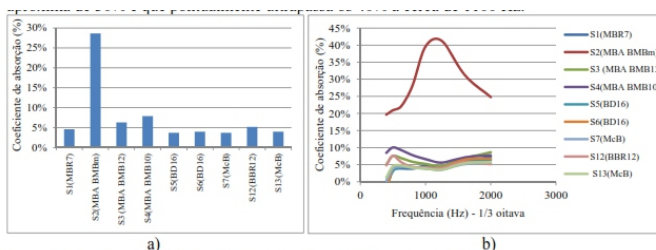


Figura 6: Absorção sonora: a) valor médio ao longo da secção; b) espectro de absorção sonora

3.3. Avaliação do desempenho de barreiras acústicas

Para aplicação do método foram realizadas medições numa barreira acústica de blocos de betão, aplicada numa auto-estrada, constituída por panos verticais de espessura constante, travados verticalmente por pilares em bloco afastados de 4,65m. A seleção da barreira para uso nestes testes foi efetuada considerando essencialmente a facilidade de acesso e a sua representatividade para o tipo de barreira em causa. Os ensaios foram realizados com recurso a um sinal Sequência de Máximo Comprimento (MLS) conforme preconizado na norma portuguesa. Para a realização do ensaio foi utilizado o seguinte equipamento: (i) fonte sonora Bruel & Kjaer Sound Source Type 4224; (ii) microfone omnidireccional e pré-amplificador tipo 1 da BSWA; (iii) placa de som D-Audio de 2 canais; (iv) computador portátil com software WinMLS e MATLAB. Os resultados dos ensaios realizados encontram-se ilustrados na figura 6, onde se mostra como exemplo, uma resposta ao impulso da componente obtida na posição central (posição 5), os índices de isolamento sonoro (SI), em função da frequência, em bandas de um terço de oitava. O pós-processamento dos dados foi realizado com base em código MATLAB desenvolvido para esta investigação. Para uma comparação mais direta com os parâmetros típicos de especificação de projeto, (GARAI e GUIDORZI, 2000) propõem as seguintes expressões para determinação do valor do Índice de Redução Sonora (R_w) a partir dos valores obtidos de nos elementos:

$$DL_R = 0,93 \cdot R_w + 0,37 \quad [E.02]$$

$$DL_{SI} = 1,18 \cdot DL_R - 0,94 \quad [E.03]$$

em que DL_R é o índice único do isolamento sonoro aéreo medido em laboratório.

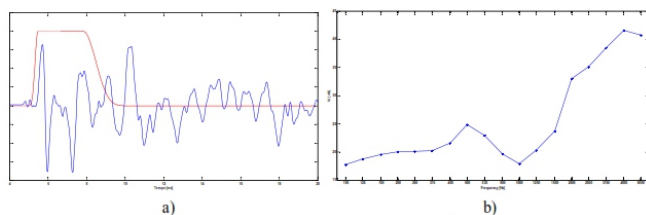


Figura 7: a) Resposta ao impulso da componente transmitida (posição 5) e b) Índice de Isolamento Sonoro SI em dB, por bandas de 1/3 de oitava

De acordo com os resultados obtidos para o índice de isolamento sonoro (SI), utilizando a expressão [Eq.01] determina-se o número único do isolamento sonoro aéreo: $DLSI = 21,4\text{dB}$. O valor de RW estima-se com recurso às expressões [Eq. 02] e [Eq. 03]: $RW = 20,0\text{dB}$. Em primeiro lugar importa evidenciar o fraco índice de isolamento sonoro da barreira de alvenaria. O principal motivo deste valor prende-se com o facto de esta barreira ser constituída por blocos de pequena dimensão em que as juntas verticais entre blocos não estão preenchidas por argamassa. Por este motivo a componente transmitida tem maior facilidade em atravessar a barreira, como se pode comprovar na Fig. 7a) onde a componente transmitida tem aproximadamente a mesma amplitude da componente difractada.

Conclusões

Este trabalho apresenta os métodos essenciais para uma gestão eficaz do ruído rodoviário, que permitem avaliar o ruído de contato pneu-pavimento e o desempenho acústico de dispositivos de redução de ruído. Apresenta ainda um método complementar para a determinação da absorção sonora em pavimentos rodoviários. A aplicação destes metodologias permitiu avaliar o desempenho de um conjunto de camadas de pavimentos de forma relativa, sendo que o método CPX, apesar de se integrar na corrente de tráfego e por isso de maior interesse no domínio rodoviário, parece ser menos sensível do que o ensaio CPB. Por sua vez, a metodologia proposta para avaliar o desempenho acústico dos dispositivos de redução de ruído do tráfego rodoviário conduz a bons resultados. No entanto, a sua aplicação nos locais de instalação das barreiras pode ser difícil por diversos motivos: condições do terreno e acessibilidades e condições meteorológicas. A altura reduzida de grande parte das barreiras existente implica um limite inferior de frequência elevado, isto é, não é possível determinar os valores do isolamento sonoro para as bandas de frequência mais baixas.

Agradecimentos

Este estudo foi financiado no âmbito do Programa Operacional Temático Factores de Competitividade (COMPETE) e participado pelo Fundo Comunitário Europeu FEDER, através dos projetos FCOMP- 01-0124-FEDER-007560 e PEST-OE/ECI/UI4047/2011.

Referências

1. ANFOSSO-LÉDÉE, F. AND PICHAUD, Y. (2007). Temperature effect on tyre-road noise. *Applied Acoustics* 68, pp 1-16.
2. BLOKLAND, G. AND ROOVERS, M. (2005). Sustainable Road Surfaces for Traffic Noise Control - Measurement Methods, D14, SILVIA report M+P-015-02-WP2-14/07/05, European Commission.
3. FREITAS, E., PEREIRA, P., PICADO-SANTOS, L., SANTOS, A. (2009). Traffic Noise Changes Due to Water on Porous and Dense Asphalt Surfaces. *Road Materials and Pavement Design*, Vol. 10 N°3/2009 - July- September, pp587-608.
4. FREITAS, E.; RAIMUNDO, I.; INÁCIO, O; PEREIRA, P., (2010). In situ assessment of the normal incidence sound absorption coefficient of asphalt mixtures with a new impedance tube. 39th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering - INTER-NOISE 2010, Lisbon.
5. FREITAS, E., The effect of time on the contribution of asphalt rubber mixtures to noise abatement. *Noise and Control Engineering Journal*, 60 (1), Jan-Feb 2012. DOI: 10.3397/1.3676311.
6. GARAI, M.; GUIDORZI, P. (2000). European Methodology for testing the airborne sound insulation characteristics of noise barriers in situ: Experimental verification and comparison with laboratory data. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 108 (3), pp 1054-1067.
7. ISO 11819-1: 1997. Acoustics - Method for measuring the influence of road surfaces on traffic noise - Part 1: statistical pass-by method.
8. ISO CD 11819-2: 2000. Acoustics - Method for Measuring the Influence of Road Surfaces on Traffic Noise - Part 1: The Close Proximity Method.
9. MORGAN, P., SANDBERG, U., BLOKLAND, G. (2009). The selection of new reference test tyres for use with the CPX method, to be specified in ISO/TS 11819-3. 38th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering - INTER-NOISE 2009, Ottawa.
10. Norma Portuguesa NP EN 1793-3: 2007 - Dispositivos de redução de ruído de tráfego rodoviário. Método de ensaio para determinar o desempenho acústico. Parte 3: Espectro normalizado do ruído do tráfego.
11. Norma Portuguesa NP 4471: 2007 - Dispositivos de redução de ruído de tráfego rodoviário. Método de ensaio para determinar o desempenho acústico. Características intrínsecas. Valores de reflexão sonora e isolamento sonoro aéreo no local.
12. RAIMUNDO, I.; FREITAS, E., INÁCIO, O; PEREIRA, P., (2010). Sound absorption coefficient of wet gap graded asphalt mixtures. 39th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering - INTER- NOISE 2010, Lisbon.
13. SANDBERG U., EJSMONT J. (2002). *Tire / Road Noise Reference Book*, Informex SE - 59040, Kisa, Sweden



XXIV ENCONTRO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA – SOBRAC 2012 – 29/05 a 01/06/2012 – BELÉM-PA.

O EVENTO NA AMAZÔNIA

O Grupo de Vibrações e Acústica – GVA, da Faculdade de Engenharia Mecânica – FEM, da Universidade Federal do Pará – UFPA e a Regional Norte da Sociedade Brasileira de Acústica teve a grata satisfação de organizar o XXIV Encontro da Sociedade Brasileira de Acústica – SOBRAC 2012, que foi realizado pela primeira vez no Norte do Brasil, na cidade de Belém – Pará, entre os dias 29/05 e 01/06/2012.

O tema central do SOBRAC 2012 foi “ACÚSTICA E VIBRAÇÕES VOLTADAS À SEGURANÇA E CONFORTO DE ESTRUTURAS E SERES HUMANOS”. O assunto é extremamente relevante para o Brasil e outras economias em desenvolvimento, por objetivar o aumento da conscientização sobre as questões de vibração e acústica pela população em geral. As questões não só dizem respeito à saúde (por exemplo, perda auditiva, vibração de extremidades, etc.), mas também à correta disseminação do conhecimento para proporcionar condições de conforto e segurança.

Com abrangência local e nacional, reuniu especialistas internacionais e a comunidade nacional de profissionais, estudantes e interessados em geral para discussões e atualizações, o SOBRAC 2012 contou ainda, com a presença de membros ilustres da comunidade científica internacional, abordando temas de grande relevância para todos os profissionais de Acústica e Vibração, bem como representantes de empresas que fornecem ao mercado sensores de vibração e ruído, instrumentos, softwares de modelagem e materiais utilizados para o controle de vibração e ruído.

A programação técnica do SOBRAC 2012 foi bastante rica e diversificada, contando com dois Minicursos, onze (11) Seções Técnicas, duas (2) Mesas Redondas e quatro (4) Palestras Técnicas proferidas por dois (2) convidados nacionais e dois (2) internacionais, sendo uma destas últimas na forma de vídeo conferência.

Nesta edição do SOBRAC houve a submissão de noventa e seis (96) trabalhos completos que foram revisados por consultores ad hoc de todo o país, resultando em um total

REVISTA DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA (SOBRAC)

de setenta e sete (77) trabalhos para publicação em forma impressa nos anais do evento.

ABERTURA

A abertura oficial do evento ocorreu às 20 h do dia 29 de maio de 2012, no Teatro da Paz, que é considerado um dos principais teatros-monumentos brasileiros, tombado pelo Instituto de Patrimônio Histórico e Artístico Nacional- IPHAN, sendo um exemplo de arquitetura e acústica em Belém.



Foto 1 – Cerimônia de Abertura no Teatro da Paz: momento do hino nacional.

A cerimônia de abertura contou com um número expressivo de participantes, fazendo parte da sessão os seguintes integrantes: Prof. Dr. Emmaneul Tourinho – Pró-Reitor de Pesquisa e Pós Graduação da UFPA, no ato representando o Magnífico Reitor da Universidade Federal do Pará, Prof. Dr. Edilson Manescky; Prof. Dr. Newton Sure Soeiro – Presidente do XXIV Encontro da SOBRAC; Prof. Dr. Gustavo da Silva Vieira de Melo – Coordenador Científico do XXIV Encontro da SOBRAC; Prof^a. Dr^a. Dinara Xavier da Paixão – Presidente da Sociedade Brasileira de Acústica; e o Sr. Yvonaldo Nascimento Bento – Representante da Presidência da Eletrobrás Eletronorte no Pará.

A abertura do Congresso coube à coordenação geral do XXIV Encontro da SOBRAC, Prof. Dr. Newton Sure Soeiro, que deu as boas vindas aos participantes do evento, declarando aberto o SOBRAC 2012. Em seguida,

foi concedida a palavra a cada um dos membros que compuseram a sessão de abertura, a qual foi concluída com a apresentação da Orquestra de Música Latina da Universidade Federal do Pará, sob a regência do Maestro Prof. Leonardo Coelho de Souza.



Foto 2 - Cerimônia de Abertura - Composição da Sessão de Abertura.

Após a cerimônia de abertura, os presentes participaram de um coquetel, o qual ocorreu na Cervejaria Amazon Beer, localizada na Estação das Docas, inaugurada em 2000 e é a única cervejaria 100% artesanal do Pará, onde são produzidos 6 tipos de cervejas, que atendem aos mais variados gostos e estilos.

APRESENTAÇÃO DOS TRABALHOS TÉCNICOS

Os trabalhos apresentados no SOBRAC 2012 foram resultados de uma chamada nacional de trabalhos científicos, avaliada por um comitê científico composto dos mais renomados professores e pesquisadores da área da Acústica.

O SOBRAC 2012 contou com apresentações orais de 77 (setenta e sete) trabalhos científicos, em onze sessões técnicas. São elas:

SESSÃO 01 – A: das 10:30 às 12:30

Dia 30/05/2012 (quarta-feira)

Auditório 1

ANÁLISE DAS CONDICIONANTES ACÚSTICAS NA ARQUITETURA DE CINCO PRÉDIOS DO PARQUE ZOOBOTÂNICO DO MUSEU GOELDI.

Autores: COSTA, F. M.; LOBO SOARES, A. C.; BENTO COELHO J. L.; COELHO, T. C. C

ISOLAMENTO SONORO AÉREO DE PAREDES DE EDIFICAÇÃO ESCOLAR.

Autores: YABIKU, A.; BERTOLI, S. R.

AVALIAÇÃO DO NÍVEL DE RUÍDO EM PRAÇAS DE ALIMENTAÇÃO EM SHOPPING CENTER.

Autores: COSTA NETO, A. S.; OITICICA, M. L. G.

DESEMPENHO ACÚSTICO EM EDIFICAÇÕES: ANÁLISE COMPARATIVA DOS RESULTADOS DAS NORMAS ISO 140 E ISO 10052.

Autores: BARRY, P. J.; IKEDA, C. Y. K.

AVALIAÇÃO DE PRESSÃO SONORA EM EDIFICAÇÕES DE INTERESSE SOCIAL.

Autores: SILVA JUNIOR, O. J.; RÊGO SILVA, J. J.; ANDRADE, T. W. O.; COSTA e SILVA, A. J.

CONFORTO ACÚSTICO PARA A HUMANIZAÇÃO DE UNIDADES DE TERAPIA INTENSIVA E DEMAIS AMBIENTES HOSPITALARES.

Autor: MANNIS, J. A.

SESSÃO 02 – A: das 10:30 às 12:30

Dia 30/05/2012 (quarta-feira)

Auditório 2

PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO DE CÂMARAS DE ENSAIO ACÚSTICO DE ESQUADRIAS.

Autores: DE GODOY, M.; MORAES, E. C.

MEDIÇÕES DE ISOLAMENTO SONORO DE FACHADAS COM O MÉTODO DA FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA.

Autores: MICHALSKI, R. L. X. N.; MUSAFIR, R. E.

ANÁLISE DE RUÍDO OCUPACIONAL DENTRO DE UMA SERRARIA EM RODON DO PARÁ.

Autores: DO CANTO, L. F.; CUSTÓDIO FILHO, S. S.; LIMA, A. K. F.; PIMENTEL, H.; MELO, G. S. V.; SOEIRO, N. S.

UMA METODOLOGIA PARA ESTIMATIVA VIRTUAL DA DOSE DE EXPOSIÇÃO AO RUÍDO OCUPACIONAL.

Autores: OLIVEIRA FILHO, R. H.; DUARTE, M. A. V.

MATERIAIS NÃO-CONVENCIONAIS UTILIZADOS PARA CONTROLE DE RUÍDOS: MITO OU REALIDADE.

Autores: BASTOS, L. P.; MELO, G. S. V.; VERGARA, E. F.

PRODUÇÃO DE PAINÉIS DE RESÍDUOS DE AVEIA E CANA-DEAÇÚCAR COM POTENCIAL USO PARA CONDICIONAMENTO ACÚSTICO.

Autores: CAMPOS, R. V. M.; LISOT, A.; ASSAD FILHO, N.; TAVAREZ, C. R. G.; SOARES, P. F.

SESSÃO 01 – B: das 16:30 às 18:30

Dia 30/05/2012 (quarta-feira)

Auditório 2

ANÁLISE ESTRUTURAL DE UMA TORRE DE TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA SUBMETIDA A CARREGAMENTO EÓLICO.

Autores: MENDOÇA, A. C.; BRAGA, D. S.; SOEIRO, N. S.; MELO, G. S. V.; SILVA, P. T. A.

PREDIÇÃO DO FATOR DE PERDA DE PAINÉIS DE FUSELAGEM COM MATERIAIS VISCOELÁSTICOS UTILIZANDO A TEORIA DE ESTRUTURAS PERIÓDICAS E O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.

Autores: MEDEIROS, A. A.; BRATTI, G.; DOS SANTOS, M. F.; CORDIOLI, J. A.; LENZI, A.

ANÁLISE NUMÉRICA VIBRO-ACÚSTICA PARA PREVISÃO DOS NÍVEIS DE PRESSÃO SONORA NA FACE POSTERIOR DE UM REATOR ELÉTRICO.

Autores: MENDOÇA, A. C.; BRAGA, D. S.; DE LIMA, L. O. S.; SILVA, P. T. A.; SOEIRO, N. S.; MELO, G. S. V.

PROJETO E SIMULAÇÃO DE VIBRADOR DE FORMAS DE CONCRETO.

Autores: AGUIAR, J. G. G.; JORDAN, R.

APLICAÇÃO DA LÓGICA FUZZY NO DIAGNÓSTICO DE DEFEITOS MECÂNICOS EM EQUIPAMENTOS ROTATIVOS.

Autores: DA SILVA, R. R.; COSTA, E. S.; MESQUITA, A. L. A.

CONTROLE DE VIBRAÇÃO DE ORIGEM ELETROMAGNÉTICA ATRAVÉS DE ABSORVEDORES DINÂMICOS VISCOELÁSTICOS EM REATOR ELÉTRICO.

Autores: BRAGA, D. S.; MENDONÇA, A. C.; SOEIRO, N. S.; MELO, G. S. V.; DE LIMA, L. O. S.

ANÁLISE DINÂMICA DE PRÉDIO METÁLICO INDUSTRIAL DE CONSTRUÇÃO MODULAR.

Autores: MESQUITA, A. L. A.; KHATTAK, N. A.; MAROTTA, P. M. T.; ALVARENGA, J. B.

AJUSTE DE MODELO MATEMÁTICO PARA PREDIÇÃO DO RUÍDO EMITIDO PELO TRÁFEGO DE VEÍCULOS.

Autores: MESQUITA, A. L. A.; DA SILVA, M. A. V.; SILVEIRA, A. S.

SESSÃO 03 – A: das 10:30 às 12:30

Dia 31/05/2012 (quinta-feira)

Auditório 1

AVALIAÇÃO DA PARTICIPAÇÃO EM UMA COMPARAÇÃO DE LABORATÓRIOS PARA ENSAIOS DE ABSORÇÃO SONORA EM TUBOS.

Autor: MASSARAI, P. M.

MEDIÇÃO DO COEFICIENTE DE ABSORÇÃO SONORA DE MATERIAIS ATRAVÉS DA TÉCNICA DE UM MICROFONE EM UM TUBO DE IMPEDÂNCIA.

Autores: MASINI, H. F.; OLIVEIRA FILHO, R. H.; TEODORO, E. B.

COMPARAÇÃO LABORATORIAL DE ABSORÇÃO SONORA EM TUBOS DE IMPEDÂNCIA.

Autores: ALVES, L. M.; MASSARANI, P. M.; JESUS, G. F.

ESTIMATIVA DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO DO RUÍDO EMITIDO POR MÁQUINAS DE LAVAR ROUPAS.

Autores: OLIVEIRA, C.; FERREIRA, D.; NABUCO, M.

CALIBRAÇÃO DE MICROFONES NAS FREQUÊNCIAS INFRASÔNICAS.

Autores: SOARES, Z.; MÜLLER, S.

ANÁLISE DOS MÉTODOS EXPERIMENTAIS DESTINADOS À INVESTIGAÇÃO DA IMPEDÂNCIA ACÚSTICA DAS FLAUTAS.

Autores: THOMAZELLI, R.; BERTOLI, S. R.

SESSÃO 04 – A: das 10:30 às 12:30

Dia 31/05/2012 (quinta-feira)

Auditório 2

ANÁLISE DE DISTORÇÃO NÃO LINEAR EM AMPLIFICADORES DE ÁUDIO VALVULADOS.

Autores: OLIVEIRA, T.; BARRETO, G.; PASQUAL, A.

SISTEMA ELETROACÚSTICO TETRAÉDRICO PARA MEDIÇÃO ACÚSTICA EM BAIXA FREQUÊNCIA.

Autor: ARZENO, L. P.

MODELAGEM ELETROACÚSTICA DE ALTO-FALANTES UTILIZADOS COMO ABSORVEDORES SONOROS ATIVOS.

Autores: TAVARES, J. P. O.; PASQUAL, A. M.

MAPEAMENTO SONORO DA PERCEPÇÃO DE ALTURAS EM UMA SALA A PARTIR DE ANÁLISE MODAL.

Autor: MANNIS, J. A.

CLASSIFICAÇÃO DE INSTRUMENTOS DE PERCUSSÃO UTILIZANDO PERFIS ESPECTRAIS.

Autores: TEIXEIRA JUNIOR, T.; PELAES, E.; FARIA, R.

DIFERENÇAS INDIVIDUAIS NO CANTO EM DUETO DA GARRINHADE-BIGODE THRYOTHORUS GENIBARBIS (AVES, TROGLODYTIDAE).

Autores: MONTE, A. A.; NASCIMENTO, L. F. T.; MOURA, L. N.; LOPES, J. P.; SILVA, M. L.

SESSÃO 02 – B: das 16:30 às 18:30

Dia 31/05/2012 (quinta-feira)

Auditório 1

COMPORTAMENTO DE PAINÉIS RANHURADOS E PERFURADOS INCORPORANDO ESPUMAS SINTÉTICAS.

Autores: PATRAQUIM, R.; GODINHO, L.; AMADO MENDES, P.; NEVES, A.

ESTUDO DA ISOLAÇÃO SONORA DE UM PAINEL À BASE DA CASCA DO CUPUAÇU.

Autores: AGUIAR, B. F. R.; MELO, G. S. V.; PEREIRA, L. C. A.; SOEIRO, N. S.

CARACTERIZAÇÃO DA ABSORÇÃO SONORA DE BARREIRAS ACÚSTICAS CORRUGADAS.

Autores: PAZOS, D. F. P.; MUSAFIR, R. E.

OTIMIZAÇÃO DE UMA CAMADA POROELASTICA PARA AUMENTO DA ABSORÇÃO.

Autores: DUARTE, O. L.; SILVA, F. I.; LEANDRO, F. A.

ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DOS PARÂMETROS DE PROJETO DE SILENCIADORES REATIVOS DO TIPO HELMHOLTZ.

Autores: SILVA, G. C. C.; NUNES, M. A. A.

CONTROLE ATIVO DE RUÍDO EM DUTOS COM CURVA.

Autores: DUBOC, M.; SLAMA, J. G.; MUSAFIR, R. E.

BASES PARA O DESENVOLVIMENTO DE UM ENSAIO INTERLABORATORIAL DE LABORATORIOS DE ACUSTICA.

Autor: DE FRIAS, J.

Autores: DUBOC, M.; SLAMA, J. G.; MUSAFIR, R. E.

SESSÃO 03 – B: das 16:30 às 18:30

Dia 31/05/2012 (quinta-feira)

Auditório 2

AVALIAÇÃO DE PARÂMETRO SONORO EM SALAS DE AULA: DIAGNÓSTICO DE QUALIDADE ACÚSTICA.

Autores: ARAÚJO, B., CARVALHO, S., PINHEIRO, P., PINTO, D.

ESTUDO DAS CARACTERÍSTICAS ACÚSTICAS DE SALAS PARA ENSINO DE MÚSICA EM ESCOLAS DE EDUCAÇÃO BÁSICA.

Autores: GAIDA VIERO, C.; PAIXÃO, D.; VERGARA, E. F.; BRUM, C.

AVALIAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONFORTO ACÚSTICO EM SALAS DE AULA: ESTUDO DE CASO EM ESCOLA PÚBLICA DO MUNICÍPIO DE TUCURUÍ.

Autores: BRITO, L. M.; FERREIRA, T. S.; BRAGA, D. S.; SOUSA, W. S.; JESUS, K. M.; SETUBAL, F. A. N.

AVALIAÇÃO OBJETIVA E SUBJETIVA DO CONDICIONAMENTO ACÚSTICO DE SALAS DE AULA – ESTUDO DE CASO.

Autores: HORTA, F. C.; FERRAZ, R. M.; VECCI, M. A.

AVALIAÇÃO NUMÉRICA DAS CARACTERÍSTICAS ACÚSTICAS PARA UMA SALA DE AULA A BORDO DE UMA EMBARCAÇÃO.

Autores: OHANA, G. J.; SOEIRO, N. S.; MELO, G. S. V.

QUALIDADE ACÚSTICA EM SALAS DE ENSINO DE MÚSICA: PARÂMETROS ACÚSTICOS PREFERENCIAIS PARA PROFESSORES DE MÚSICA.

Autores: CARBONI, M. H. S.; SCHMID, A. L.

SESSÃO 05 – A: das 10:30 às 12:30

Dia 01/06/2012 (sexta-feira)

Auditório 1

ESTUDO PARA READEQUAÇÃO ACÚSTICA DO ANFITEATRO NEY MARQUES DA UNIVERSIDADE ESTADUAL DE MARINGÁ PARA USO COMO CINEMA.

Autores: PAIS, A. P. T. D.; SOARES, P. F.; TAMANINI, C. A. M.; LISOT, A.

INFLUÊNCIA DO TETO DE CONCHA DE ORQUESTRA LEVE E ARTICULADA NA ACÚSTICA DE SALA DE MÚLTIPLO USO.

Autores: MAIORINO, A. V.; BERTOLI, S. R.

VERIFICAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA POSIÇÃO DA FONTE SONORA NOS PARÂMETROS ACÚSTICOS DO AUDITÓRIO DO ELREE/UFGA A PARTIR DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICOS.

Autores: PEREIRA, L. C. A.; SOEIRO, N. S.; MELO, G. S. V.

SALAS DE CINEMAS PROJETADAS PELO ARQUITETO RINO LEVI: AVALIAÇÃO ATRAVÉS DA RECONSTRUÇÃO ACÚSTICA.

Autores: TAMANINI, C. A. M.; BISTAFÁ, S. R.

AVALIAÇÃO DE INTELIGIBILIDADE EM SALAS DE AULA DO ENSINO FUNDAMENTAL A PARTIR DAS RESPOSTAS IMPULSIVAS BIAURICULARES OBTIDAS COM CABEÇA ARTIFICIAL INFANTIL.

Autores: MELO V. S. G.; TENENBAUM R. A.; MUSAFIR R. E.

RECOMENDAÇÕES PARA MELHORIA DOS PROCEDIMENTOS DE MEDIÇÃO DE RUÍDO VEICULAR EM CENTROS DE INSPEÇÃO.

Autor: VILLELA, R. L.

CARACTERIZAÇÃO ACÚSTICA E CONTROLE DE RUÍDO NUMA USINA HIDRELÉTRICA ATRAVÉS DE MÉTODOS EXPERIMENTAL E NUMÉRICO.

Autor: CARDOSO, H. F. S.; LIMA, A. K. F.; MELO, G. S. V.; SOEIRO, N. S.

ALGORITMO PARA DETECÇÃO DE FALHAS EM ESTAÇÕES DE TRABALHO ATRAVÉS DO NÍVEL DE PRESSÃO SONORA.

Autores: BONIFACIO, P.; GOMES, M. H. A.; PARIZOTTO, D., SILVA, J.

SESSÃO 06 – A: das 10:30 às 12:30

Dia 01/06/2012 (sexta-feira)

Auditório 2

INVERSÃO DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DE CANAL ACÚSTICO SUBMARINO.

Autores: BARREIRA, L. M.; SIMÕES, M. V. S.

DESEMPENHO DE UM PROTÓTIPO DE MODEM ACÚSTICO SUBMARINO EM ÁGUAS MUITO RASAS.

Autores: XAVIER, F. C.; BARREIRA, L. M.; DINIZ, C. M.; SIMÕES, M. V. S.; ALBUQUERQUE, R.

INFLUÊNCIA DO PERFIL DE VELOCIDADE NA DIRECIONALIDADE DE FONTES PONTUAIS IMERSAS NA CAMADA CISALHANTE.

Autores: FERREIRA, R. C.; MUSAFIR, R. E.; AVITAL, E. J.

VISUALIZAÇÃO E ANÁLISE DOS MODOS SIMÉTRICOS DE UM ESCOAMENTO EXCITADO ACUSTICAMENTE.

Autores: DE MORAES, R. B.; MUSAFIR, R. E.; FABRE, B.

FONTE MONOPOLAR IMERSA EM UMA CAMADA CISALHANTE COM PERFIL QUADRÁTICO DE VELOCIDADE.

Autores: BARROS, J. D. B.; BARBOSA, A. C. C.; CONCORDIDO, C. F. R.

RUÍDO DE SERRA-MÁRMORE OPERANDO EM PLACAS CERÂMICAS.

Autores: BARBOSA, A. A. R.; BERTOLI, S. R.

EFICIÊNCIA DE PROTETORES AUDITIVOS AO ESPECTRO DE BANDAS DE OITAVA E AOS NÍVEIS DE PRESSÃO SONORA CARACTERÍSTICOS DE UM SISTEMA DE TRATAMENTO DE ÁGUA DA CORSAN – RS.

Autores: MEDEIROS, J.; GOMES, H.

AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO ACÚSTICO DE DISPOSITIVOS DE REDUÇÃO DO RUÍDO DO TRÁFEGO.

Autores: INÁCIO, O.; FREITAS, E.; RAIMUNDO, I.; FONSECA, R.

SESSÃO 04 – B: das 16:30 às 18:30

Dia 01/06/2012 (sexta-feira)

Auditório 1

CERTIFICAÇÃO AMBIENTAL E CONFORTO ACÚSTICO – PROCESSO AQUA.

Autores: RIBEIRO, D. A.; MICHALSKI, R. L. X. N.

LIMIAR DIFERENCIAL DE PERCEPÇÃO: UM ESTUDO SOBRE RESPOSTAS IMPULSIVAS COM DESLOCAMENTO DO RECEPTOR.

Autores: MASIERO, B.; BITENCOURT, R.; DIETRICH, P.; CHAMON, L.; VORLÄNDER, M.; BISTAFA, S.

MODELAGEM NUMÉRICA DE UM APARELHO AUDITIVO UTILIZANDO ELEMENTOS FINITOS.

Autores: BARBOSA, L. R.; JORDAN, R.; CORDIOLI, J. A.

USO DA VIBRAÇÃO LOCAL EM MOTRICIDADE OROFACIAL.

Autores: VALENTIM, A. F.; DUARTE, M. L. M.

A PAIR E AS RESSONÂNCIAS DO CONDUTO AUDITIVO EXTERNO.

Autores: ARAÚJO, A. C. S.; MOURÃO, N. A. L.; ARAÚJO, F. C. R. S.; ARAÚJO, A. M. L.

CORRELAÇÃO ENTRE URBANIZAÇÃO E PROBLEMAS VOCAIS DE PROFESSORES.

Autores: SILVA, H.; ARAUJO, F.; SOBRINHO, M.; ARAUJO, A.; LOBATO, E.

CARACTERIZAÇÃO DOS EFEITOS EXTRA-AUDITIVOS PROVOCADOS PELO RUÍDO NOTURNO.

Autores: NEGRÃO, A.; MORAES, E.

NÍVEIS DE EXPOSIÇÃO SONORA DEVIDO À UTILIZAÇÃO DE APARELHOS DE MÚSICA INDIVIDUAIS.

Autores: FREITAS, M. S.; GARAVELLI, S. L.; CARVALHO JR, E. B.; MAROJA, A. M.

SESSÃO 05 – B: das 16:30 às 18:30

Dia 01/06/2012 (sexta-feira)

Auditório 2

RUÍDO AMBIENTAL EM CIDADES DE MÉDIO PORTE: ESTUDO DOS CASOS DAS CIDADES DE SÃO CARLOS E BAURU – SP.

Autores: GIUNTA, M. B.; SOUZA, L. C. L.; VIVIANI, E.

ANÁLISE DE ACÚSTICA URBANA NO BAIRRO DE LAGOA NOVA, NATAL – RN.

Autores: ARAÚJO, B.; CORTÊS, M.; DUARTE, A. B.; PINTO, D.

ESTUDO DA PAISAGEM SONORA DO JARDIM BOTÂNICO BOSQUE RODRIGUES ALVES EM BELÉM-PA.

Autores: COELHO, T. C. C.; LOBO SOARES, A. C.; BENTO COELHO, J. L.; COSTA, F. M.

LEVANTAMENTO DOS NÍVEIS DE PRESSÃO SONORA EM ESPAÇOS PÚBLICOS DE LAZER DA ÁREA CENTRAL DE SANTA MARIA – RS.

Autores: BRUM, C. M.; GAIDA VIERO, C. R.; ALVES, A.; KEMERICH, P. D. C.; DORNELES FILHO, L. F.

IMPACTOS DO RUÍDO AMBIENTAL EM EDIFÍCIOS RESIDENCIAIS NO BAIRRO DE PONTA VERDE EM MACEIÓ-AL: ESTUDO DE CASO.

Autores: PENEDO, R. C. T.; OITICICA, M. L. G. R.

AVALIAÇÃO DO INCÔMODO SONORO DA LINHA VERMELHA NO BAIRRO DE SÃO CRISTÓVÃO, RIO DE JANEIRO.

Autores: NIEMEYER, M. L.; CORTÊS, M.

PLANO DE MONITORAMENTO DE RUÍDO DE UM PARQUE EÓLICO.

Autores: BARRETTO, D.; FERREIRA, M.; SOUZA, D.; PAVANELLO, L.

ANÁLISE DAS PRINCIPAIS MÉTRICAS UTILIZADAS NO ZONEAMENTO ACÚSTICO DE ÁREAS PRÓXIMAS A AERÓDROMOS.

Autores: CARVALHO JR, E. B., GARAVELLI, S. L., SMOZINSKI, F. V.

MINICURSOS

O XXIV Encontro da Sociedade Brasileira de Acústica ofertou dois minicursos, que foram ministrados no dia 29 de maio de 2012, das 08h00 às 18h30. São eles:

“*Controle de Vibrações em Estruturas*” – Ministrado pelo Prof. Dr. Domingos Rade (Universidade Federal de Uberlândia).

“*Acústica de Edifícios*” – Ministrado pelo Prof. Dr. Albano Sousa (ITS – Portugal).

O curso “Controle de Vibrações em Estruturas” contou com a presença de 65 pessoas e o de “Acústica de Edifícios” contou com a presença de 78 pessoas.



Foto 3 – Momento de Realização do Minicurso Acústica de Edifícios.

PATROCINADORES E EXPOSITORES

A organização do XXIV Encontro da SOBAC contou com o apoio dos seguintes patrocinadores: ELETROBRÁS / ELETRONORTE; Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - CAPES; Fundação de Amparo e Desenvolvimento à Pesquisa - FAPESP; Universidade Federal do Pará – UFPA; Instituto Federal do Pará – IFPA; AMBI BRASIL; BRÜEL E KJAER; e International Commission for Acoustics – ICA.



Foto 4 – Momento de Realização do Coffee-break na área de Exposição.

Durante a realização do SOBAC 2012 empresas ilustres que atuam no setor de acústica e vibração internacional expuseram os seus produtos em Stand, oferecidos anteriormente por um planejamento de Marketing, que apresentava a importância das empresas do setor participarem desse evento de relevância internacional. Foram elas: AMBI BRASIL; BRÜEL E KJAER; TRISOFT; GROM; INACOUSTICS; KNAUF; SIGNAL WORKS; 01 DB; WENGER.

REALIZAÇÃO DO SOBAC 2014

O local escolhido para realização do XXV Encontro da SOBAC – SOBAC 2014 foi a cidade de Campinas, no estado do São Paulo, e será coordenado pela Prof^a Dr^a Stelamaris Bertoli.



ACÚSTICA E VIBRAÇÕES VOLTADAS À SEGURANÇA E CONFORTO DE ESTRUTURAS E SERES HUMANOS

COMISSÃO ORGANIZADORA

Coordenação Geral

Prof. Dr. Newton Sure Soeiro (UFPA)

Comitê Científico

Prof. Dr. Gustavo da Silva Vieira de Melo (UFPA)

Prof. Dr. Márcio Henrique de Avelar Gomes (UNB)

Equipe de Apoio

Profª. Drª. Elcione Moraes (UFPA)

Prof. Dr. Antônio Marcos de Lima Araújo (IESAM)

Msc. Antônio Carlos Lobo Soares (MPEG)

Msc. Débora Barretto (AUDIUM)

Profª. Msc. Francisca Araújo (UNAMA)

Prof. Odórico Nina Ribeiro (IFPA)

Prof. Itamar Villhena de Brito (CESUPA)

Público Alvo

Comunidade Acadêmica, Profissionais, Empresários,
Empreendedores, Consultores e Representantes do
Terceiro Setor.

SESSÕES TÉCNICAS

- Acústica de edificação
- Acústica de salas e inteligibilidade
- Acústica musical
- Acústica submarina
- Acústica teórica
- Bioacústica
- Controle de ruído e vibração
- Eletroacústica
- Ensino de acústica e vibração
- Materiais de absorção
- Metrologia
- Processamento de sinais em acústica e vibrações
- Métodos numéricos em vibroacústica
- Normalização em acústica e vibração
- Ruído ambiental
- Ruído e o homem: saúde auditiva, aspectos subjetivos, psicoacústica
- Ultrassom
- Vibração e ruído induzidos por fluxo





ISSN 2764-3611, 1983-442X