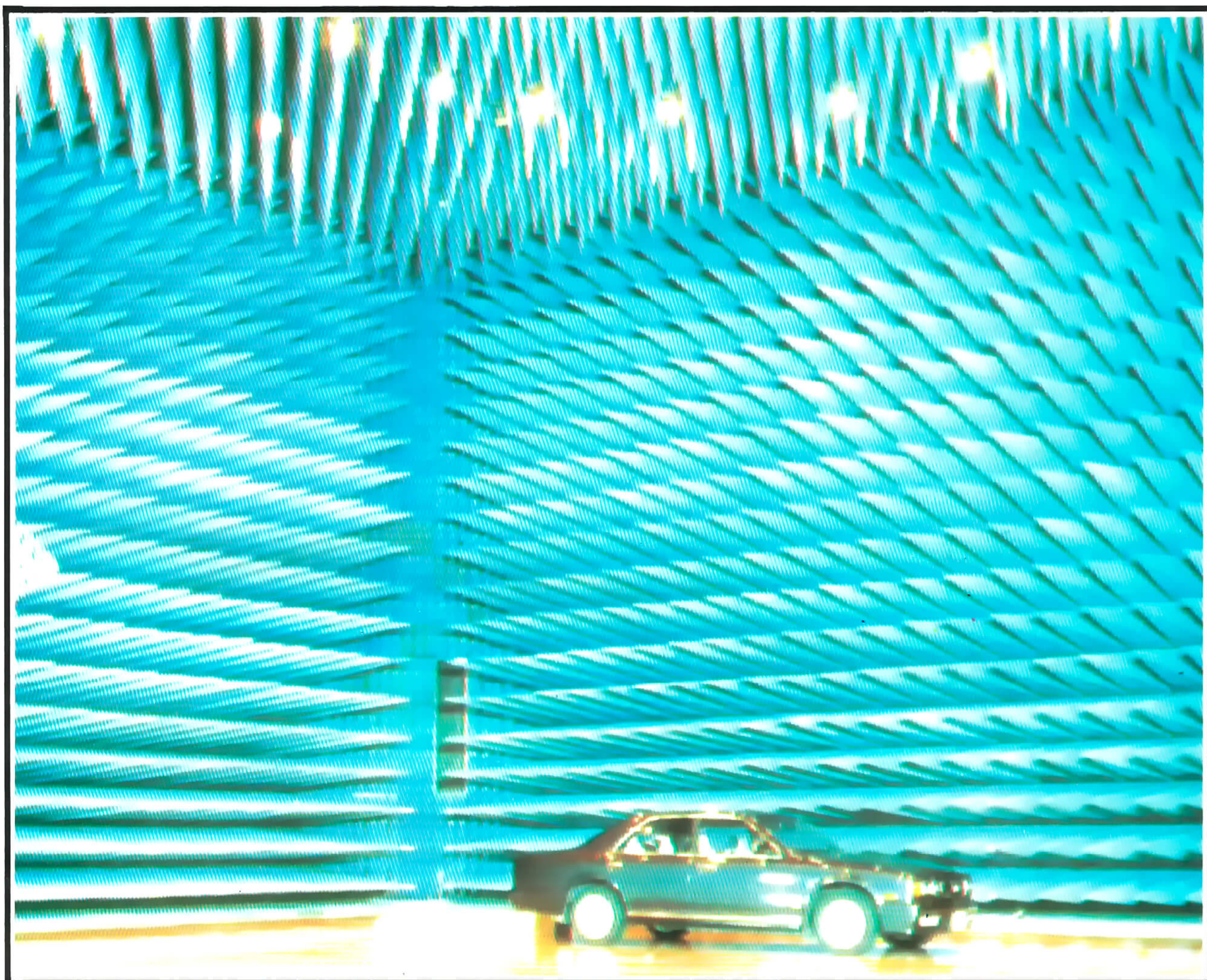


ACÚSTICA & VIBRAÇÕES

Nº18

DEZEMBRO 1996



- ❖ APLICAÇÕES DO CONTROLE ATIVO DO SOM E VIBRAÇÕES
- ❖ RUÍDO AMBIENTE EM PORTUGAL
- ❖ COMENTARIOS SOBRE LA DETERMINACIÓN DE LA RIGIDEZ DINÁMICA DE MATERIALES PARA USO EN PISOS FLOTANTES
- ❖ DICAS PARA CONTROLE DE RUÍDOS
- ❖ TRABALHOS APRESENTADOS DURANTE O I SIBRAMA & XVII ENCONTRO DA SOBRAC
- ❖ IN MEMORIAN: IGOR SRESNEWSKY
- ❖ CONGRESSOS

ACÚSTICA & VIBRAÇÕES

EXPEDIENTE

REVISTA SEMESTRAL DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA - SOBRAC

Depto. Eng. Mecânica da UFSC
Campus Universitário
CX. Postal 476 Florianópolis SC
CEP 88040-900 Brasil
Tel (048) 331 9227 / 234 4074
Fax (048) 331 9677 / 234 1519

DIRETORIA SOBRAC 96/97

Samir N. Y. Gerges – Presidente
Mauricy C. R. de Souza – Vice-Presidente
Sylvio Bistafa – 1º Secretário
Victor M. Valadares – 2º Secretário
Ulf H. Mondl – 1º Tesoureiro
Rodrigo R. Kniest – 2º Tesoureiro

CONSELHO SOBRAC 96/97

Stelamaris Rolla
Carlos Moacir Grandi
Fernando Henrique Aidar
Honório Cavicchioli Lucatto
Antonio Eduardo Husadel
Iva Bressane Nielsen
Roberto M. Heidrich
Thelma R. S. Costa
Ana Cláudia Fiorini
Luciano N. Marcolino

EDIÇÃO

Samir N. Y. Gerges
Mauricy C. R. de Souza
Victor M. Valadares

Apenas matérias não assinadas são de responsabilidade da Diretoria. Matérias, notícias e informações para publicação na Revista, podem ser enviadas para a

SOBRAC

Florianópolis/SC – Dezembro 1996

ÍNDICE

APLICAÇÕES DO CONTROLE ATIVO DO SOM E VIBRAÇÕES.....	2
RUÍDO AMBIENTE EM PORTUGAL.....	17
COMENTARIOS SOBRE LA DETERMINACIÓN DE LA RIGIDEZ DINÁMICA DE MATERIALES PARA USO EN PISOS FLOTANTES.....	33
DICAS PARA CONTROLE DE RUÍDOS.....	40
TRABALHOS APRESENTADOS DURANTE O SIMPÓSIO DA SOBRAC.....	49
IN MEMORIAN.....	53
NOTÍCIAS.....	54

APLICAÇÕES DO CONTROLE ATIVO DO SOM E VIBRAÇÕES

JIRI TICHY

Programa de Pós-Graduação em Acústica
The Pennsylvania State University
University Park, PA 16802



Este trabalho é baseado na Conferência Magna dada pelo professor Tichy, coordenador na sessão plenária do INTER NOISE 95, em 11 de julho de 1995. O Professor Tichy é o titular do Programa de Graduação em Acústica no Colégio Estadual da Universidade Estadual da Pennsylvania, PA, USA. Ele foi solicitado pelos organizadores do Congresso a fazer uma resenha de aplicações do controle ativo do ruído, e ilustrá-la utilizando os exemplos selecionados de trabalhos que foram apresentados no Active 95, do Simpósio Internacional do Controle Ativo de Som e Vibrações, realizado de 6 a 8 de julho de 1995, imediatamente anterior, ao InterNoise 95. O autor lamenta que devido a limitações de espaço nesta revista, foi impossível selecionar mais exemplos de trabalhos apresentados no Active 95. Um segundo artigo sobre controle ativo está sendo planejado para uma edição futura, e nele pretende-se apresentar uma abordagem mais ampla de aplicações - Editor.

“Aplicações do Controle Ativo de Som e Vibrações”, artigo publicado no “Noise/News International (NNI)” edição de junho/1996 e traduzido para a SOBRAC por Eng.º Fernando Henrique Aidar, diretor de Pesquisa e Desenvolvimento do Grupo EUCATEX - São Paulo - Brasil, com autorização do autor e editor do NNI.

INTRODUÇÃO

O campo do controle ativo do som e vibrações vem crescendo muito rapidamente nas últimas duas décadas, e muitas aplicações têm sido desenvolvidas.

A maior parte deste desenvolvimento foi conduzido pelos avanços em teoria de controle e na disponibilidade de componentes eletrônicos baratos para o processamento digitais de sinais. A idéia do controle ativo tem contudo uma longa história.

O conceito fundamental de *redução sonora* pela interferência de uma onda acústica, primária e secundária, foi estabelecido por Lord Rayleigh.

Havia pouca atividade em controle ativo até que um físico alemão, Paul Lueg, viesse obter em 1935[1], uma patente nos Estados Unidos sobre *redução sonora* através de controle ativo. Em 1953, Olson e May [2] divulgaram experiências com controle ativo e mostraram aplicações em numerosas áreas. A figura 1, por exemplo, mostra um operário perto de uma máquina e uma pessoa sentada. As ondas sonoras são captadas por um microfone e reemitidas fora de fase, para produzir o

cancelamento da onda. O sistema cria uma *zona de silêncio* em torno das cabeças das pessoas.

Os sistemas desenvolvidos por Olson e May foram de naturezas análogas, e o cuidadoso controle das diferenças de fases, em ambos, microfone e alto-falante, foram essenciais para a demonstração das possibilidades de controle ativo.

Importantes experimentos de laboratório nas aplicações práticas de *redução sonora* foram iniciados na década de setenta, quando os sistemas de controle

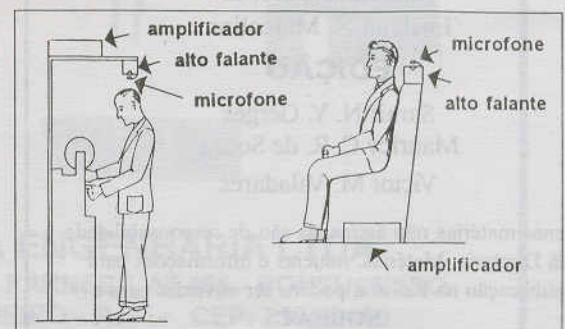


Fig. 1. Zona de silêncio em torno da cabeça (segundo Olson e May)

digital tornaram-se praticáveis. Pesquisadores descobriram rapidamente que um substancial esforço de pesquisa seria necessário para obtenção de suficiente discernimento das propriedades dos campos sonoros específicos e das ondas elásticas nas estruturas, para determinar a praticabilidade do controle ativo, e desenvolver planos práticos para o aperfeiçoamento dos sistemas de controle ativo. Um resultado dos últimos 25 anos de pesquisa no controle ativo é o avanço do conhecimento geral das propriedades fundamentais dos campos acústicos, da radiação e propagação da energia sonora e da vibração estrutural.

Em um artigo, de edição anterior, Elliot e Nelson [3] relataram informações básicas sobre o controle ativo, sumarizaram o início do desenvolvimento da tecnologia, e apresentaram os princípios do controle ativo. A ênfase, contudo, era no processamento de sinal, o qual não é abordado neste artigo.

Neste artigo são discutidas algumas das vantagens e desvantagens do controle ativo, os mecanismos básicos do controle ativo são revistos e são apresentadas as recentes aplicações do controle ativo. A maioria dos exemplos, aqui citados, são resultados relatados no ACTIVE 95, do Simpósio Internacional do Controle Ativo de Som e Vibrações, realizado em New Port Beach, Califórnia de 06-08 de julho de 1995, exibidos com mais detalhes na edição dos Anais do Simpósio.

As aplicações aqui descritas podem ser amplamente divididas em diversas áreas:

- Controle ativo em dutos e tubulações;
- Controle ativo em ambientes fechados;
- Controle de fontes individuais estacionárias;
- Redução sonora pelo controle da vibração estrutural;
- Controle ativo na isolação de vibração das estruturas;
- Transdutores para controle ativo;
- Controle ativo em veículos.

VANTAGENS E DESVANTAGENS DO CONTROLE ATIVO

Controle da Baixa Frequência

A principal vantagem do controle ativo do ruído é a possibilidade de obter-se significativa redução de ruído em baixas frequências. Na maioria dos casos, o desempenho de um sistema ativo será melhor do que um sistema passivo na faixa de baixas frequências, e, um sistema ativo poderá ser até a única maneira para reduzir o ruído. A definição de baixa frequência varia

com o problema focado; nos dutos a frequência deve ser suficientemente baixa, de tal forma que somente ondas planas ou talvez alguns modos (harmônicos) adicionais, se propaguem nos mesmos. Em ambientes fechados, o controle global por fontes, distantes da fonte principal, poderá ser conseguido somente pelo controle dos modos, e, por isso, os sistemas práticos estão limitados a frequências nas quais somente alguns modos de baixa frequência estejam presentes. Em um campo sonoro difuso, a distância na qual um significativo cancelamento se realize é cerca de 0,1 do comprimento da onda, e, para cancelar o som em determinada área de um local, o comprimento da onda sonora deve ser grande comparado às dimensões do local, no qual o cancelamento é desejado. Para o cancelamento global do campo sonoro gerado por fontes simples e pequenas, que é no acoplamento de fontes, a distância entre a fonte principal e uma fonte secundária deve ser pequena comparada ao comprimento de onda a ser cancelado.

Os sistemas de controle passivo - os quais utilizam materiais acústicos e outras técnicas para se conseguir redução do ruído são, em baixas frequências, geralmente ineficazes, volumosos e dispendiosos; os sistemas passivos são eficientes em altas frequências, e geralmente requerem pouca manutenção. Muitas vezes, a combinação de um sistema ativo, sujeito à manutenção devido aos componentes eletrônicos e transdutores requeridos, com um sistema passivo, pode resultar em um desempenho acústico superior em toda uma faixa de frequências de interesse.

Questão de Custo

O critério de decisão mais frequentemente citado é o custo de um sistema ativo. Contudo, se o objetivo real for o produto ou o aperfeiçoamento da qualidade do sistema, então o custo do sistema ativo deve ser comparado com o de tratamento passivo de igual eficiência. Devido ser mais adequado a solução em baixas frequências com o controle ativo, o custo dos tratamentos passivos podem, em muitos casos, exceder substancialmente o custo da solução de controle ativo. Os silenciadores para dutos de ar condicionado, ou para exaustão de turbinas geradoras de energia representam exemplos típicos. As estratégias de marketing geralmente subestimam a disponibilidade de muitos consumidores nos mercados mundiais para pagar preços maiores por produtos mais silenciosos de alta qualidade.

Disponibilidade de "Hardware"

A disponibilidade dos equipamentos (hardware) é uma parte crítica de decisão para a aplicação das técnicas

do controle ativo para os problemas de ruído. Recentemente foi conseguido considerável progresso no desempenho e durabilidade dos atuadores de controle. Alto-falantes de saída estável, e de grande potência tornaram-se disponíveis para a construção de fontes secundárias. Para o controle de vibrações, o transdutor piezo-elétrico está disponível para o desenvolvimento em laboratórios e para as aplicações em estruturas leves. Para as estruturas mais pesadas, construções modificadas de transdutores eletrodinâmicos, utilizando novos materiais magnéticos são ditos disponíveis. Um substancial progresso tem sido feito no desenvolvimento de atuadores hidráulicos para montagem ativa e outras aplicações sobre estruturas. Os sensores de sons e vibrações existentes, exceto para ambientes muito agressivos, são facilmente adaptáveis para aplicações no campo. Além disso, maior progresso tem sido obtido para os equipamentos de processamento de sinais. Novos procedimentos em combinação com alta velocidade dos "chips" do Processamento do Sinal Digital (DSP) permitem o aperfeiçoamento de sistemas multicanais rápidos de baixo custo. A confiabilidade dos modernos circuitos eletrônicos é geralmente muito alta, e os "chips" de processamento de sinais digitais tornaram bastante praticáveis para os sistemas complexos de controle.

Novas Abordagens e Educação

Quebrar tradição é outro ingrediente substancial da implantação dos sistemas de controle ativo. A incorporação de controles operacionais nos sistemas mecânicos está se tornando muito comum devido a sua relativa simplicidade e estabilidade. Eles podem também ser facilmente montados por componentes elétricos e mecânicos (hidráulico) tradicionais. Do ponto de vista do processamento de sinal, esses tipos de controle podem ser classificados como controle de mudança lenta de amplitude. Por outro lado, os sistemas ativos de som e vibrações representam, devido aos estritos requerimentos de controle, ambos de magnitude e fase de estados variáveis, uma diferente classe de sistemas de controle, os quais são inovações para muitos engenheiros de controle. A pesquisa e desenvolvimento requer uma diferente abordagem, não tradicional, e a cooperação de engenheiros de acústica e de eletrônica no desenvolvimento de sistemas de controle ativo. Isto conduz para mais importante questão relativa ao controle ativo, educação.

Educação profissional, continuada, em técnicas de controle ativo dos dirigentes e dos engenheiros das empresas, que tomam ou influenciam decisões para novas tecnologias, é crucial para futuros progressos nas

aplicações do controle ativo. A educação gera confiança e permite a separação de promessas exageradas das reais oportunidades de sucesso desta inovadora tecnologia.

MECANISMOS FÍSICOS PARA O CONTROLE ATIVO

Os mecanismos físicos pelos quais o controle ativo podem ser conseguido, pode ser genericamente divididos em três categorias: acoplamento acústico, interferência de onda e controle modal. Tem de ser dito que estas três categorias representam somente formulações diferentes do princípio de controle ativo simples. Contudo, a subdivisão em três categorias permite formulação mais fácil de uma função otimizada das fontes secundárias.

O uso de uma fonte secundária, colocada muito próxima da fonte primária, para conseguir redução do ruído cria uma forte interação entre ambos os campos acústicos, que é designada acoplamento acústico. A redução global da pressão sonora pode ser conseguida quando a distância entre uma fonte primária simples (ou parte de uma fonte complexa) e a fonte secundária for pequena, comparada ao comprimento da onda do som que está sendo cancelado, e a fonte secundária for fora de fase com a fonte primária; a eficiência de radiação das duas fontes em conjunto será menor do que a eficiência de radiação da fonte primária.

Redução local de nível de som pode ser conseguido por um mecanismo de interferência de onda. Neste caso a forma de onda gerada pela fonte secundária é controlada de maneira tal que a interferência destrutiva ocorre com a onda primária em dada região do espaço e o nível de pressão seja reduzido localmente nessa região.

Um terceiro mecanismo é o controle modal, e é efetivo para baixas frequências quando o comportamento modal de um sistema a ser controlado for bem definido. Neste caso, as amplitudes dos modos individuais no sistema são reduzidas por fontes secundárias cuidadosamente controladas. Em tais aplicações, as posições das fontes secundárias e dos sensores de controle são críticas.

APLICAÇÕES

As seções seguintes proporcionam um resumo das aplicações existentes e potenciais da tecnologia do controle ativo. A maioria dos exemplos aqui apresentados são do Simpósio do Active 95, porque o objetivo da apresentação na sessão plenária do Inter Noise 95 era o de sumarizar os resultados apresentados naquele simpósio.

Dutos e Tubulações

Na década de 70, Jessel e seus contemporâneos,

deram partida ao controle ativo em dutos. Devido a simplicidade analítica de sistemas unidimensional a implantação é bastante elementar. A configuração básica para um controle ativo em um duto é ilustrada na Fig. 2. Microfones de sinal e controle captam o campo sonoro, e um filtro adaptador é utilizado para gerar um sinal específico para uma fonte secundária (alto falante). O objetivo é o de ter a pressão sonora, de uma onda propagando dentro do duto, atuando com a pressão sonora gerada pelo alto falante, de tal modo a reduzir a pressão sonora no microfone de controle. Isto conduz a uma redução de nível da onda sonora propagando no duto. O campo sonoro, entre as fontes primária e secundária, geralmente não é reduzido, e consiste de ondas estacionárias. Trabalho analítico recente apresentado por Sommerfeld, que inclui os efeitos de reflexões tanto da fonte sonora quanto da descontinuidade do duto [4, 5], e que também contém controles baseados em densidade de energia, proporciona

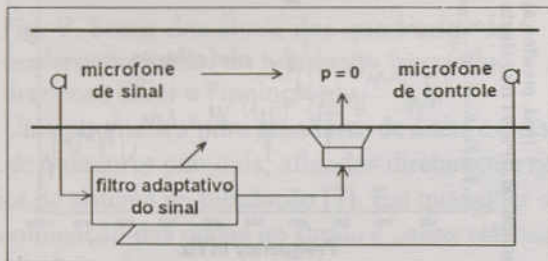


Fig. 2. Esquema básico para controle ativo dentro de um duto

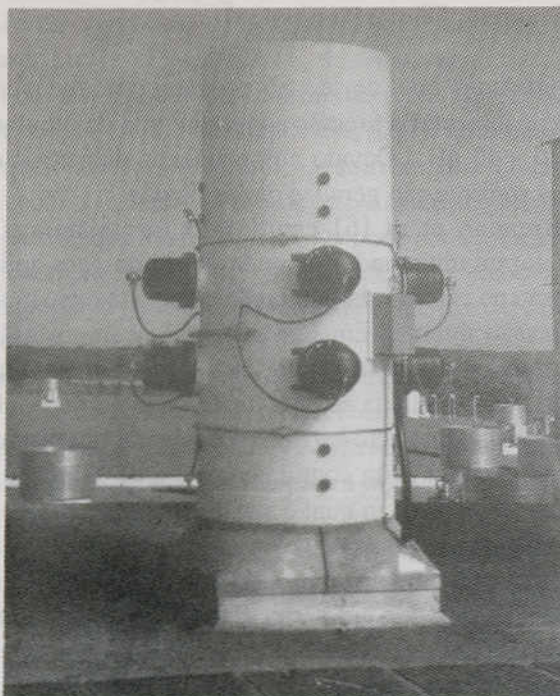


Fig. 3. Instalação de controle ativo em um duto (cortesia da Digisonix)



Fig. 4. Duto com controle ativo conectado a uma chaminé de exaustão de uma turbina de geração de energia (cortesia da Digisonix)

informações importantes para projetar as posições ideais dos sensores.

Sistemas ativos para o controle de sons de baixas frequências são comercialmente disponíveis a custos razoáveis, particularmente quando comparados a silenciadores passivos de igual desempenho. A Fig.3 mostra uma instalação de controle ativo em um duto e a Fig. 4 mostra um duto com o controle ativo conectado a uma chaminé de exaustão de uma instalação de turbina geradora de energia.

É lamentável que a indústria da construção e fabricantes de ar condicionado e ventilação geralmente ignorem esta tecnologia, que pode proporcionar aperfeiçoamento substancial de novos sistemas, bem como dos sistemas ruidosos existentes - pela readaptação destes com dispositivos de controle ativo.

Diversos estudos e investigações experimentais dos modos transversais em dutos industriais assinalam a praticabilidade do controle do som em dutos de grandes seções transversais. Todavia, subdividindo um duto em seções paralelas menores, pode-se controlar cada seção separadamente por um sistema simples de controle de onda plana. Existem importantes aplicações no controle de radiação de som de chaminés de exaustão de turbinas geradoras de energia. Geralmente, os silenciadores passivos criam uma sensível contrapressão resultando a um aumento de consumo de combustível. Embora a

atenuação de médias e altas frequências precisem ainda de tratamento passivo, a dimensão total do silenciador poderá ser relativamente pequena. Tem-se provado, em outras aplicações, que um sistema de fontes secundárias pode modificar o padrão de radiação da chaminé de forma a conseguir a proteção ambiental de áreas selecionadas.

Atenuação do som em tubulações industriais de água geralmente apresentam situações apropriadas para aplicação do controle ativo. As bombas de água geram componentes tonais e provocam ressonâncias

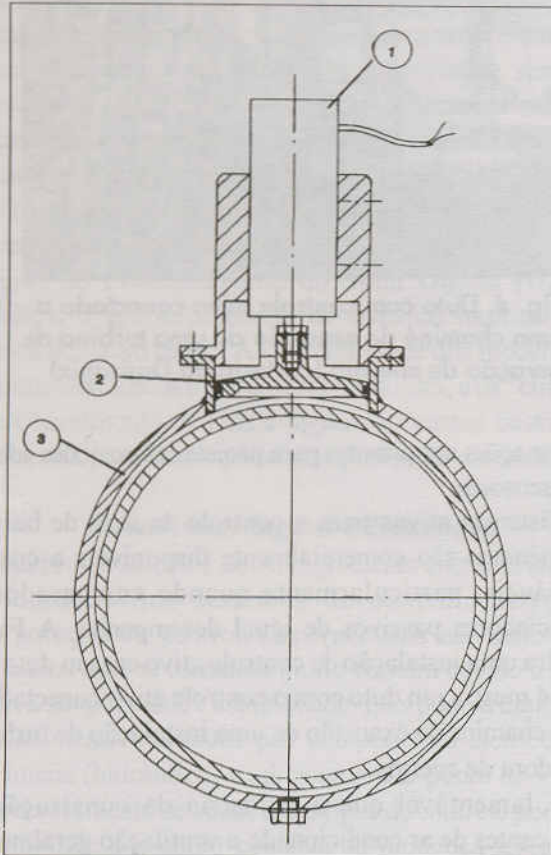


Fig. 5. Seção transversal de tubulação em atuador hidráulico de onda. 1 - atuador de magneto-estricção; 4 - pistão; 5 - anel de aço (segundo Brennan, Elliot e Pinnington)

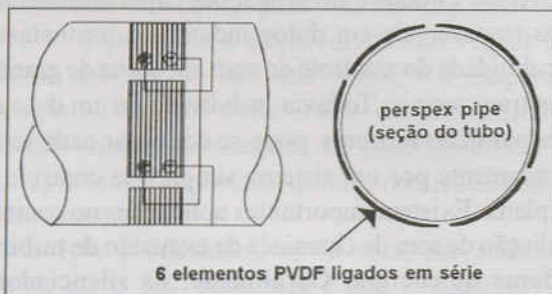


Fig. 6. Um sensor hidráulico de onda PVDF (segundo Brennan, Elliot e Pinnington)

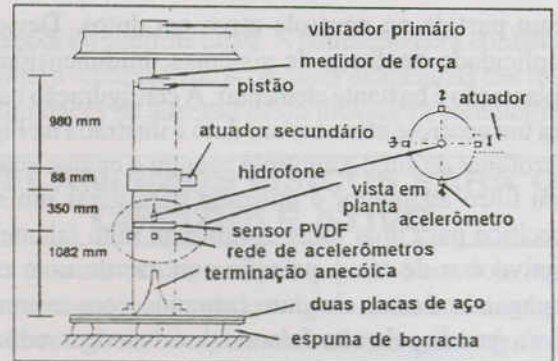


Fig. 7. Esquema de controle ativo de ondas no fluido - Esquema de montagem. As dimensões das 2 chapas de aço são de 1250 x 1250 mm. A chapa de cima tem 10 mm de espessura, e a de baixo tem 5 mm de espessura (segundo Brennan, Elliot e Pinnington)

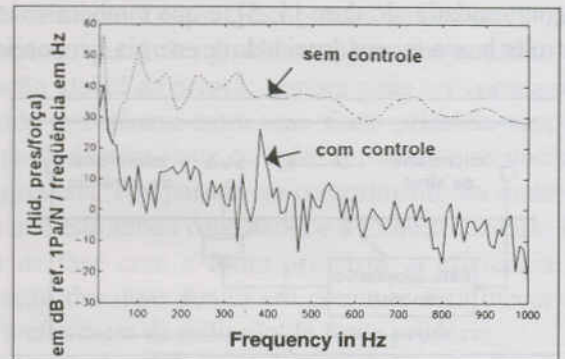


Fig. 8. Pressão registrada utilizando o hidrofone com e sem controle (segundo Brennan, Elliot e Pinnington)

longitudinais que, devido ao pequeno amortecimento, podem aumentar a pressão sonora interna da tubulação de 20 - 40 dB. Devido aos pequenos diâmetros dos tubos somente são geradas ondas planas.

Brennan et al [6] estudaram tais sistemas e projetaram um atuador de onda de fluido para aplicar pressão no exterior da tubulação e por este meio mudar a pressão interna. Em tais sistemas, é importante a estrutura modal do tubo vibrante. A Fig. 5 mostra uma seção de tubo sujeita ao atuador de onda no fluido. Um atuador tipo magneto-estricção 1 comanda um pistão 2, o qual excita a água contida entre o anel de aço 3 e a tubulação de água, a qual é assim excitada à vibrações radiais gerando uma onda plana dentro da tubulação. A Fig. 6 mostra um sensor de onda fluida com 6 elementos PVDF conectados em série. Estes elementos captam vibrações radiais da tubulação. A Fig. 7 mostra a montagem experimental; um tubo guia de pistão, com um terminal anecóico, possui sensores atuadores secundários. Um hidrofone é utilizado para captar

pressão sonora interna da tubulação. A Fig. 8 mostra o espectro da pressão sonora registrada pelo hidrofone com e sem controle. Observa-se que o sistema pode conseguir atenuação de aproximadamente 30dB.

O sistema de controle ativo também altera os níveis de vibração da tubulação em si. A Fig. 9 mostra os níveis das somas quadráticas da aceleração radial na tubulação com e sem controle. A atenuação conseguida pelo controle ativo é função da frequência.

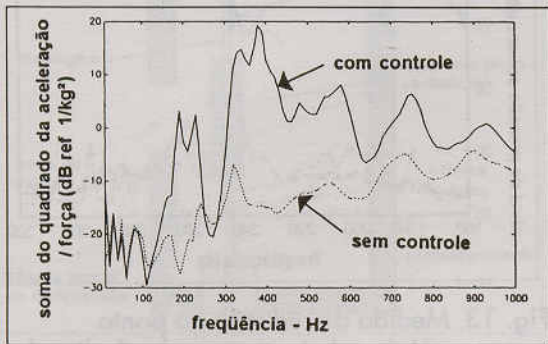


Fig. 9. Soma dos níveis dos quadrados da aceleração radial da tubulação (segundo Brennan, Elliot e Pinnington)

Uma alternativa para atuadores de anéis é um sistema de atuadores pontuais, afixados diretamente no exterior do sistema da tubulação [7]. Em quaisquer casos a combinação das ondas no fluido e ondas elásticas da tubulação podem ser controladas.

Uma alternativa para diminuição da pressão sonora ou densidade de energia é a utilização da intensidade acústica como uma quantidade a ser controlada. Reichard, Swanson e Hirsch [8] desenvolveram para este fim um sistema de dois microfones e um algoritmo (de filtros) no domínio da frequência, o qual apresentou-se com sucesso para o controle do som em uma dimensão, em recinto fechado. O uso de intensidade acústica para o controle dos modos superiores pode ser explorado.

Exemplo importante, o qual indica que somente um sistema ativo pode proporcionar uma solução é o caso de atenuação de som de tons radiados por ventiladores em tomadas de ar das turbinas a jato de aviões. Estudo prático [9] mostra o potencial para uma redução de 5dB à determinada direção de radiação. A geração do som secundário será um interessante desafio para a engenharia.

Ambientes Fechados

A redução sonora em ambientes fechados é de grande interesse prático. A análise teórica mostra que pode ser obtida uma razoável atenuação nas baixas frequências em ambientes fechados com baixas densidades modais. Dependendo do tamanho do local e do número de modos a ser cancelado, um grande número de sen-

sores e dispositivos de controle podem ser necessários. A meta usual é reduzir toda a energia potencial. Assumindo-se o registro completo de um campo sonoro, e um dado número de atuadores de controle, o grau de atenuação vai depender de seus posicionamentos. Uma variedade de técnicas tem sido explorada e testada para determinar as posições ótimas dos atuadores de controles porém, até agora, não existe nenhuma diretriz analiticamente concreta para locação de fontes secundárias. A máxima atenuação pode ser conseguida, ao invés de agir nos modos de ambiente, se as fontes secundárias forem colocadas tão próximas quanto possível das fontes primárias; devido ao acoplamento acústico entre as fontes, a energia sonora é reduzida.

A vasta maioria dos trabalhos refere-se ao posicionamento ótimo das fontes secundárias ou reformulam o problema de otimização de localização destas fontes ou reconfirmam as conclusões geralmente conhecidas sobre o efeito das localizações das fontes

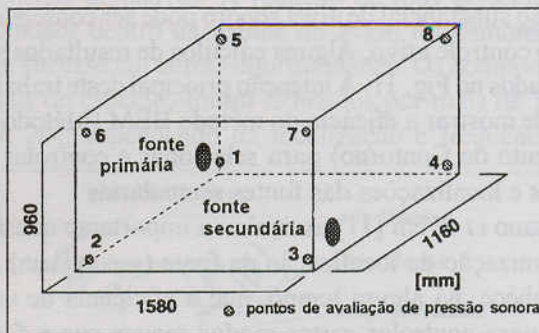


Fig. 10. Distribuição da pressão sonora para os pontos de avaliação (segundo Sakamoto, Ise, e Tachibana)

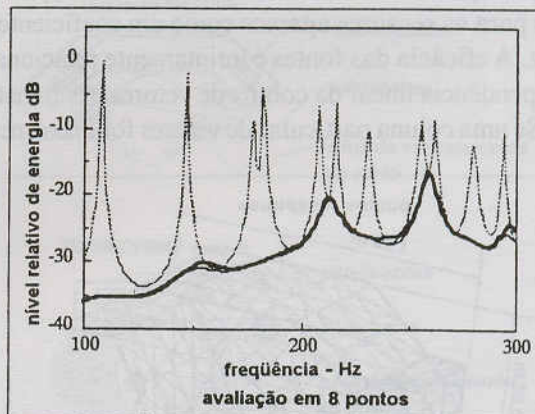


Fig. 11. Energia total em ambiente fechado. Linha cheia: controle ativo ligado. Linha pontilhada: controle ativo desligado. A fonte primária foi instalada em um canto (triedro) da sala, e a fonte secundária foi instalada em um canto oposto (em diagonal) (segundo Sakamoto, Ise e Tachibana)

secundárias nos casos mais elementares. Nestes casos elementares, muito poucos modos são excitados e nenhuma interferência nos modos superiores é considerada. O caso importante do amortecimento modal alto e conseqüentemente substancial sobreposição modal não foi investigado até então.

Sakamoto "et al" [10] reviram o problema de localização ótima de fonte em um recinto fechado a fim de reduzir os picos de pressões sonoras modais. Eles estabeleceram um postulado prático no qual ambas as fontes, primárias e secundárias, estejam situadas nos limites de uma cavidade retangular de paredes duras, conforme ilustração na Fig. 10. As fórmulas de Kirchoff foram utilizadas junto com o método dos elementos de contorno (BEM) para calcular o campo sonoro primário e secundário utilizando 392 elementos de superfície. Neste exemplo, ambas as fontes, primária e secundária, foram instaladas nos cantos da sala. Pela avaliação do campo sonoro em oito pontos, e calculando-se o nível relativo de energia acústica, foi demonstrado que uma redução substancial de nível sonoro pode ser conseguida com o controle ativo. Alguns cálculos de resultados são mostrados na Fig. 11. A intenção principal deste trabalho foi a de mostrar a eficácia do método BEM (Método do Elemento de Contorno) para selecionar e controlar os pontos e localizações das fontes secundárias.

Asano *et al* em [11] assinalou a importante questão da otimização da localização da fonte (secundária). Já se conhece, há algum tempo, que a eficiência de uma fonte para controlar certos modos requer que a fonte esteja atuando na sua máxima modal [12]. Um sistema de controle ativo pode ser representado por uma equação linear, na qual a matriz da transferência de função das fontes para os sensores aparece como um coeficiente de matriz. A eficácia das fontes é intimamente relacionada à independência linear da coluna de vetores nesta matriz [13]. Se uma coluna particular de vetores for linearmente

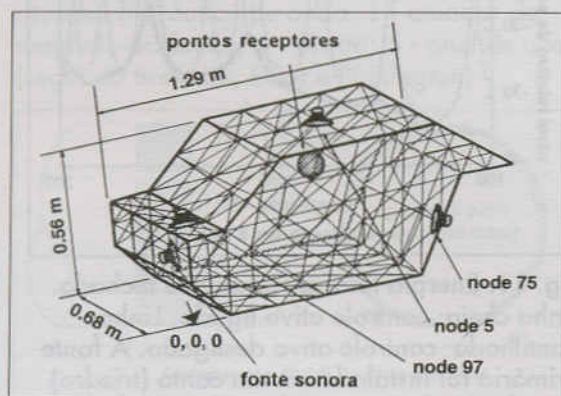


Fig. 12. Modelo de elementos de contorno de uma cabine automotiva (segundo Kim e Ih)

dependente, a fonte representada por dita coluna é ineficiente e deve ser eliminada. Asano *et al* desenvolveram um algoritmo de seleção para configurações otimizadas de fonte baseados na ortogonalização de Gram Schmidt, para maximizar a

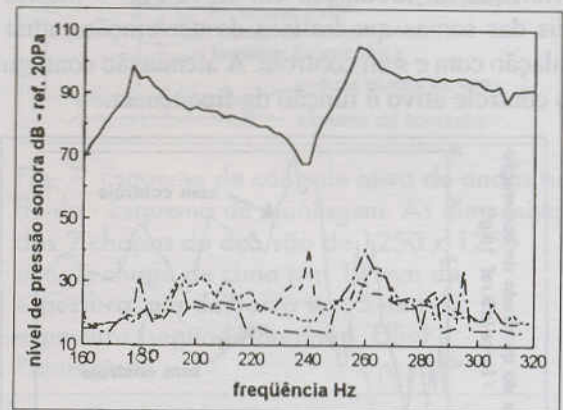


Fig. 13. Medida de redução no ponto receptor. Linha cheia - controle desligado. --- nó 97, ——— nó 75, - - - - - nó 5 (segundo Kim e Ih)

independência linear das colunas. Os autores propuseram a ampliação de uma excitação simples de determinada frequência para um caso de excitação em banda larga.

Um progresso no controle global, o qual elimina a necessidade impraticável de um grande número de sensores de pressão, foi conseguido por Sommerfeldt e Nashif [14], que detectaram a densidade de energia, a qual, em geral é moderadamente uniforme nas seções do campo fechado, tal que o número de sensores possa ser substancialmente reduzido. Devido ambas, pressão sonora e a velocidade de partícula, serem captadas simultaneamente, a questão da localização ótima do sensor, a qual é crítica com o registro de pressão, é substancialmente simplificada.

Uma importante aplicação do controle ativo em

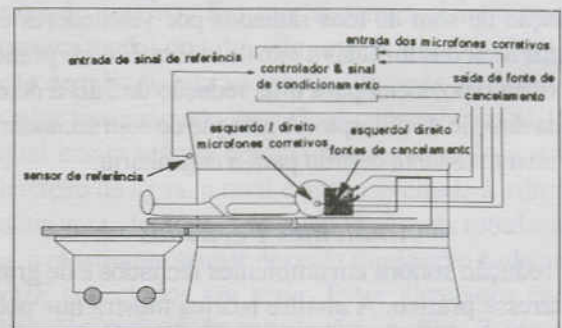


Fig. 14. Sistema de controle ativo do ruído para equipamento de imagem por ressonância magnética (Segundo Pla, Sommerfeldt e Hedeem)

ambientes fechados é a redução sonora em automóveis. Esta aplicação tem sido exaustivamente perseguida desde muito tempo. Por razões práticas, os sensores e atuadores devem ser instalados junto à carroceria. Recentemente Kim e Ih [15], utilizaram o Método de Elementos de Contorno explorada por Mollo e Bernhard [16] e

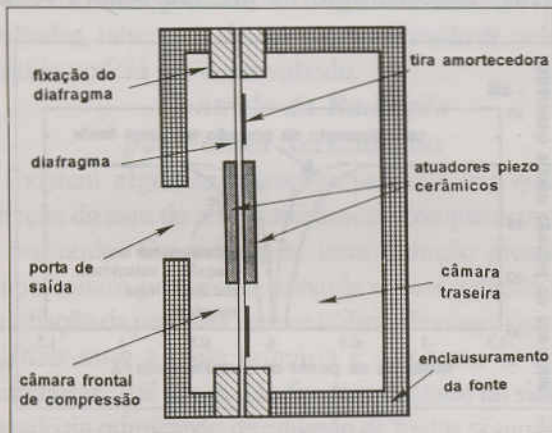


Fig. 15. Esquema de fonte sonora para operação em campos magnéticos elevados, para o cancelamento de fonte de ruído (segundo pla, Sommerfeldt e Hedeem)

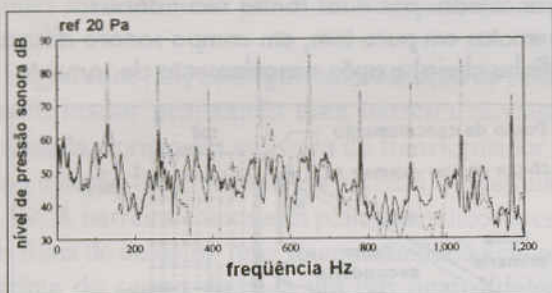


Fig. 16. Espectro de frequências - canal esquerdo - varredura rápida (segundo Pla, Sommerfeldt e Hedeem)

Cunefare e Koopman [17]. Kim e Ih desenvolveram um modelo de Elementos de Contorno em uma escala reduzida de cabine automotiva, conforme ilustrado na Fig. 12. Eles otimizaram as localizações das fontes secundárias em um computador e em modelos físicos do interior do automóvel. Alguns resultados de medições são mostrados na Fig. 13 para diversas posições de fonte de controle. Na figura são comparados os resultados para controle em operação (ligado) e controle fora de operação (desligado).

Uma interessante e importante aplicação foi desenvolvida por Pla *et al* [18] que projetaram e testaram um sistema, o qual pode realizar uma redução total de ruído de 15-25 dB na posição de ouvido do paciente dentro de um equipamento de imagem por ressonância

magnética, GE-SIGNA. O sistema de controle é mostrado esquematicamente na Fig. 14. Um dos problemas em tais equipamentos é que os alto-falantes convencionais voz-bobina/alto-falante magnético não podem ser utilizados porque os materiais magnéticos afetam a qualidade das imagens para o diagnóstico. A fonte de cancelamento de ruído ilustrada na Fig. 15 foi desenvolvida. Atuadores piezo-cerâmicos impelem um delgado diafragma, e a onda sonora é emitida pela abertura indicada na figura. Alguns resultados experimentais são mostrados na Fig. 16. Pode-se observar que existem notadamente componentes discretos de frequência no espectro descontrolado e que estes componentes são bastante atenuados pelo controle ativo. Os autores relataram que “o sistema ANC (Anti Noise Cancellation) reduziu o nível total para o paciente de 15 a 25 dB para a “varredura mais barulhenta”. Alguns dos tons discretos de frequência foram reduzidos por cerca de 60 dB.

Outra importante aplicação é a redução de ruído em pequenas aeronaves. A redução de tons gerados pelo propulsor dentro da cabine do avião foi demonstrada com sucesso em outras oportunidades. Os componentes tonais do espectro foram reduzidos por mais de 10 dB [19, 20], dependendo da localização e frequência. A

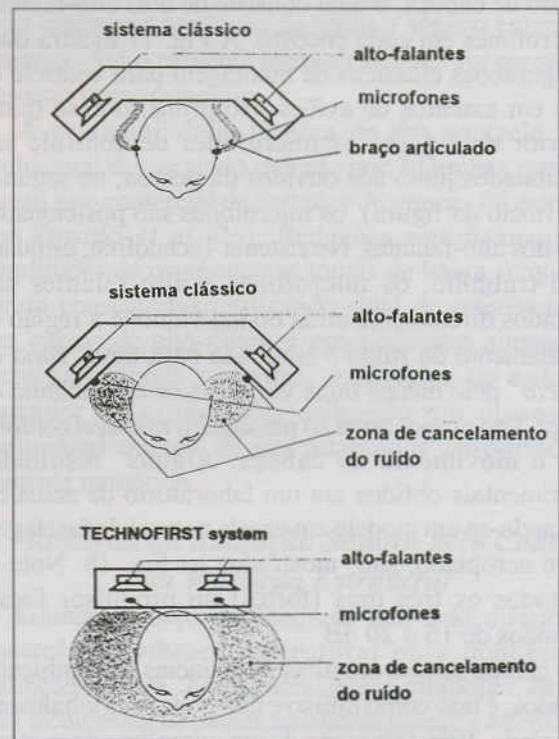


Fig. 17. Evolução do sistema de controle ativo em poltrona de avião. Comparação do sistema TECHNOFIRST com vários outros sistemas de controle ativo do ruído (segundo Carne, Delemotte e Montassier).

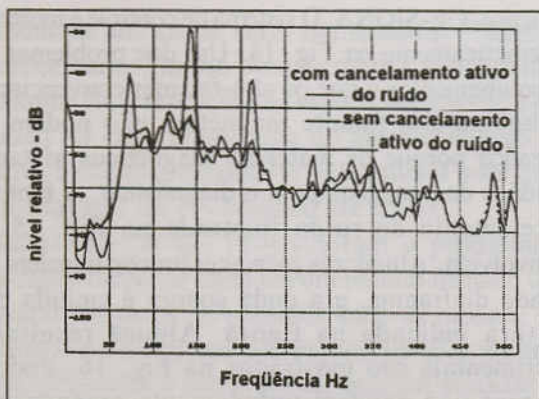


Fig. 18. Medida de espectro de ruído em laboratório (segundo Carne, Delemotte e Montassier)

redução de ruído é uma combinação de posicionamento e cancelamento global. Um tipo de sistema de cancelamento utiliza várias fontes secundárias que são controladas por microfones nos “encostos de cabeças” das poltronas. Outros sistemas controlam as vibrações da fuselagem. Uma atenuação considerável é muitas vezes conseguida somente à frequência fundamental de passagem da hélice. Recentemente Carne *et al* [21] corrigiram as configurações da posição do sistema de encosto de cabeça, o qual consiste de dois alto-falantes e microfones em cada encosto. A Fig. 17 mostra duas configurações clássicas de montagem para controle de ruído em assentos de aviões. No primeiro caso (parte superior da figura) os microfones de controle são posicionados junto aos ouvidos da pessoa; no segundo caso (meio da figura), os microfones são posicionados perto dos alto-falantes. No sistema Technofirst, estudado neste trabalho, os microfones e alto-falantes são montados diretamente atrás do indivíduo, e a região de cancelamento do ruído é ampliada para uma “zona de silêncio” pelo menos duas vezes maior ao tamanho da cabeça. Isto proporciona ao passageiro razoável conforto para o movimento de cabeça. Alguns resultados experimentais obtidos em um laboratório de acústica, utilizando-se um modelo em escala natural de fuselagem de um aeroplano, são mostrados na Fig. 18. Nota-se que todos os três tons (fortes) do propulsor foram atenuados de 16 a 20 dB.

O campo sonoro nas altas frequências, em ambientes fechados, é tido como difuso e não pode ser globalmente controlado. Pela colocação de um microfone de controle em um determinado ponto, será conseguido somente um cancelamento local de 10 dB, em uma zona com 0,1 do comprimento de onda ao redor do microfone. Garcia-Bonito e Elliot [22] desenvolveram um sistema utilizando duas fontes secundárias remotas para cancelar tanto a

pressão como a componente de velocidade de partícula. Como resultado a redução sonora foi ampliada para 10 dB, a meio comprimento de onda, na direção do componente de velocidade a cancelar. A fig. 19 mostra a vantagem do cancelamento de ambas, pressão sonora e velocidade da partícula em um ponto (curva cheia) “versus” cancelamento da pressão sonora somente

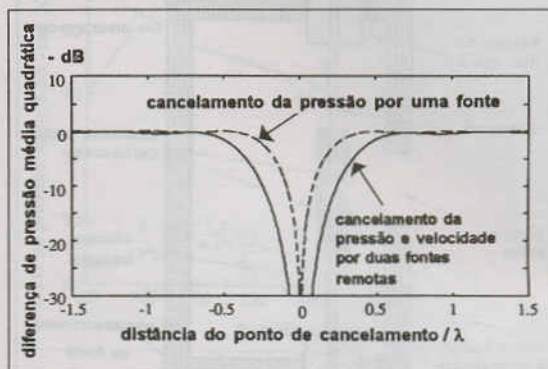


Fig. 19. A pressão média quadrática normalizada pela pressão média quadrática após o controle em várias distâncias do ponto de cancelamento quando a pressão e velocidade da partícula tiverem sido canceladas por duas fontes secundárias remotas em puro tom, em campo sonoro difuso (linha cheia) e após cancelamento de somente

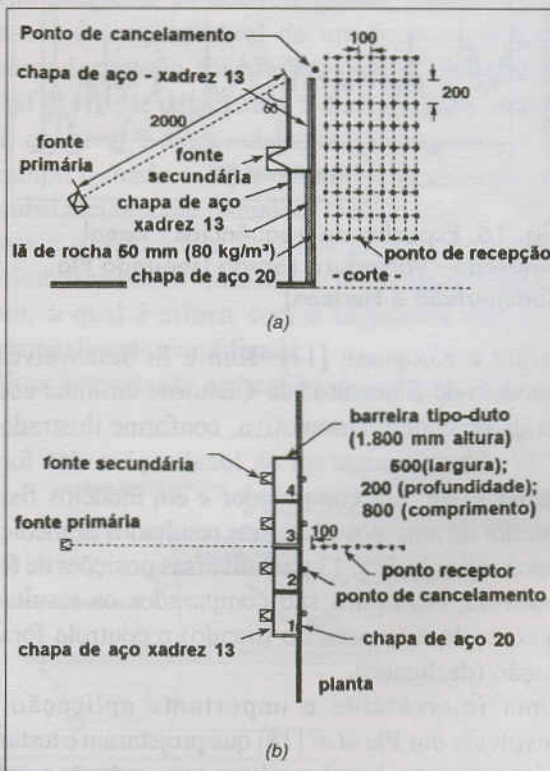


Fig. 20. Planta e seção transversal de uma barreira tipo duto (segundo Sugiki, Sugiyama, Naganawa e Owaki)

em um ponto (curva cheia) "versus" cancelamento da pressão sonora somente (curva tracejada).

Foi também demonstrado que se um simples microfone for colocado próximo a uma esfera rígida (modelo de uma cabeça) a região de silêncio poderá ser ampliada em ambas as direções radial e tangencial. Baseado nestes resultados, talvez um sistema personalizado de redução de ruído poderá ser desenvolvido.

Controle da Radiação por Fontes Secundárias

Existem algumas situações práticas nas quais a radiação do som de uma fonte única e complexa precisa ser reduzida. Em princípio, uma redução global do campo sonoro poderá ser atingida com a redução total da radiação da potência sonora utilizando o *acoplamento acústico* entre a fonte primária e o sistema de fontes secundárias. Até agora não foi demonstrado tal sistema baseado na otimização da emissão de fontes secundárias para maximizar o acoplamento. O sistema para reduzir o ruído de um transformador por uma malha de alto-falantes em torno da fonte, localizada próxima de sua superfície, foi testado com sucesso. A malha de alto-falantes foi controlada por outra malha de microfones distantes.

Sugiki *et al* [23] conseguiram a redução do ruído de transformador projetando uma barreira ativamente controlada, construída em volta do transformador. Um plano e seção deste sistema de barreira é mostrado na fig. 20. A barreira é feita com painel metálico revestido com folha de madeira; uma fonte secundária é montada próxima do centro de cada um dos quatro dutos. A emissão do alto-falante é controlada por um sistema multicanal com os microfones de controle dispostos na borda superior da barreira. A Figura 21 (a) mostra a atenuação em decibels na zona de sombra da barreira proporcionada pelo controle ativo. Neste caso, o microfone de cancelamento foi colocado 20 mm (vinte

milímetros) acima da abertura do duto. A locação da fonte primária era de 2 m (dois metros) em relação à abertura do duto a um ângulo de 60 graus com a vertical. A fonte primária é um alto-falante que radia o ruído de transformador, gravado no campo. Dados similares mostrados na Fig 21(b) foram obtidos no ponto de cancelamento a 100 mm acima da abertura do duto.

Em alguns casos as fontes secundárias não podem ser localizadas muito próximas das fontes primárias. Jessel mostrou que, dada uma superfície contínua e arbitrária circunscrevendo uma fonte, uma apropriada distribuição de fontes monopolo e dipolo sobre esta superfície pode confinar o campo sonoro circunscrito por ela e cancelar completamente o campo sonoro externo à mesma. Angevine [24] construiu um sistema experimental para redução de radiação sonora de transformador colocando alto-falantes dipolo na hemisfera circundante do transformador. Os dipolos foram controlados para minimizar a pressão sonora nos microfones que foram posicionados próximos aos mesmos. Conforme previsto, a redução sonora, em dada frequência, aumentou com o número de dipolos instalados. Muito recentemente Fahline [25] demonstrou que, com algumas restrições, uma distribuição contínua de fontes monopolo é suficiente para conseguir anulação do campo sonoro externo às mesmas. Até o presente nenhum sistema foi construído baseado nesse princípio.

A praticabilidade técnica de um controle ativo multicanal de um ruído radiado por 3 lâminas rotativas de um tipo comercial de cortador de grama, foi estudado por Zuroski *et al* [26]. Reduções significativas nas amplitudes de componentes tonais de baixa frequência foram conseguidas, utilizando sinal de referência por dez caixas de alto-falantes especialmente ajustadas e onze microfones restantes, espaçados ao redor do cortador de grama. Foi utilizado um dispositivo multicanal dotado de um adaptador apropriado de controle numérico.

Redução da Radiação Sonora pelo Controle da Vibração Estrutural

Grande esforço de pesquisa tem sido dirigido ao controle de vibração estrutural para minimizar a radiação sonora. Frequentemente é citado [27,28] que esta técnica requer menos atuadores do que a alternativa, que consiste do uso de fontes sonoras externas, para reduzir a propagação do som no campo distante, pelo acoplamento acústico ou pela interferência de onda. O controle de radiação de ruído estrutural pode, além do mais, minimizar potencialmente as amplitudes das vibrações. Tal redução da amplitude de vibrações em

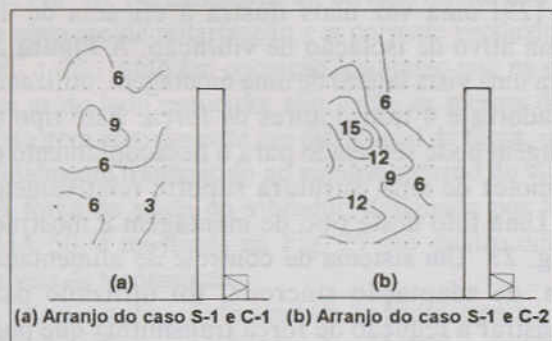


Fig. 21. Distribuição da atenuação nas áreas observadas (unidade dB) (segundo Sugiki, Sugiyama, Naganawa e Owaki)

uma estrutura, como uma fuselagem de um avião, pode ser importante para prever dano estrutural. Contudo, tem-se demonstrado que a redução de som radiado utilizando o controle ativo pode levar a um *aumento* de amplitude de vibração. Além disso, os sensores estruturais (acelerômetros) não são capazes de medir diretamente a resposta acústica (som aéreo). Entretanto é crítica a otimização da forma e da colocação dos sensores estruturais, bem como, dos dispositivos atuadores, para atenuar a vibração estrutural e a radiação

sonora. A decisão da estratégia do controle depende de cada caso, e os princípios fundamentais de redução da eficiência de radiação (eliminação de modo monopolo e supersônico) deve ser observada.

A meta principal e prática de redução de ruído radiado são as fuselagens de aviões, as quais têm sido exaustivamente estudadas em numerosos modelos fundamentais de armações, bem como as partes estruturais. A transmissão sonora tem sido também matéria para aperfeiçoamentos através de vários esquemas de controle ativo. O aperfeiçoamento dos sistemas comerciais para o controle de vibração tem progredido muito lentamente, talvez devido a complexidade do controle e distribuição de sensores e atuadores (no arcabouço estrutural da aeronave), bem como pela preocupação da indústria aeronáutica no que concerne à necessidade de alta voltagem para operação de piezo-atuadores.

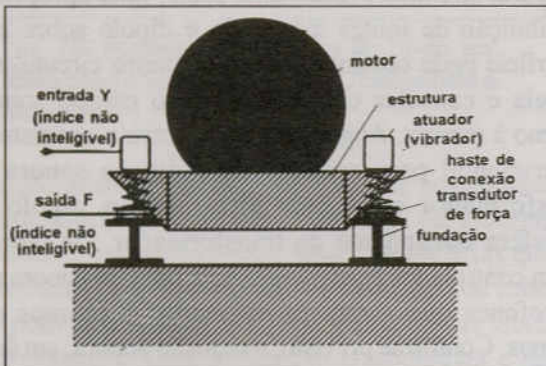


Fig. 22. Vista lateral de um esboço principal e arranjo de quatro atuadores (segundo Scheuren, Boehm, Doerle, Winkler e Zoller)

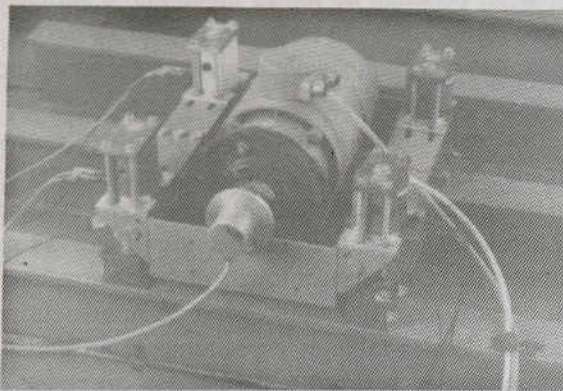


Fig. 23. Foto de montagem de ensaio (segundo Scheuren, Boehm, Doerle, Winkler e Zoller)

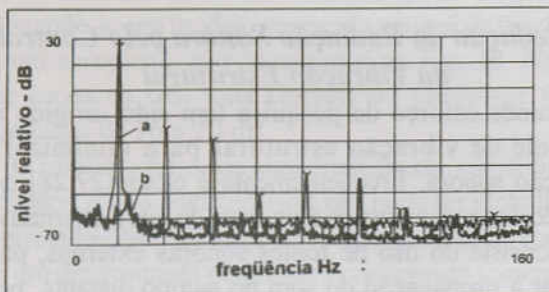


Fig. 24. Força (espectro) transmitida à fundação com (b) e sem (a) o controle de pré-alimentação ajustável síncrono (segundo Scheuren, Boehm, Doerle, Winkler e Zoller)

Controle Ativo de Estruturas e Isolamento da Vibração

O êxito do controle da vibração estrutural é geralmente o decréscimo da amplitude vibratória, ou a redução da ligação e transmissão da vibração sobre outro elemento estrutural. A maioria dos trabalhos publicados nessa matéria tem provocado um impacto pela maior compreensão do comportamento estrutural e fluxo de energia e energia transmitida entre estruturas. Contudo, o controle ativo ainda não foi introduzido em aplicações nas quais até o presente são do domínio do tratamento passivo e das modificações estruturais.

O isolamento da vibração, assistida por controle ativo, tem sido muitas vezes demonstrada em ser bastante eficaz e capaz de proporcionar uma transmissão de força menor do que em sistemas passivos. Amortecedores ativos para calço de motores de automóveis poderão diminuir a transmissão de ruído para a cabine. Um trabalho recente de Scheuren *et al* [29] uma vez mais ilustra a eficácia de um sistema ativo de isolamento de vibração. A Figura 22 mostra uma vista lateral de uma montagem, utilizando 4 atuadores e 4 transdutores de força. Este tipo de montagem pode ser usado para o desacoplamento de uma motor de uma estrutura suporte relativamente leve. Uma foto deste tipo de montagem é mostrada na Fig. 23. Um sistema de controle de alimentação direta, de adaptação síncrona, foi utilizado para demonstrar a redução de força transmitida que pode ser conseguida em controle ativo. Na Fig 24, o nível relativo de força (em decibels) é mostrado (a) sem controle, e (b) com controle. Na frequência básica

de 16,2 Hz, foi constatada um substancial redução do nível de força transmitida.

Transdutores para Controle Ativo

A disponibilidade e qualidade de transdutores, particularmente atuadores, é crucial para o aperfeiçoamento de quaisquer sistemas de controle ativo. A falta inicial de atuadores duráveis gerou um certo ceticismo sobre facilidades de aplicações práticas. Todavia, a indústria reagiu rapidamente para aperfeiçoar a durabilidade de transdutores eletrodinâmicos para radiação sonora. As instalações existentes tem provado que os alto-falantes para cancelamento de ruído em dutos podem operar continuamente em um apropriado confinamento projetado. Sistemas passabandas com 2 ressonadores reforçam a eficiência dos alto-falantes e reduz a necessidade de consumo de energia. Fabricantes de alto-falantes tem agora tecnologia para atender severos requisitos de desempenho dos mesmos. Desenvolvimento e produção estão vinculados à demanda.

O controle de vibração depende fortemente de transdutores piezo elétricos, os quais, devido ao baixo peso, podem adequar-se à aplicações em estruturas leves. Contudo, suas aplicações no campo devem ser testadas, e, em estruturas mais pesadas, os piezo elementos são mais utilizados como sensores.

Os vibradores eletrodinâmicos convencionais construídos especialmente para testes de laboratório geralmente não são adequados para serviço pesado nas aplicações de campo sem modificações. Um exemplo de transdutor eletrodinâmico repensado foi apresentado por Murray [30] que utilizou movimento magnético, ao invés de movimento de bobina eletromagnética, para conseguir durabilidade mecânica e força suficiente para aplicações de isolamento ativa. Uma foto de um vibrador eletromagnético com armadura móvel é mostrado na Fig. 25, e um desenho esquemático dessa unidade é mostrado na Fig. 26. Na câmara de ar, do lado direito da Fig. 26, a corrente de polarização e a corrente produzida pela excitação estão em oposição, enquanto que na câmara de ar do lado esquerdo, elas estão na mesma direção. Isto gera efetivamente um diferencial de força, o qual é finalmente transmitido ao suporte externo do vibrador. A força de saída do vibrador, designado por Modelo MA 50, é mostrada na Fig. 27 por quatro diferentes níveis de transmissão.

Outra aplicação inovadora de gerador para redução de vibrações em navios foi desenvolvida por Cho *et al* [31]. Eles usaram dois eixos, em contra rotação, com pesos desbalanceados tal que devido as forças

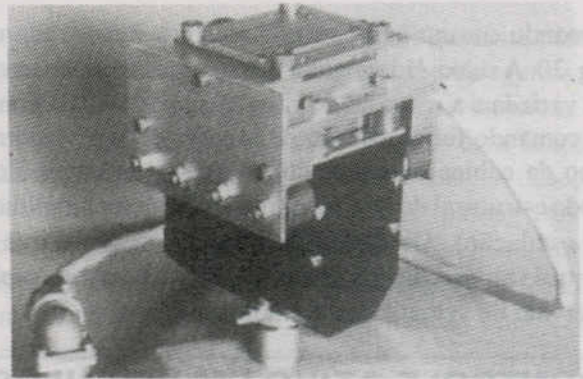


Fig. 25. Fotografia do vibrador compacto MA50 (segundo Murray)

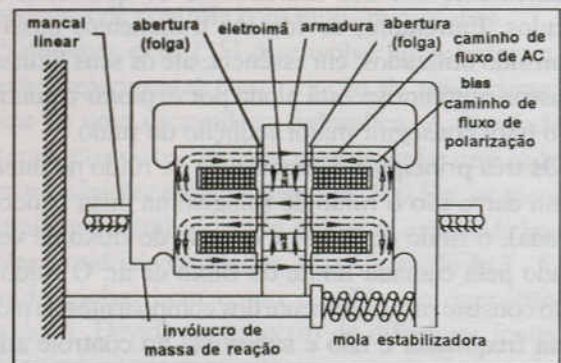


Fig. 26. Desenho básico de vibrador (Murray)

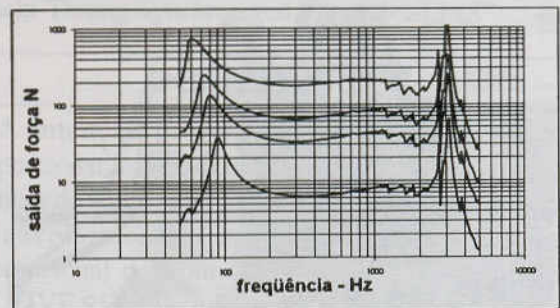


Fig. 27. Saída de força do sistema vibrador MA50 (segundo Murray)

centrífugas, foi criado um vetor força com variação senoidal dependente do tempo. Uma foto de um protótipo de atuador é mostrado na Fig. 28, e um diagrama esquemático é ilustrado na Fig. 29. Neste esquema, o desbalanceamento de peso por eixo é de aproximadamente 28 kg, a máxima rotação do eixo é 900 rpm, e o peso total do atuador é de 2080 kg. Pela mudança relativa de ângulo entre os eixos, pode-se selecionar a direção da força resultante. O sistema é acionado por um motor trifásico de 7,5 Kw. A 600 rpm, é gerada a 10 Hz uma força de 2.658 kgf. Medições de controle ativo de vibrações foram realizadas em dois navios; medições na estrutura do "deck" da cabine de

comando em um cargueiro de óleo cru é mostrado na Fig. 30. A velocidade angular do motor principal do navio foi variada e a resposta de vibração no “deck” da ponte de comando foi registrada. O atuador foi instalado no topo da cabine de comando, o qual é um ante-nó do modo estrutural de vibração (região de maior amplitude da oscilação). Os dados da Fig. 30 mostram que o controle ativo reduz os níveis vibratórios em um amplo intervalo de velocidades do motor principal.

CONTROLE ATIVO EM VEÍCULOS

O ruído interno em carros de passageiros tornou-se recentemente um dos indicadores de qualidade dos veículos. Entretanto, devido aos tratamentos passivos terem sido utilizados, em essência, até os seus limites, a indústria automotiva está ainda por explorar o controle ativo para conseguir maior redução do ruído.

Os três principais componentes de ruído no interior de um carro são o ruído de rolagem na pista (ruído de estrada), o ruído do motor e o ruído do fluxo de vento gerado pela camada limite do fluxo de ar. O ruído do vento consiste principalmente dos componentes de média e alta frequência e não é suscetível ao controle ativo.

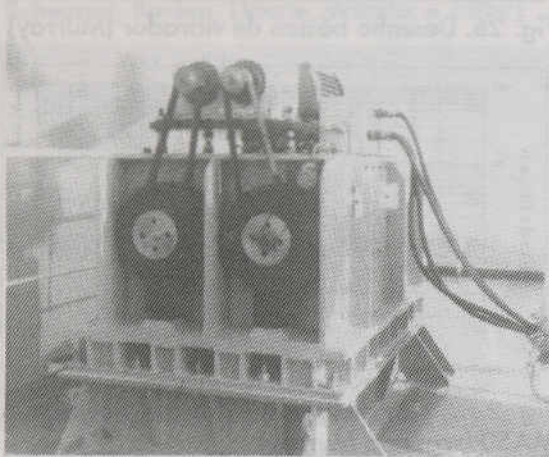


Fig. 28. Protótipo de atuador instalado na cobertura de cabine de convés (segundo Cho, Lee e Chung)

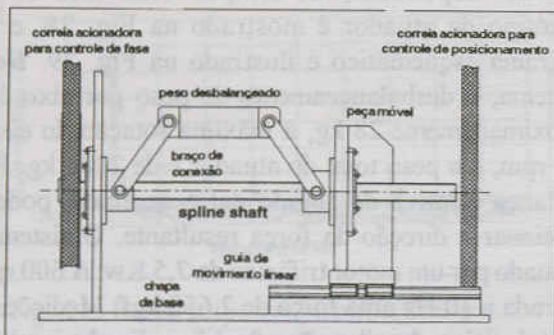


Fig. 29. Mecanismo para geração e força ajustável (segundo Cho, Lee e Chung)

Por outro lado, o ruído de rolagem na pista e ruído do motor tem fortes componentes de baixa frequência, os quais podem ser reduzidos por um sistema ativo. A maioria do ruído em um carro é radiado pela carroceria, a qual é mecanicamente excitada através da suspensão do motor e pela interação de pneus e pista.

Bernhard [32], desenvolveu estudos para determinar se é possível ou não o controle do ruído de estrada em automóveis. O resultado experimental é ilustrado na Fig. 31. A roda do carro é excitada por um vibrador, e foi usado um acelerômetro como entrada para um controlador digital. O microfone corretivo e o alto-falante de controle foram instalados no interior do veículo. Os estudos iniciais mostraram que 5 - 7 dB de redução do ruído é possível no microfone corretivo. Algumas medidas e resultados prenunciados como função de frequência são mostrados nas Figuras 32 e 33.

Outro sistema recente de redução de ruído de estrada foi desenvolvido por Dehandschutter *et al* [33], que gerou um campo sonoro secundário com a utilização de dois

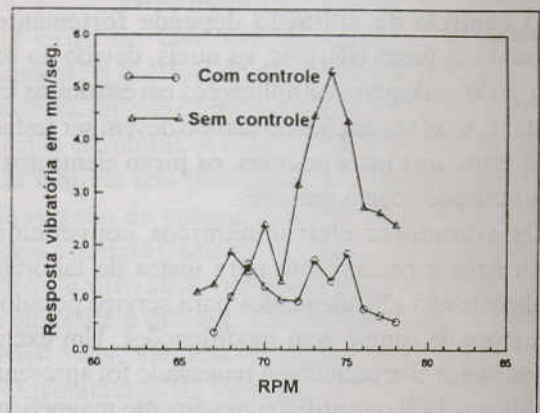


Fig. 30. Resposta horizontal de plataforma de ponte de navegação em condições de excitação por explosão do navio A [7ª ordem] (segundo Cho, Lee e Chung)

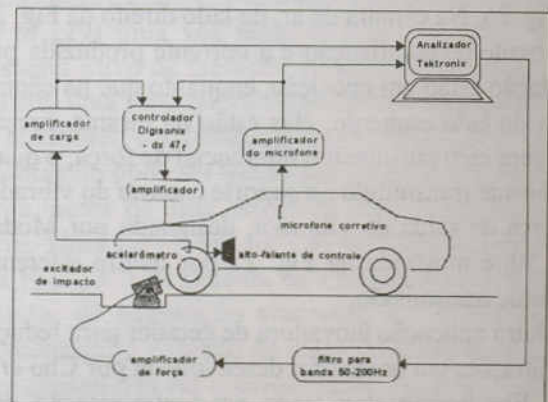


Fig. 31. Esquema de sistema de teste de excitação com vibrador (segundo Bernhard)

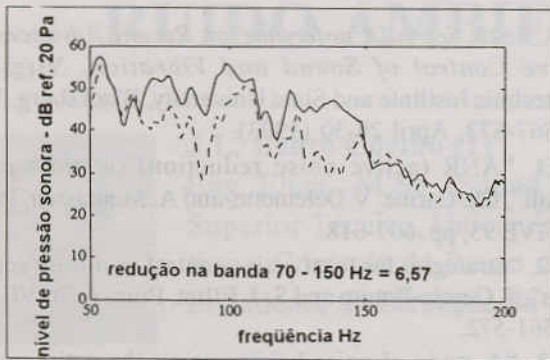


Fig. 32. Medida do controle no microfone corretivo para excitação do pneu dianteiro

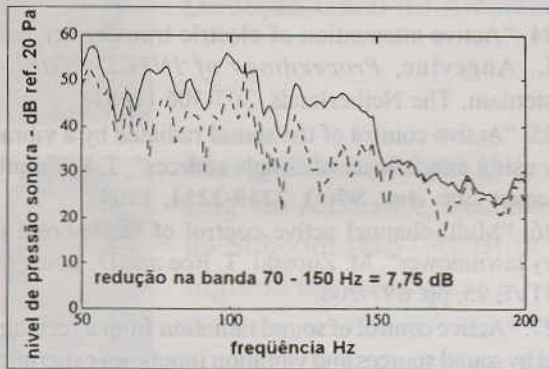


Fig. 33. Controle previsto no microfone corretivo para excitação do pneu dianteiro do Buick Century. Linha sólida: sem controle. Linha tracejada, com controle (segundo Bernhard)

vibradores para excitar a carroceria do veículo no principal caminho de transferência pela suspensão traseira. Para conseguir a redução global, dois microfones corretivos foram instalados sobre o encosto de cabeça no assento traseiro de passageiro. Com uma roda excitada por um ruído randômico, a redução global do ruído foi acima de 15 dB na banda de frequências 70 - 320 Hz. Contudo, a redução sonora decresceu de 7,8 dB na banda de 70 - 160 Hz, quando as duas rodas foram excitadas por sinais não correlacionadas.

Outro candidato potencial para o controle ativo é o sistema de indução, o qual pode produzir ressonâncias indesejáveis no interior do carro. Também o sistema de controle de clima (ventilação ou ar condicionado) contém fortes componentes de baixa frequência, os quais são eliminados por um sistema ativo.

Pode-se concluir que os sistemas de controle ativo para carros de luxo são economicamente acessíveis e podem proporcionar melhor redução de ruído quando comparados a outros aperfeiçoamentos estruturais do projeto.

Hashimoto *et al* [34] desenvolveram um sistema,

controlado adaptativamente, de alto-falantes instalados no encosto da cabeça dos assentos de passageiros em aviões, automóveis ou trem para ouvir músicas ou mensagens. Os controles eletrônicos têm duas funções: reduzir o ruído interior do veículo na zona da cabeça e eliminar conversa cruzada entre dois passageiros de poltronas adjacentes quando estiver tocando música. O sistema foi instalado em 1994 em uma operação tentativa em um trem Shinkansen. O sistema de operação é controlado por microfones, instalados no encosto de cabeça, e os resultados de redução do ruído das fontes periódicas e de conversação foram muito expressivos. São aguardados ulteriores aperfeiçoamentos pelo uso de sistemas de controle com multi-microfones.

Nishimura *et al* [35] desenvolveram e testaram um sistema experimental para redução de ruído dentro da cabine de uma escavadeira hidráulica. A novidade do sistema consiste de sua capacidade em reduzir substancialmente modos abaixo de 500 Hz, os picos de múltiplos espectrais do ruído do motor, o ruído da bomba de óleo e ruído do ventilador, a um intervalo de 3 - 5 dB, o ruído global bem como o ruído de operação da escavação. Devido ao espectro de diferentes fontes de ruído na cabine não apresentarem uma relação harmônica, foi desenvolvido e testado com sucesso um algoritmo "Multi-Timing Synchronized Filtered-x-LMS".

CONCLUSÕES

A intenção principal deste trabalho foi a de proporcionar informações sobre a maioria das aplicações práticas do controle ativo, com especial ênfase dos novos desenvolvimentos apresentados no Simpósio Internacional de Controle Ativo do Som e Vibrações (ACTIVE 95), o qual foi realizado em Newport Beach, Califórnia, USA em julho 06-08/1995 [36]. Este resumo, propositalmente, não menciona novos desenvolvimentos em processamento de sinais. Embora a tendência para aplicações de técnicas de controle ativo em produtos e sistemas existentes seja ainda lenta, existem sinais positivos de aumento do interesse industrial nessas técnicas.

AGRADECIMENTOS

O autor gostaria de expressar seu profundo apreço a George Mailing pelos seus valiosos comentários e por seu proveitoso trabalho editorial no manuscrito.

REFERÊNCIAS

1. "Process of silencing sound oscillations", P. Lueg, U.S. Patent #2,043,416, 1936.

2. "Electronic sound absorber", H. F. Olson and E. G. May, *J. Acoust. Soc. Am.*, **25**, 1130-1136, 1953.
3. "Active Noise Control", S. J. Elliot and P. A. Nelson, *Noise/News International*, **2**, 74-98, 1994.
4. "Design of systems for active sound control", N. Doelman, Ph.D. Thesis, Technical University of Delft (1993).
5. "An exact analysis of pressure-based and energy density-based strategies for minimizing the sound field in an impedance-terminated duct", S. R. Grosz, M. S. Thesis, The Pennsylvania State University (1995).
6. "Active control of fluid waves in a pipe", M. J. Brennan, S. J. Elliot, and R. J. Pinnington, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 383-394.
7. "Active control of coupled wave propagation and associated power in fluid-filled elastic long pipes", C. R. Fuller and B. J. Brevart, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 3-14.
8. "Control of acoustic intensity using the frequency-domain filtered-x algorithm", K. M. Reichard, D. C. Swanson, and S. S. Hirsch, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 395-406.
9. "Active control of harmonic sound radiated from finite length flow ducts", P. Joseph, P. A. Nelson, and M. J. Fisher, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 451-462.
10. "Analysis of the active mode control by the boundary element method", S. Sakamoto, S. Ise, and H. Tachibana, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 549-560.
11. "Optimization of control source location in active control systems", F. Asano, Y. Suzuki, T. Sone, and D. C. Swanson, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 489-498.
12. P. A. Nelson and S. J. Elliot, *Active Control of Sound* (Academic Press, London, 1992).
13. "The generalized multichannel filtered-x algorithm", Swanson, D. C., *Proceedings of Second Conference on Recent Advance in Active Control of Sound and Vibration*, pp. 550-561, 1993.
14. "An adaptive filtered-x algorithm for energy-based active control", S. D. Sommerfeldt and P. J. Nashif, *J. Acoust. Soc. Am.*, **96**(1), 300-306 (1994).
15. "On the positioning of control sources for active noise control in 3-dimensional enclosed space", J.-K. Kim and J.-G. Ih, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 511-518.
16. "Numerical evaluation of the performance of active noise control system", C. G. Mollo and R. J. Bernhard, *ASME Trans., J. Vib. Acoust.*, **112**, 230-236 (1990).
17. "Global optimum active noise control: surface and far-field effects", K. A. Cunefare and G. H. Koopmann, *J. Acoust. Soc. Am.*, **90**, 365-373 (1991).
18. "Active control of noise in magnetic resonance imaging", F. G. Pla, S. D. Sommerfeldt, and R. A. Hedeem, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 573-582.
19. "In-flight experiments on the active control of propeller-induced cabin noise", S. J. Elliot, P. A. Nelson, I. M. Stothers, and C. C. Boucher, *J. Sound Vib.*, **140**, 219-238 (1990).
20. "Active Control in the SAAB 340", U. Emborg and C. F. Ross, *Second Conference on Recent Advances in Active Control of Sound and Vibration*, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA, pp. S67-S73, April 28-30 (1993).
21. "ANR (active noise reduction) in turbo-prop aircraft", Ch. Carme, V. Delemotte, and A. Montassier, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 607-618.
22. "Strategies for local active control in diffuse sound fields", J. Garcia-Bonito and S. J. Elliot, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 561-572.
23. "A study of noise barrier using the active noise control for electric power facilities", Y. Sugiki, T. Sugiyama, A. Naganawa, and M. Owaki, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 707-716.
24. "Active attenuation of electric transformer noise", O. L. Angevine, *Proceedings of INTER-NOISE 81*, Amsterdam, The Netherlands, 303-306 (1981).
25. "Active control of the sound radiated by a vibrating body using only a layer of simple sources", J. B. Fahline, *J. Acoust. Soc. Am.*, **97**(4), 2249-2254, 1994.
26. "Multi-channel active control of blade noise on a rotary lawnmower", M. Zuroski, T. Roe and D. Lonn, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 697-706.
27. "Active control of sound radiation from a rectangular panel by sound sources and vibration inputs: an experimental comparison", C. R. Fuller, C. H. Hansen, and S. D. Snyder, *J. Sound Vib.*, **145**(2), 195-215 (1991).
28. "Active control of sound transmission/radiation from elastic plates by vibrating inputs-I analysis", C. R. Fuller, *J. Sound Vib.*, **136**(1), 1-15 (1990).
29. "Experiments with active vibration isolation", J. Scheuren, W. Böhm, M. Dörle, J. Winkler, and Zoller, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 79-88.
30. "A compact force generator for active vibration control", B. S. Murray, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 817-826.
31. "Active vibration control of ship structure using a mechanical actuator", D.-S. Cho, S.-M. Lee, and K.-Y. Chung, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 827-836.
32. "Active control of road noise inside automobiles", R. J. Bernhard, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 21-32.
33. "Active structural acoustic control of structure borne road noise: theory, simulations, and experiments", W. Dehandschutter, R. Van Cauter, and P. Sas, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 735-746.
34. "Active noise control for the seat audio system", H. Hashimoto, K. Terai, M. Kiba, and Y. Nakama, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 1279-1290.
35. "Multi-timing synchronized multiple error filtered-x-LMS algorithm and its application for reducing cab noise", M. Nishimura, Y. Matsunaga, and S. Hata, *Proc. ACTIVE 95*, pp. 985-992.
36. The Proceedings of ACTIVE 95 is a available Noise Control Foundation, P. O. Box 2469, Arlington Branch, Poughkeepsie, NY 12603, USA. 1400 pages, hard cover, USD 135 postpaid.

RUÍDO AMBIENTE EM PORTUGAL



J.L. Bento Coelho (1)

Eng. Elect., M.Sc. (Sound and Vibration), PhD., Professor de Acústica do Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa. Responsável pelo Grupo de Acústica e Controle de Ruído do Centro de Análise e Processamento de Sinais do IST. Presidente da Direcção da Sociedade Portuguesa de Acústica.



Bertília Valadas (2)

Eng^a do Ambiente, MSc. em Hidráulica e Recursos Hídricos. Técnica Superior da Direcção Geral do Ambiente, Ministério do Ambiente.



Margarida Guedes (2)

Eng^a do Ambiente, Técnica Superior da Direcção Geral do Ambiente, Coordenadora da Subcomissão "Acústica Ambiental" da Comissão Técnica de Normalização Portuguesa em Acústica.

(1) CAPS - Instituto Superior Técnico, P-1096 LISBOA CODEX

(2) Direcção Geral do Ambiente, Min. Ambiente, 2720 AMADORA

1. INTRODUÇÃO

A exposição das populações ao Ruído Ambiente, particularmente nas zonas urbanas, tem merecido uma atenção crescente por parte da comunidade internacional. Trata-se quase sempre de analisar a influência do ruído dos transportes e, por vezes, também do ruído industrial, na qualidade do ambiente exterior onde as pessoas circulam ou permanecem.

Em Portugal ainda não se tinha procedido a uma avaliação sistemática da exposição da população ao ruído. No entanto, encontrava-se disponível um número estatisticamente significativo de dados recentes relativos ao ambiente acústico em diversos locais do país. A Direcção-Geral do Ambiente propôs-se efetuar uma primeira estimativa global da exposição da população portuguesa ao ruído a partir da organização e seleção dos dados existentes, complementados por um programa de campanhas experimentais em zonas e situações onde se verifi-

cavam lacunas de informação.

Foi desenvolvida uma metodologia própria, pretendendo-se alcançar resultados credíveis que permitissem traçar a curto prazo um quadro da situação nacional. Atendeu-se a diferentes formas de povoamento no território continental português e particularizaram-se as situações de exposição às principais fontes de ruído ambiente. O objetivo foi proporcionar um suporte técnico à tomada de futuras decisões em matéria de política de controle de ruído.

São as conclusões do estudo realizado em 1994/96 que se apresentam, por se considerar que possam ser de utilidade para todos aqueles a quem interessam informações sobre o Estado do Ambiente no nosso país.

O estudo poderá ser periodicamente atualizado e complementado, chamando-se desde já a atenção para o fato das estimativas apresentadas não se substituírem à necessidade da realização de diagnósticos mais detalhados para controle das fontes de ruído a nível local.

2. RUÍDO E INCOMODIDADE

2.1. Generalidades

Apesar do ruído ser freqüentemente considerado um dos principais fatores responsáveis pela degradação da qualidade do ambiente urbano, só recentemente foi reconhecido como um problema de saúde pública (1,2). Sabe-se hoje que os níveis sonoros relacionados com o ruído ambiente raramente afetam o sistema auditivo, mas a investigação mostra que a resposta humana envolve o sistema cardio-vascular e o sistema neuro-endócrino(3).

Os efeitos mais freqüentes do ruído traduzem-se em perturbações psicológicas ou alterações fisiológicas associadas a reações de "stress" e cansaço. Perturbações do sono e hipertensão arterial podem advir como respostas diretas ou a prazo. Perturbações da atenção e da capacidade de concentração afetam particularmente os indivíduos em idade escolar.

Vallet (3) definiu incomodidade como "uma sensação perceptiva e afectiva de carga negativa, expressa por pessoas expostas ao ruído". Diversos estudos têm sido conduzidos com vista a inferir da relação entre ruído e incomodidade. Todavia, parece difícil estabelecer relações casuísticas, devido quer à diversidade de situações acústicas, quer à variabilidade da resposta individual da população exposta ao ruído (4).

As características próprias do ruído, nomeadamente a distribuição da sua energia no espectro de freqüências e as variações temporais são fatores importante na indução de incomodidade. Ruídos

intermitentes (tais como a passagem de aviões ou de comboios) são mais incomodativos de que ruído contínuo (como o resultante de um tráfego rodoviário fluido). Também os sinais de banda estreita, especialmente os mais agudos, se apresentam como mais incomodativos do que aqueles com maior riqueza espectral.

A enorme diversidade humana justifica uma grande variabilidade de reações adversas ao ruído, que podem extravasar o domínio individual e traduzir-se socialmente em alterações de comportamento de grupo e de harmonia da comunidade.

Para a Organização Mundial da Saúde (2) o limiar da incomodidade para ruído contínuo situa-se em cerca de 50 dB (A), Leq diurno, e poucas pessoas são realmente incomodadas para valores até 55 dB(A) - no período noturno os níveis sonoros devem situar-se 5 a 10 dB abaixo dos valores diurnos para garantir um ambiente sonoro equilibrado.

De acordo com a Organização de Cooperação e Desenvolvimento Económico (5), para Leq diurno, valores a partir de 65 dB(A) são inaceitáveis - "pontos negros" de ruído - e níveis sonoros entre 55 e 65 dB(A) não asseguram conforto acústico aos residentes - "zonas cinzentas".

A discussão sobre o melhor indicador para descrever a exposição da população ao ruído está ainda em aberto e diversos países têm regulamentação que contempla diferentes índices (6). Na Comissão Europeia está em preparação uma diretiva sobre ruído ambiente que adotará o Leq, descrito de acordo com a Norma ISO 1996, como indicador básico de ruído.

Quadro I - População afetada pelo ruído (%) em países da UE (6)

País	Indicador	Tráfego Rodoviário	Tráfego Ferroviário	Tráfego Aéreo	Indústria
Alemanha (1986)	gravemente afetadas	25,0	3,9	16,5	3,2
França (1989)	incomodadas	21,0	1,8	1,7	
Reino Unido (1991)	incomodadas	15,0	1,0	5,0	
	afetadas	28,0	4,0	16,0	2,0
Holanda (1987)	muito afetadas	20,0	1,5	15,0	4,5

Quadro II. Exposição da população da UE a ruído de transportes (6)

Exposição ao ruído (Leq(A) diurno)	% de população	Nº de pessoas expostas
< 55 dB(A)	28,9	99808000
55-60 dB(A)	26,9	93067000
60-65 dB(A)	21,9	75884000
65-70 dB(A)	14,7	50751000
70-75 dB(A)	6,2	21296000
>75 dB(A)	1,4	4909000
Total	100,0	345715000

Quadro III. Exposição da população da UE a ruído de tráfego rodoviário (6)

Exposição ao ruído (Leq(A) diurno)	% de população	Nº de pessoas expostas
< 55 dB(A)	39,6	136972000
55-60 dB(A)	21,7	75124000
60-65 dB(A)	19,1	65893000
65-70 dB(A)	12,8	44252000
70-75 dB(A)	5,5	18911000
>75 dB(A)	1,3	4563000
Total	100,0	345715000

Quadro IV. Exposição da população da UE a ruído de tráfego ferroviário (6)

Exposição ao ruído (Leq(A) diurno)	% de população	Nº de pessoas expostas
< 55 dB(A)	90,2	321008000
55-60 dB(A)	5,2	17943000
60-65 dB(A)	2,9	9991000
65-70 dB(A)	1,3	4425000
70-75 dB(A)	0,3	1175000
>75 dB(A)	0,05	173000
Total	100,0	345715000

Quadro V. Exposição da população da UE a ruído de tráfego aéreo (6)

Exposição ao ruído (Leq(A) diurno)	% de população	Nº de pessoas expostas
65-70 dB(A)	0,60	2074000
70-75 dB(A)	0,35	1210000
>75 dB(A)	0,05	173000
Total	1,000	345715000

Quadro VI. Classificação de locais para implantação de edifícios

Locais pouco ruidosos	Locais que satisfaçam os seguintes níveis sonoros: L ₅₀ ≤ 65 dB(A) entre as 7 e 22 horas; e L ₅₀ ≤ 55 dB(A) entre as 22 e 7 horas
Locais ruidosos	Locais que não estão contemplados na definição de locais pouco ruidosos e que satisfaçam a: L ₅₀ ≤ 75 dB(A) entre as 7 e 22 horas; e L ₅₀ ≤ 65 dB(A) entre as 22 e 7 horas
Locais muito ruidosos	Locais que não estão contemplados na definição de locais pouco ruidosos e ruidosos

Fonte: RGR (O parâmetro L₅₀ a que se refere esta classificação deverá ser substituído pelo Leq na nova legislação sobre ruído, mantendo-se os limites de classificações anteriores)

Fontes de ruído incomodativas - Sondagem (7)

Fontes de ruído incomodativas	% População
Motociclos	69,5%
Tráfego automóvel	49,2%
Buzinas de automóveis	12,8%
TV/rádios/gravadores/ música alta	12,5%
Fábricas em funcionamento	10,5%
Pessoas a falarem alto	9,7%
Aviões	9,6%
Obras	8,8%
Sirenes	6,2%
Barulho de vizinhança	6,2%
Comboios	4,7%
Bares/Discoteca	3,5%
Oficinas	3,3%
Festas/Feiras	2,8%
Alarmes	2,3%
Outras	2,2%

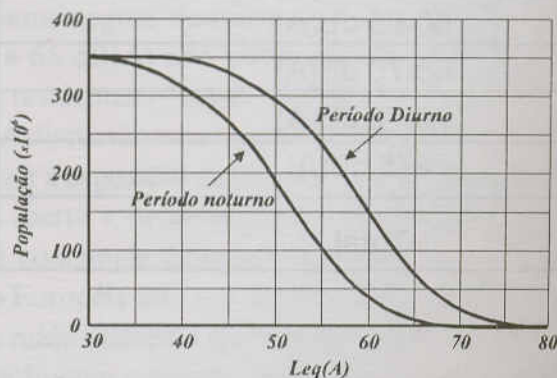


Fig. 1. Exposição da população da UE a ruído de transportes - distribuição acumulada (6).

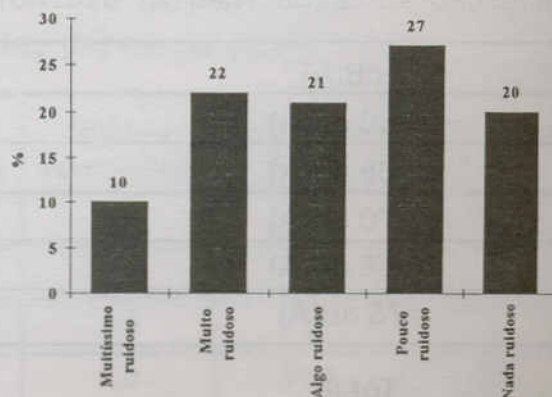


Fig. 2. Classific. do local de residência - Sondagem (7)

2.2. Estado do Ambiente Acústico na União Européia

O Quadro I compara a incomodidade devida ao ruído, por fonte sonora, nalguns países europeus, patenteando a importância atribuída ao tráfego rodoviário como principal causa de desconforto acústico (6).

O Quadro II e a Figura I apresentam uma estimativa recente da distribuição da população da União Européia ao ruído dos transportes, elaborada a partir de dados produzidos por um número restrito de países. Os Quadros III, IV e V discriminam a exposição ao ruído de tráfego rodoviário, ferroviário e aéreo. Note-se que devido às variações espaciais e temporais dos níveis sonoros numa comunidade, a descrição do ruído ambiente para estas estimativas é sempre efetuada numa base estatística.

Como pode observar-se, estima-se que, na UE durante o dia, aproximadamente 77 milhões de pessoas (22% da população) estejam expostas a níveis sonoros superiores a 65 dB(A), Leq, devido a ruído de transportes, enquanto 170 milhões (49% da população) vive em zonas com Leq compreendido entre 55 e 65 dB(A). Durante a noite, mais de 100 milhões de europeus (30%) estão expostos a níveis sonoros que ultrapassam 55 dB(A), situações susceptíveis de provocar perturbações durante o sono.

Detalhando a exposição por fontes de ruído, estima-se que, devido ao tráfego rodoviário, 19% da população viva em zonas negras e 40% em zonas cinzentas, de acordo com o critério definido pela OCDE. Por seu lado, o tráfego ferroviário será responsável por quase 2% de população a residir em zonas com Leq diurno a partir de 65dB(A), enquanto o tráfego aéreo atinge perto de 1% da população também em zonas negras de ruído.

3. EXPOSIÇÃO DA POPULAÇÃO PORTUGUESA AO RUÍDO

3.1. Enquadramento

Em 1987 é publicado em Portugal o Regulamento Geral do Ruído (Decreto Lei nº 251/87 de 24 de

Junho), documento integrador da política de controle do ruído no país. Nos seus Artº 4º e Artº 5º o RGR estabelece uma classificação dos locais para a implantação de edifícios (Quadro VI), interditando a fixação de novas zonas residenciais, escolas e hospitais em zonas ruidosas e muito ruidosas. Trata-se de um critério de qualidade acústica que determina a utilização dos espaços para diversos fins.

Um estudo realizado em 1989 dá conta do grau de conscientização da população portuguesa face ao ruído (7). Inquiridas 600 pessoas, residentes em localidades com mais de 50.000 habitantes, sobre que fontes de ruído consideravam mais incômodas, obtiveram-se resultados que apontam no sentido de ser o tráfego rodoviário a principal causa de incomodidade (Quadro VII). A classificação atribuída aos locais de residência foi escalonada desde muitíssimo ruidosa até nada ruidosa de acordo com a Figura 2.

Na seqüência da metodologia descrita por Bento Coelho (8), a Direção Geral do Ambiente (DGQA/DGA) efetuou, no período de 1988-1994, um trabalho de caracterização do ambiente sonoro em centro urbanos, quando da realização de campanhas de sensibilização para o ruído de tráfego rodoviário (7,9 - 13). Mais recentemente, a caracterização da situação de referência de Estudos de Impacto Ambiental (EIA) de grandes empreendimentos tem produzido informações de interesse, distribuída um pouco por todo o país.

Até o presente ainda não tinha havido a preocupação de analisar os dados acústicos disponíveis com o objetivo de extrair indicações globais sobre a qualidade do ambiente acústico a nível nacional.

3.2. Metodologia

Para efetuar a estimativa da exposição da população portuguesa ao ruído que aqui se apresenta, sistematizou-se a informação acústica disponível, complementada com dados obtidos em campanhas especialmente programadas, cruzando-a com dados relativos à ocupação humana do território (14-18).

Admitiu-se que a exposição ao ruído da população portuguesa poderia ser avaliada através da tipificação das situações seguintes:

- Centros urbanos por classe de dimensão;
- Periferias urbanas das grandes cidades;
- Ambiente rural.

Pretendeu-se inferir sobre a qualidade do ambiente acústico global, que contabiliza genericamente todas as fontes de ruído exterior, mas que é marcadamente influenciada pelo tráfego rodoviário, sobretudo nos centros urbanos.

A importância relativa de cada fonte de ruído foi analisada detalhando os casos seguintes:

- Ambiente rural em zonas sob a influência do tráfego rodoviário;
- Zonas sob a influência do tráfego ferroviário;
- Zonas sob a influência dos aeroportos internacionais.

O ruído industrial não foi particularizado no presente estudo.

Trabalhou-se com um modelo estatístico empírico, construindo polígonos de frequência relativa com dados acústicos representativos. Foi admitido em todos os cálculos que a população se distribuía uniformemente no espaço, pelo que existia uma correspondência direta entre a distribuição dos níveis sonoros considerados e a população a que se referia.

3.2.1. Informação Acústica

Adotou-se o Leq diurno (7h-22h), em dB(A), como indicador adequado à análise da exposição ao ruído.

Consideraram-se 8 classes de níveis sonoros, Leq, em dB(A):

- Classe 1: ≤ 45 ;
- Classe 2:]45,50];
- Classe 3:]50,55];
- Classe 4:]55,60];
- Classe 5:]60,65];
- Classe 6:]65,70];
- Classe 7:]70,75];
- Classe 8: > 75 .]

Foram analisados cerca de 1800 dados acústicos recolhidos a partir de 1990. Foram adotadas medições de curta duração, realizadas em dias úteis durante o período diurno. Para o tráfego ferroviário e aéreo consideraram-se tempos de registo superiores

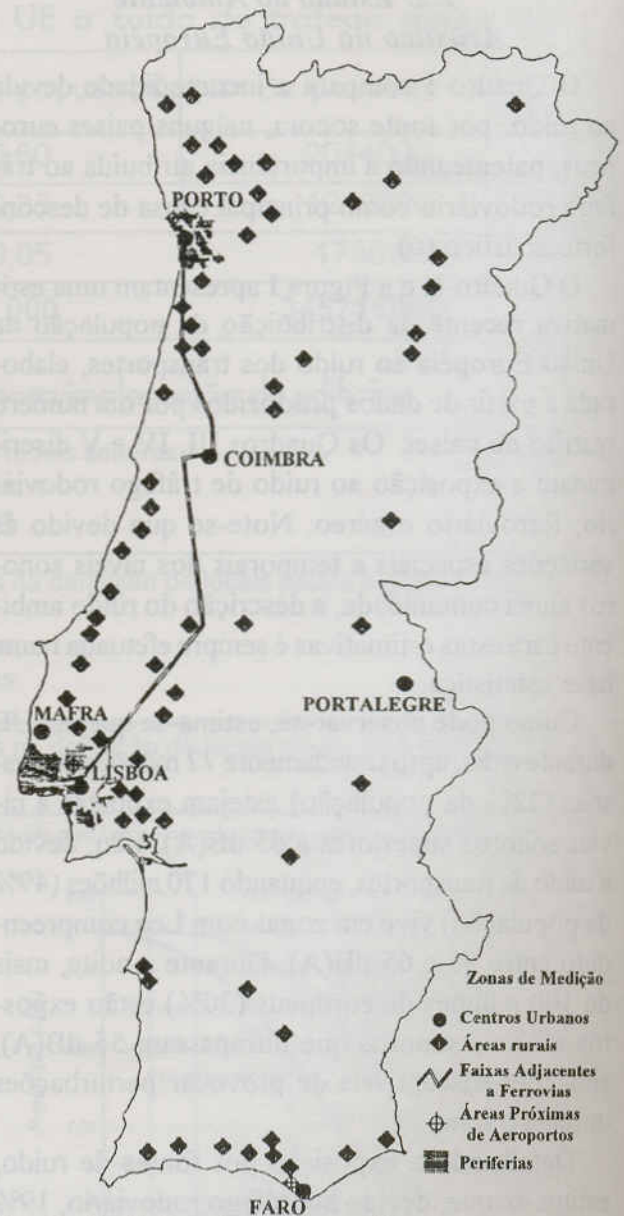


Fig. 3. Medições de ruído ambiente (período 90-95)

a 30 e 60 minutos por amostra, respectivamente.

A origem destes dados é a seguinte:

- Campanhas de sensibilização para o ruído de tráfego rodoviário, realizadas pela DGQA, em que foi efetuado um trabalho de caracterização do ambiente sonoro em centros urbanos;
- Levantamento acústico para caracterização da situação de referência de EIAs de grandes empreendimentos, distribuídos um pouco por todo o país;
- Estudo acústico efetuado para o aeroporto de Lisboa (19);
- Programa de medições acústicas complementar,

especificamente concebido pela DGA em 94/95, para colmatar as lacunas de informação detectadas nas periferias e centros urbanos considerados típicos, nos aeroportos de Faro e Porto e nas ferrovias suburbanas de Lisboa.

Para a seleção dos locais de medição em ambiente rural utilizou-se uma metodologia determinística, nas áreas fracamente povoadas ou onde o povoamento é disperso. Nos centros urbanos e periferias os locais foram escolhidos recorrendo a uma grelha de malha variável entre 500m e 2Km, dependendo da densidade do povoamento. Nalgumas situações adotou-se uma abordagem mista. Nas zonas de influência dos aeroportos e ferrovias, a seleção de locais obedeceu a critérios de proximidade destas infraestruturas.

A Figura 3 mostra a distribuição de locais de medida a nível nacional.

Para cada umas das situações analisada adotaram-se ainda os pressupostos a seguir indicados.

Centros urbanos

Consideraram-se globalmente as fontes de ruído que contribuem para o ruído ambiente de um centro urbano: circulação viária, atividades humanas diversas, obras de construção, laboração de indústrias, entre outras.

Admitiu-se que a qualidade do ambiente acústico de um centro urbano depende da sua dimensão e agruparam-se os centros urbanos por classes de população residente.

Periferias urbanas

As periferias urbanas das cidades de Lisboa e do Porto foram objeto de tratamento diferenciado, por se considerar que apresentam características acústicas específicas, não se estabelecendo a diferenciação entre o uso do solo rural e urbano.

De fato, a grande mobilidade da população e a elevada densidade de ocupação do solo nestas zonas geram situações particulares, abrangendo desde locais onde predominam ruídos naturais até às zonas extremamente ruidosas na proximidade dos eixos de circulação das Áreas Metropolitanas.

Ambiente rural

As situações acústicas englobadas nesta categoria são muito diversas, abarcando desde as

zonas em que predominam os ruídos naturais até aos locais marcadamente sob a influência de ruído de transportes.

Particularizaram-se as situações de exposição ao ruído de tráfego rodoviário proveniente de auto-estradas e estradas nacionais de maior tráfego (20). Considerou-se que o tráfego rodoviário afetava a população rural residente numa faixa até 250m de afastamento dos principais eixos de circulação.

Zonas sob a influência do tráfego ferroviário

Considerou-se que a população afetada pelo ruído de tráfego ferroviário residia numa faixa até 150m das principais linhas de circulação, tendo todos os pontos de medição sido localizados no interior destas faixas paralelas às ferrovias e próximos de edifícios. Considera-se que, na generalidade das situações, para distâncias superiores a 150m, outras fontes de ruído ambiente, nomeadamente o tráfego rodoviário, se sobrepõem e se tornam determinantes.

Consideraram-se como eixos ferroviários mais importantes (21), quer em termos de tráfego quer em relação à extensão da população que afetam, a linha do Norte (Lisboa-Porto) e as linhas suburbanas de Lisboa.

Zonas sob a influência do tráfego aéreo

Admitiu-se a exposição da população portuguesa a ruído de tráfego aéreo com base na análise da situação existente nos três aeroportos internacionais do continente - Lisboa, Faro e Porto (22).

Considerou-se que a área de influência dos aeroportos se configura a partir da isolinha dos 55 dB(A); para valores inferiores a este limiar a importância de outras fontes de ruído torna-se preponderante.

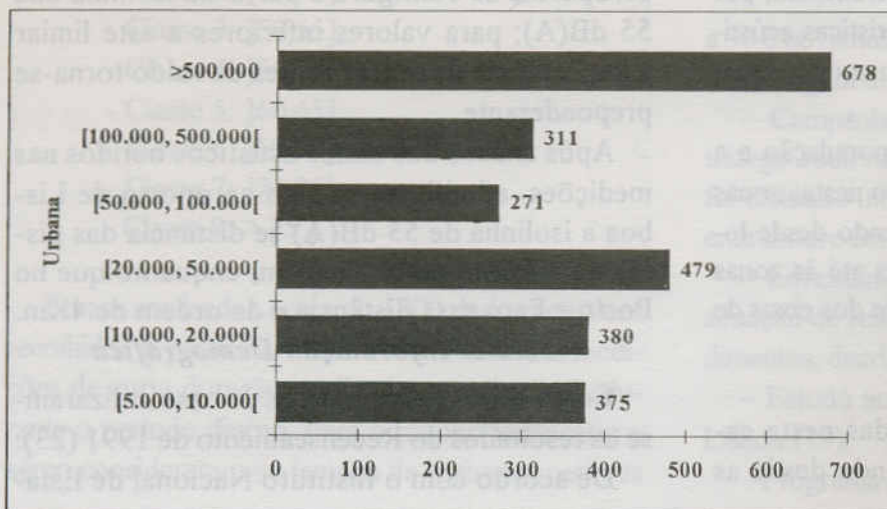
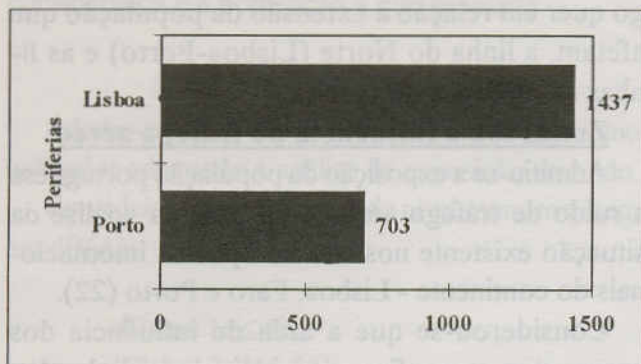
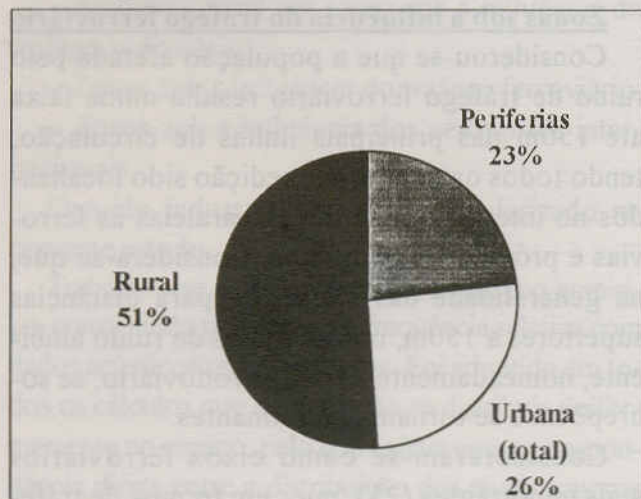
Após análise dos dados acústicos obtidos nas medições, admitiu-se que no aeroporto de Lisboa a isolinha de 55 dB(A) se distancia das pistas no máximo cerca de 6Km, enquanto que no Porto e Faro essa distância é da ordem de 4Km.

3.2.2. Informação Demográfica

Como dados demográficos de base utilizaram-se os resultados do Recenseamento de 1991 (23).

De acordo com o Instituto Nacional de Esta-

tística (INE) a população residente em Portugal Continental é de 9,5 milhões de habitantes. Admitiu-se neste trabalho que a população urbana é a população residente em centros urbanos com mais de 5000 habitantes. Sob a designação de "população rural" consideraram-se todas as situações de povoamento disperso e as localidades com população inferior a 5000 habitantes. As periferias de Lisboa e Porto foram contabilizadas separadamente.



Adotaram-se ainda os seguintes pressupostos:
 - Partindo da classificação de centros por dimensão, efetuada pelo INE, considerou-se que a população urbana pode ser agrupada por classes, como se segue:

- de 5000 a 10000 habitantes;
- de 10000 a 20000 habitantes;
- de 20000 a 50000 habitantes;
- de 50000 a 100000 habitantes;
- de 100000 a 500000 habitantes;
- mais de 500000 habitantes.

Admitiu-se que do ponto de vista acústico cada uma destas classes pode ser representada por um centro urbano "típico". Estes centros foram selecionados atendendo às suas características e procurando dar cobertura a todo o território nacional. Escolheram-se os seguintes (população x 1000 habitantes):

- Mafra (5,5);
- Portalegre (15,2);
- Faro (32,0);
- Coimbra (96,1);
- Porto (310,6);
- Lisboa (677,8).

- Adotou-se uma definição de periferia urbana mais restrita do que a de área metropolitana. Assim, para a periferia de Lisboa, tomaram-se as populações dos concelhos limítrofes de Amadora, Cascais, Loures, Oeiras, Sintra, Almada, Barreiro e Seixal e para a periferia do Porto contabilizaram-se os concelhos de Gondomar, Maia, Matosinhos, Valongo e Vila Nova de Gaia.

A Figura 4 apresenta a distribuição da população portuguesa de acordo com a classificação adotada. O Quadro VIII mostra a respectiva repartição a nível regional.

Adicionalmente, admitiu-se ainda o seguinte:

- Para estimar a ocupação humana da população rural que reside na vizinhança dos eixos rodovi-

Fig. 4. Distribuição da população residente em Portugal Continental

Quadro VIII. Distribuição da população residente

POPULAÇÃO	NORTE	CENTRO	LxVT	ALENJETO	ALGARVE	TOTAL
Rural	2036	1369	833	377	206	4821
Urbana	726	352	1117	165	134	2494
[5000, 10000[121	24	106	77	47	375
[10000, 20000[110	53	158	29	30	380
[20000, 50000[93	179	91	59	57	479
[50000, 100000[91	96	84	0	0	271
100000, 500000[311	0	0	0	0	311
≤ 500000	0	0	678	0	0	678
Periferia	703		1437			2140
Lisboa	703		1437			1437
Porto						703
TOTAL	3465	1721	3387	542	340	9455

ários mais importantes efetuou-se um tratamento diferenciado utilizando-se como informação complementar cartografia à escala 1/25000. Considerou-se que a população residente junto às principais rodovias se cifra em 22% da população rural nacional. A figura 5 mostra a distribuição dos valores considerados, que variam entre 15% no interior Norte e 25% na faixa litoral entre Lisboa e o Porto; o Alentejo e o Algarve ocupam uma situação intermédia com 20% da população afetada.

– Considerou-se que as diferenças regionais não são significativas em termos de população afetada pelo ruído de tráfego ferroviário nos eixos de circulação em análise (24). Com base em interpretação cartográfica, estimou-se esta população em 3% da população nacional (aproximadamente 300000 habitantes), tendo-se atribuído igual peso populacional à linha Lisboa-Porto e às linhas suburbanas de Lisboa.

– Com base em informação demográfica admitiu-se que a ocupação humana na vizinhança dos aeroportos internacionais é a seguinte: cerca de 250000 habitantes são afetados pelo aeroporto de Lisboa, 35000 pelo de Faro e 15000 pelo do Porto (25). A população residente na área de influência de cada um dos aeroportos foi contabilizada por freguesia.

Para o aeroporto de Lisboa, as freguesias envolvidas são Alto do Pina, Alvalade, Ameixoeira, Anjos, Campo Grande, Charneca, Lumiar, Marvila, Nossa Senhora de Fátima, Penha de França, Santa Maria

dos Olivais, São João, São João de Brito, São Jorge de Arroios e São Sebastião da Pedreira do concelho de Lisboa e Apelação, Camarate, Frielas, Póvoa de Santo Adrião, Sacavém, Santa Iria de Azoia, São João da Talha e Unhos do Conselho de Loures.

Para o aeroporto de Faro, as freguesias envolvidas são Sé e São Pedro, ambas do concelho de Faro.

Para o aeroporto do Porto, as freguesias envolvidas são Aveleda, Vilar de Pinheiro e Mosteiró do concelho de Vila do Conde, Vila Nova da Telha do concelho de Maia e, por último, Lavra e Perafita do concelho de Matosinhos.

3.3. Resultados

3.3.1. Centros Urbanos e Periferias

As Figuras 6 a 13 mostram as exposições ao ruído da população residente nos centros urbanos considerados e nas periferias de Lisboa e Porto.

A análise da informação disponível indica uma evolução da exposição ao ruído com a dimensão dos centros urbanos. Nos centros urbanos menores ainda se verificam níveis sonoros abaixo de 50 dB(A), mas não ocorrem situações de exposição a níveis superiores a 70 dB(A). A partir de 20000 habitantes não há níveis inferiores a 55 dB(A) e ocorrem níveis superiores a 70 dB(A). A exposição a níveis superiores a 75 dB(A) só se verifica em Lisboa.

A média dos valores de exposição ao ruído situa-se entre 55-60 dB(A) para centros urbanos

até 20000 habitantes e entre 60-65 dB(A) para cidades com mais de 20000 habitantes. A Figura 14 mostra a relação entre esta média e a dimensão dos centros urbanos, tendendo os valores para estabilizar nos centros maiores.

3.3.2. Ambiente Rural

A Figura 15 mostra a distribuição dos níveis sonoros para o ambiente rural e a Figura 16 dá conta da contribuição do tráfego rodoviário para o ambiente acústico rural.

O Quadro IX mostra a exposição ao ruído de tráfego rodoviário da população rural que reside até uma distância de 250m das principais vias (1 milhão de habitantes), discriminando os valores a nível regional. Do Norte para o Sul do país assiste-se a uma diminuição progressiva da população afetada, o que pode ser atribuído às características do povoamento.

3.3.3. Tráfego Ferroviário

O Quadro X resume os resultados obtidos para a exposição da população residente em Portugal Continental ao ruído de tráfego ferroviário.

Na Figura 17 apresenta-se a distribuição percentual da população nacional afetada pelo ruído ferroviário pelas classes acústicas consideradas, resultando diretamente da combinação dos resultados parciais da linha do Norte e das linhas suburbanas de Lisboa, observáveis nas Figuras 18 e 19.

Através da análise do conjunto de dados obtidos, pode-se concluir que 42% da população que reside na proximidade das linhas ferroviárias, quase 130000 pessoas, está exposta a um ruído ambiente com um Leq diurno > 65 dB(A) e que para cerca de 50% desta população, ou seja 150000 pessoas, o ruído ambiente está compreendido no intervalo $55 < \text{Leq} \leq 65$ dB(A). A nível nacional, estes valores correspondem a, respectivamente, cerca de 1% e 2% da população.

Comparando estes resultados com as estimativas da União Europeia (vide Quadro IV) verifica-se que a exposição da população portuguesa a ruído de tráfego ferroviário se situa abaixo da média europeia, o que pode ser atribuído à

fraca expressividade relativa da rede ferroviária nacional.

3.3.4. Tráfego Aéreo

O Quadro XI e a Figura 20 dão conta da exposição da população portuguesa ao ruído de tráfego aéreo, estimada a partir da análise da situação dos três aeroportos internacionais do Continente.

A análise de resultados patenteia o seguinte: a classe acústica dos 55-60 dB(A) detém uma percentagem de população exposta superior a 70% do total de portugueses afetados pelo tráfego aéreo; 26% da população distribui-se pelas duas classes definidas entre 60 e 70 dB(A) e a classe 70-75 dB(A) apresenta fraca expressividade. Não foi detectada a presença de população exposta a valores de Leq superiores a 75 dB(A).

No conjunto dos três aeroportos, verifica-se que apenas em Lisboa há população exposta a ruído acima de 70 dB(A). É também em Lisboa que a situação de exposição ao ruído de tráfego aéreo assume contornos mais preocupantes, mercê da desfavorável localização do aeroporto.

Os resultados totais permitem concluir que 12% da população afetada pelo ruído de tráfego aéreo, cerca de 35000 pessoas, está exposta a um Leq diurno > 65 dB(A) com uma exposição ao ruído compreendida entre $55 < \text{Leq diurno} < 65$ dB(A) encontram-se cerca de 265000 pessoas. A nível nacional, estes valores correspondem, respectivamente, a cerca de 0,4% e 2,6% da população.

A exposição da população portuguesa a ruído de tráfego aéreo situa-se ligeiramente abaixo da média estimada para a União Europeia (vide Quadro V).

3.3.5 Resultados Totais

O Quadro XII resume os resultados globais obtidos neste trabalho relativamente à exposição ao ruído da população residente em Portugal Continental. A Figura 21 mostra a distribuição percentual da população pelos intervalos de níveis sonoros considerados.

A exposição da população portuguesa ao ruído é semelhante à que se verifica noutros países da União Europeia (Fig. 22).

De qualquer modo, as estimativas efetuadas

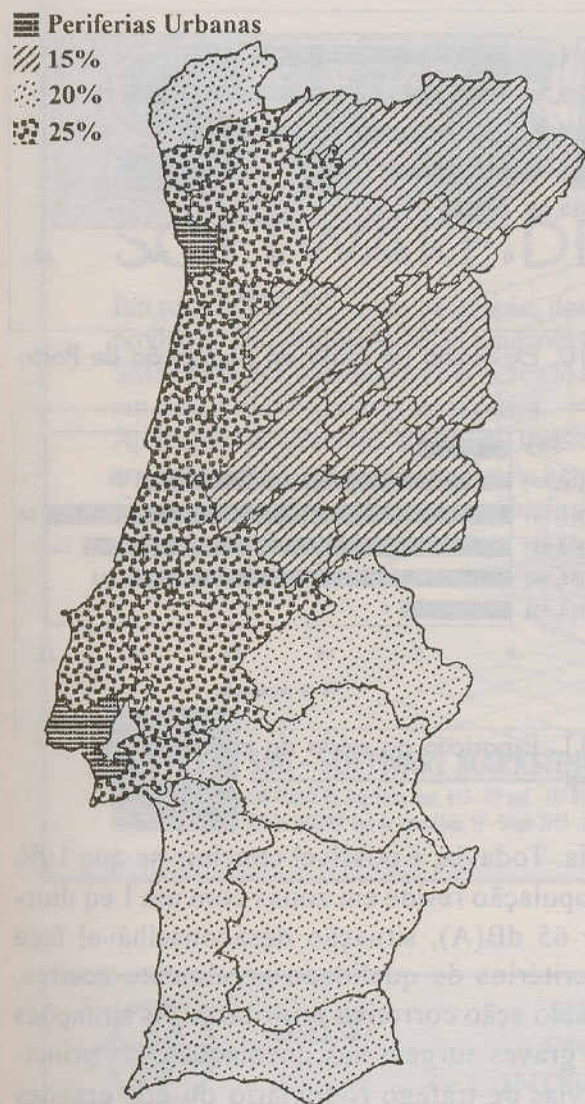


Fig. 5. População rural junto às vias de tráfego rodoviário.

indiciam que 19% da população portuguesa, ou seja 1,8 milhões de habitantes, reside em locais com um Leq diurno superior a 65 dB(A). Trata-se de locais com uma qualidade do ambiente acústico deficiente.

As situações mais graves - valores de Leq diurno > 75 dB(A) - surgem nas zonas rurais nas imediações das principais vias de tráfego rodoviário ou nos grandes centros urbanos e respectivas periferias, particularmente na região de Lisboa, Figuras 23 e 24.

Para finalizar note-se que as conclusões da análise efetuada são consistentes com os resultados da sondagem efetuada em 1989, particu-

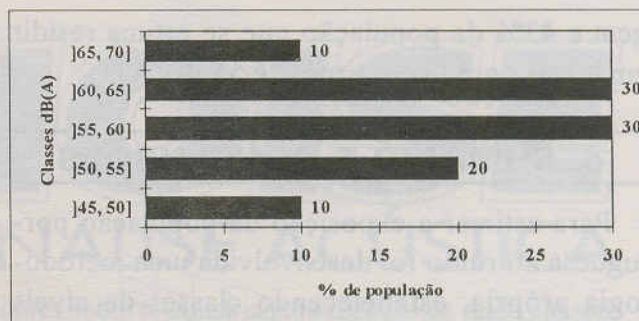


Fig. 6. Exposição ao ruído da população de Mafra

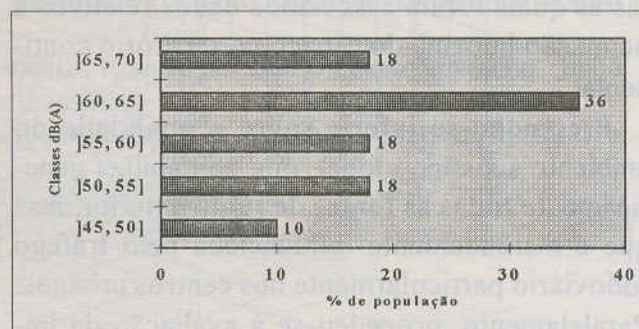


Fig. 7. Exposição ao ruído da população de Portalegre

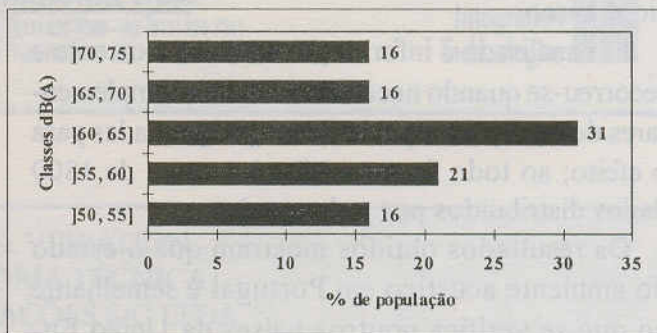


Fig. 8. Exposição ao ruído da população de Faro

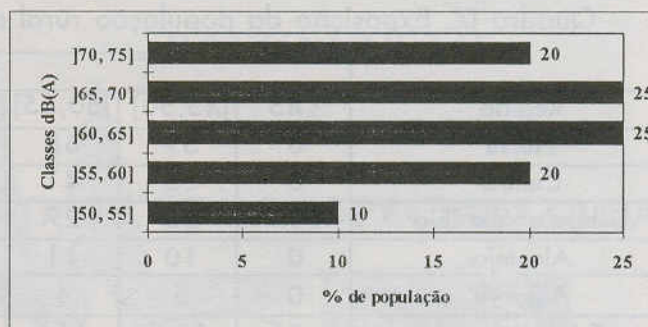


Fig. 9. Exposição ao ruído da população de Coimbra

larmente no que se refere à classificação do local de residência (vide figura 2). É curioso verificar que os dois estudos situam a população que reside num ambiente acústico equilibrado abaixo de 50%: 47% de residentes em locais pouco ou nada ruidosos de acordo com a sonda-

gem e 43% da população que se estima residir em locais com Leq diurno até 55 dB(A).

4. SUMÁRIO E CONCLUSÕES

Para estimar a exposição da população portuguesa ao ruído foi desenvolvida uma metodologia própria, estabelecendo classes de níveis sonoros e tipificando situações acústicas distintas às quais foram associados dados relativos à ocupação humana do espaço no território continental.

Pretendeu-se inferir sobre a qualidade do ambiente acústico global, que contabiliza genericamente todas as fontes de ruído exterior, mas que é marcadamente influenciada pelo tráfego rodoviário particularmente nos centros urbanos. Paralelamente, procedeu-se à avaliação da importância relativa do ruído de tráfego ferroviário e aéreo.

Foi analisada a informação acústica existente e recorreu-se quando necessário a dados complementares de medições especialmente programadas para o efeito; ao todo foram analisados cerca de 1800 dados distribuídos por todo o país.

Os resultados obtidos mostram que o estado do ambiente acústico em Portugal é semelhante ao que se verifica noutros países da União Eu-

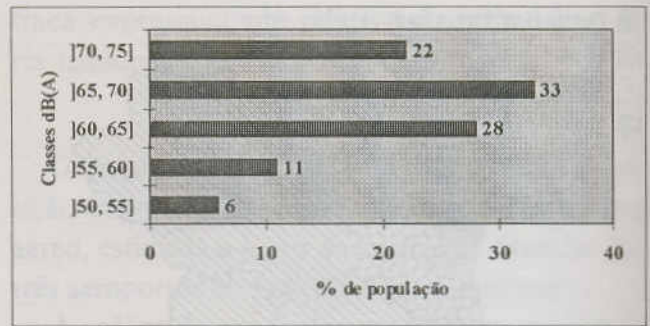


Fig. 10. Exatidão ao ruído da população de Porto

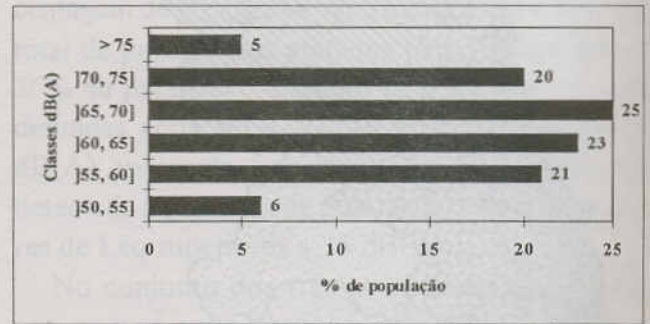


Fig. 11. Exatidão ao ruído da população de Lisboa

ropéia. Todavia, é possível concluir-se que 19% da população reside em zonas com um Leq diurno > 65 dB(A), situação desaconselhável face aos critérios de qualidade geralmente aceites, exigindo ação corretiva prioritária. As situações mais graves surgem nas imediações das principais vias de tráfego rodoviário ou nos grandes

Quadro IX. Exatidão da população rural ao ruído de tráfego rodoviário (x 1000 hab.)

Região	Ruído - Leq dB(A)								Total
	≤45]45,50]]50,55]]55, 60]]60, 65]]65, 70]]70, 75]	>75	
Norte	0	59	68	91	128	68	32	9	455
Centro	0	35	41	54	76	41	19	5	271
Lisboa e Vale Tejo	0	25	29	39	54	29	14	4	194
Alentejo	0	10	11	15	21	11	5	2	75
Algarve	0	5	6	8	12	6	3	1	41
Total nacional	0	134	155	208	291		73	21	1036

Quadro X. Exatidão da população rural ao ruído de tráfego ferroviário (x 1000 hab.)

	Ruído - Leq dB(A)								Total
	≤45]45,50]]50,55]]55, 60]]60, 65]]65, 70]]70, 75]	>75	
Total População Exposta (x 1000)	0	9	18	57	90	96	30	0	300
% População Nacional	0	0	0	1	1	1	0	0	3

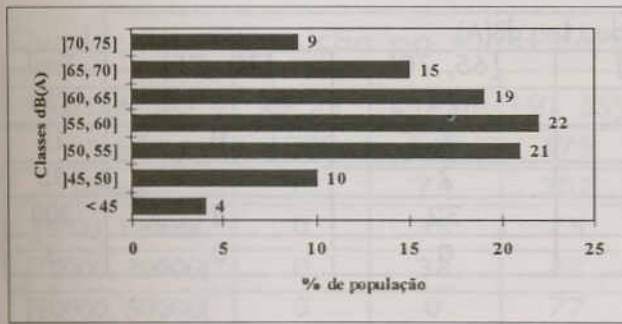


Fig. 12. Exposição ao ruído da população residente na periferia do Porto

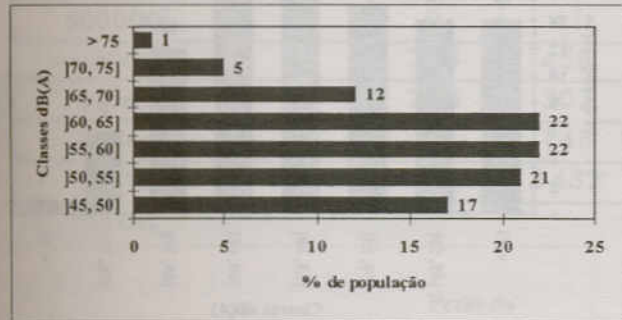


Fig. 13. Exposição ao ruído da população residente na periferia de Lisboa

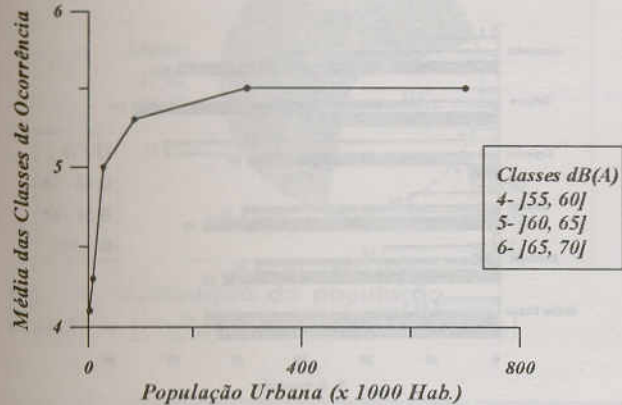


Fig. 14. Evolução da média das classes acústicas com a dimensão dos centros urbanos

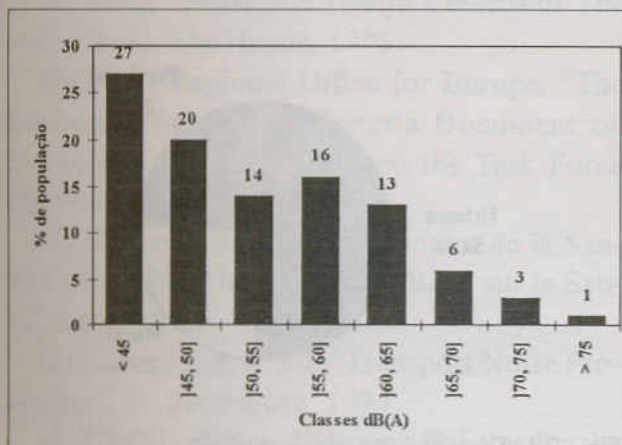


Fig. 15. Exposição ao ruído da população rural

centros urbanos e respectivas periferias, particularmente na região de Lisboa.

A população que reside nas imediações das principais ferrovias e dos aeroportos internacionais encontra-se também exposta a níveis sonoros indesejáveis, embora no contexto nacional estas duas fontes de ruído assumam uma importância muito inferior à do tráfego rodoviário. O tráfego ferroviário é responsável pela exposição de 1% da população portuguesa a níveis de ruído superiores a 65 dB(A), valores de Leq diurno. No conjunto dos 3 aeroportos internacionais do Continente, o Aeroporto de Lisboa é o que coloca maiores problemas de incomodidade a nível local.

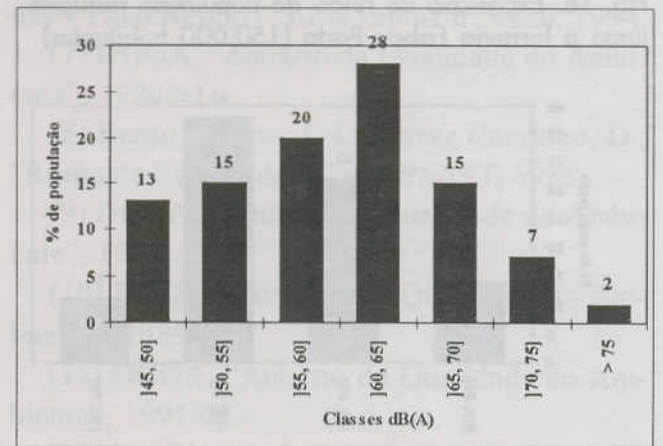


Fig. 16. Exposição ao ruído da população rural afetada por tráfego rodoviário

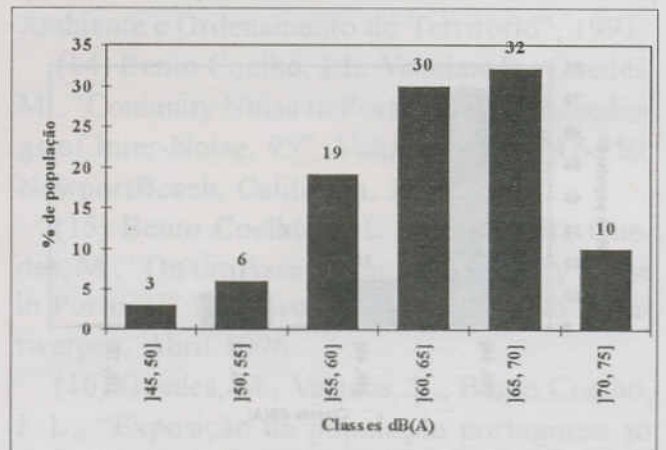


Fig. 17. Exposição ao ruído da população afetada por tráfego ferroviário

Quadro XI

	Ruído - Leq dB(A)				Total
	[55, 60]	[60, 65]	[65, 70]	[70, 75]	
Lisboa	190	33	24	3	250
Porto	8	6	1	0	15
Faro	21	7	7	0	35
Total Popul. exp. (x 1.000)	219	46	32	3	300
% População Nacional	2	1	0	0	3

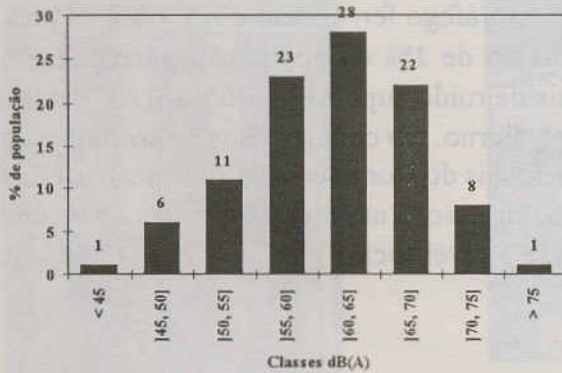


Fig. 18. Exposição ao ruído da população residente junto à ferrovia Lisboa-Porto (150.000 habitantes)

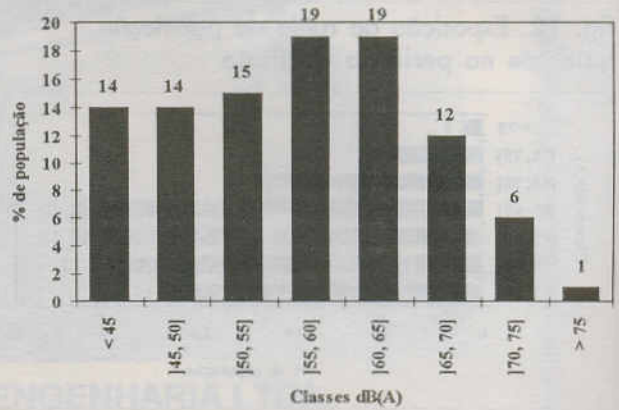


Fig. 21. Exposição ao ruído da população portuguesa

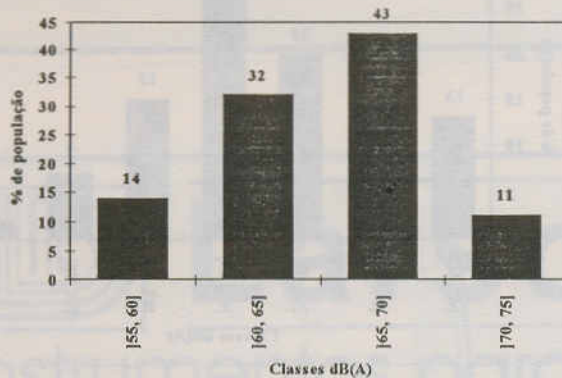


Fig. 19. Exposição ao ruído da população residente junto às ferrovias suburbanas de Lisboa (150000 habit.)

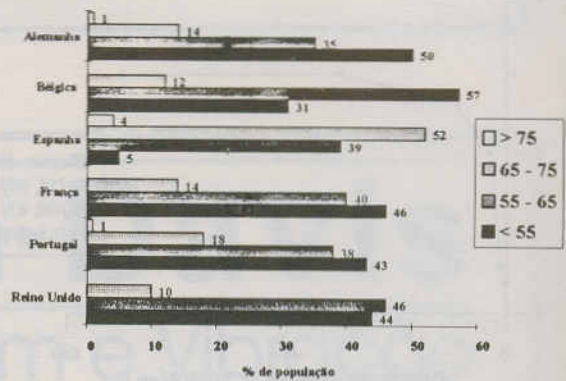


Fig. 22. Exposição ao ruído em países da UE

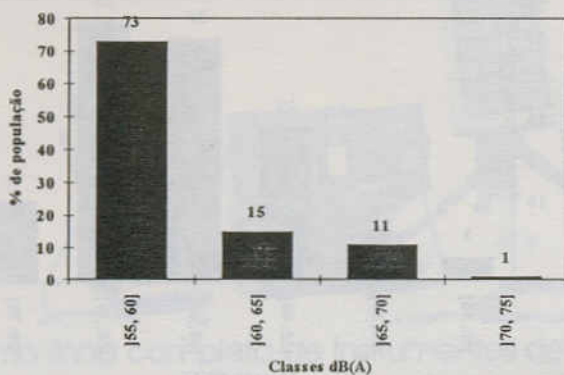


Fig. 20. Exposição ao ruído da população afetada por ruído de tráfego aéreo.

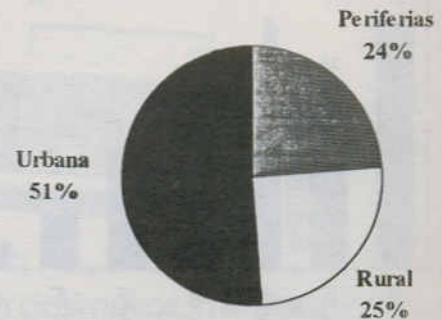


Fig. 23. Distribuição da população exposta a níveis sonoros Leq [65,75] dB(A)

Quadro XII. Exposição ao ruído da população portuguesa (x 1000 habitantes)

POPULAÇÃO	<= 45	[45, 50]	[50, 55]	[55, 60]	[60, 65]	[65, 70]	[70, 75]	> 75
Rural	1292	969	675	791	656	284	130	24
Urbana	0	76	307	511	708	523	335	34
[5000, 10000[0	38	75	112	112	38	0	0
[10000, 20000[0	38	68	68	137	68	0	0
[20000, 50000[0	0	77	101	148	77	77	0
[50000, 100000[0	0	27	54	68	68	54	0
100000,	0	0	19	34	87	103	68	0
500000[0	0	41	142	156	169	136	34
>= 500000	28	314	450	471	450	278	135	14
Periferia	0	244	302	316	316	172	72	14
Lisboa	28	70	148	155	134	106	63	0
Porto	1320	1359	1432	1773	1814	1085	600	72

TOTAL

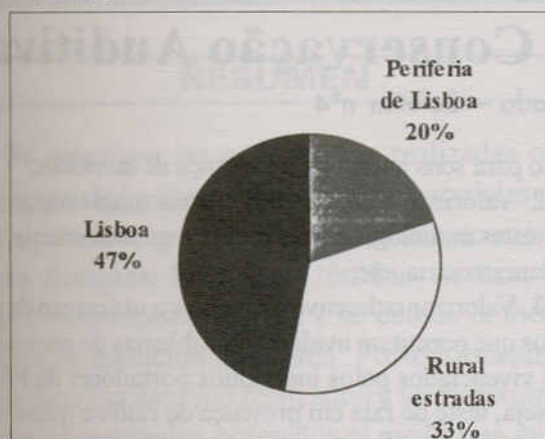


Fig. 24. Distribuição da população exposta a níveis sonoros $Leq > 75$ dB(A)

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

(1) TNO, "Noise and Health Council of The Netherlands, The Hague, 1993.

(2) WHO Regional Office for Europe, "The Environmental Health Criteria Document on Community Noise - Report on the Task Force Meeting", Copenhagen, 1993.

(3) Ministère des Affaires Sociales de la Santé et de la Ville, "les Effects du Bruit sur la Santé", Paris, 1995.

(4) Kovinskaya, S. Ed. "Transport Noise Proceedings", St. Petersburg, 1994.

(5) OECD, "Noise Abatement Policies for the 1990s". ENV (90), 10. Paris 1990.

(6) INRETS, "Study Related to the Preparation of a Communication on Future EC Noise Policy - Final Report", LEN report nº 9420, 1994.

(7) DGQA, "Anuário da Qualidade do Ambiente", 1990/91.

(8) Bento Coelho, J. L. Ferraz Carvalho, D., "Ruído de Comunidade", CAPS/IST, 1988.

(9) DGQA, "Anuário da Qualidade do Ambiente", 1988.

(10) DGQA, "Anuário da Qualidade do Ambiente", 1989/90.

(11) DGQA, "Anuário da Qualidade do Ambiente", 1991/92.

(12) MARN, "Relatório de Estado do Ambiente", 1994.

(13) MPAT/MARN. "Relatório de Estado do Ambiente e Ordenamento do Território", 1993.

(14) Bento Coelho, J.L. Valadas, B., Guedes, M., "Comunity Noise in Portugal" in Proceedings of Inter-Noise, 95", Volume II, pp 747-750, NewportBeach, California, July 1995.

(15) Bento Coelho, J. L., Valadas, B., Guedes, M., "On the Assessment of Comunity Noise in Portugal" in "Forum Acusticum 1996", Antwerpen, Abril 1996.

(16) Guedes, M., Valadas, B., Bento Coelho, J. L., "Exposição da população portuguesa ao ruído em Ambiente urbano" in "5ª Conferência Nacional sobre a Qualidade do Ambiente", Vo-

lume I, pp 651-659, Aveiro, Abril 1996.

(17) Valadas, B., Guedes, M., Bento Coelho, J. L., "Exposição da população portuguesa ao ruído", Direção Geral do Ambiente, Junho 1995.

(18) Valadas, B., Guedes, M., Bento Coelho, J. L., "Qualidade de Ambiente Acústico em Portugal - Ruído de Transportes" in "5ª Conferência Nacional sobre a Qualidade do Ambiente", Volume I, pp 739-747, Aveiro, Abril 1996.

(19) Bento Coelho, J. L., "Rede de Monitorização de Ruído de Tráfego Aéreo, Aeroporto de Lisboa". Relatório Final, Maio, 1991.

(20) JAE, "Tráfego 1990 - Rede Nacional do Continente".

(21) Ministério das Obras Públicas Transpor-

tes e Comunicações, "O Setor dos Transportes em Portugal (Continente)", Gabinete de Estudos e Planeamento, Lisboa, Julho, 1990.

(22) ANA-EP, "Estatística de Tráfego Aéreo", 1994.

(23) INE, "Resultados Provisórios do Censos 1991".

(24) Guedes, M., Coimbra C., J. L. Bento, "Exposição da população portuguesa a ruído de tráfego ferroviário" Direção Geral do Ambiente, Maio 1996.

(25) Guedes, M., Coimbra C., Bento Coelho, J. L., "Exposição da população portuguesa a ruído de tráfego aéreo" Direção Geral do Ambiente, Maio 1996.

Comitê Nacional de Ruído e Conservação Auditiva

Órgão Interdisciplinar Integrado - Boletim nº4

"Recomendações para a avaliação dos prejuízos ocasionados pela Perda Auditiva Induzida pelo Ruído"

A. Considerando que a PAIR pode acarretar ao indivíduo alterações importantes, as quais interferem na sua qualidade de vida, já definidas no Boletim nº1 deste Comitê e doravante denominadas prejuízos;

B. Considerando que o audiograma vem sendo frequente e indevidamente utilizado pela comunidade como único instrumento para avaliação dos prejuízos ocasionados pela exposição a níveis de pressão sonora elevados;

C. Considerando que o audiograma, por si só, não é indicativo dos prejuízos ocasionados pela exposição a níveis de pressão sonora elevados;

D. Considerando que a perda auditiva, por si só, não é indicativa de inaptidão para o trabalho e que percentagens ou graus de perda auditiva não refletem os prejuízos ocasionados pela exposição a níveis de pressão sonora elevados;

O Comitê Nacional de Ruído e Conservação Auditiva, órgão interdisciplinar composto por membros indicados de Associação Nacional de Medicina do Trabalho (ANAMT) e pelas Sociedade Brasileiras de Acústica (SOBRAC), Fonoaudiologia (SBFa), Otologia (SBO) e Otorrinolarintologia (SBORL) discutiu e elaborou as seguintes recomendações referentes a avaliação dos prejuízos ocasionados pela PAIR:

I. Valorizar na história clínica do indivíduo: a idade, a queixa de perda auditiva, a dificuldade de compreender a fala em ambientes acusticamente desfavoráveis, o descon-

forto para sons intensos e a presença de zumbidos;

2. Valorizar, além da audiometria tonal liminar, outros testes audiológicos tais como, logoaudiometria, impedanciometria, etc;

3. Valorizar o desenvolvimento e a utilização de métodos que permitam avaliar os problemas de comunicação vivenciados pelos indivíduos portadores de PAIR, ou seja, teste de fala em presença de ruído e questionários de auto-avaliação, que possam fornecer informações sobre as implicações psicossociais da PAIR, do ponto de vista de seu portador.

Estas recomendações podem ser revistas de acordo com os avanços técnico-científicos.

Recife, 01/11/96

Comitê Nacional de Ruído e Conservação Auditiva
ANAMT - Dr. Osny de Melo Martins (PR) e Dr. Renor Beltrami (RS)

SOBRAC - Fga. Mestre Ana Cláudia Fiorini (SP)

SBFa - Fga. Dra. Iêda Chaves Pacheco Russo (SP) e Fga. Mestre Thelma Regina Costa (SP)

SBO - Dr. Alberto Alencar Nudelmann (RS) e Dr. Raul Nielsen Ibañez (RS)

SBORL - Dr. Everardo Andrade da Costa (SP) e Dr. José Seligman (RS) coordenador

Endereço para correspondência: Av. Venâncio Aires 1191, cj 12 - Bairro Santana - Porto Alegre/RS - CEP 90040-193 - Fone/Fax (051) 331 0371

Enviado por José Seligman, Coordenador do C.N.R.C.A.

COMENTARIOS SOBRE LA DETERMINACIÓN DE LA RIGIDEZ DINÁMICA DE MATERIALES PARA USO EN PISOS FLOTANTES

H. G. Giuliano (1) - A. M. Méndez (2)

(1) Becario de Perfeccionamiento LAL-CIC.

(2) Investigador Independiente LAL-CIC.

Laboratorio de Acústica y Luminotecnia de la Comisión de Investigaciones Científicas de la Pcia. de Buenos Aires.

Camino Centenario entre 505 y 508, (1897) Manuel B. Gonnet, Pcia. de Buenos Aires, República Argentina. Tel. / Fax.: 52-21-71-2721.

E-mail: ACUSTICA@ISIS.UNLP.EDU.AR

RESUMEN

Se describen las experiencias realizadas en la medición de la rigidez dinámica de materiales para ser usados como capa elástica, en la ejecución de pisos flotantes. En primer término, se hace una breve introducción teórica y se detalla la metodología de medición empleada. Posteriormente, se describen los ensayos realizados y se muestran los distintos resultados obtenidos al medir una misma muestra con diferentes tipos de montaje. Finalmente, se hace un análisis de los errores de medición, y se extraen algunas conclusiones con respecto a cual es el montaje más apropiado para la determinación de la rigidez dinámica de materiales de celdas abiertas y de celdas cerradas.

RESUMO

Se descrevem as experiências realizadas na medição da rigidez dinâmica da materiais para ser usados como capa elástica, na execução de piso flutuante. Em primeiro termo, se faz uma breve introdução teórica e detalhes da metodologia da medição empregada. Posteriormente se descrevem os ensaios realizados e se mostram os diferentes resultados obtidos ao medir uma mesma amostra com diferentes tipos de monta-

gem. Finalmente se realiza um análise dos erros da medição e a extração de algumas conclusões com respeito a qual é a montagem mais apropriada para a determinação da rigidez dinâmica dos materias de células abertas e células fechadas.

INTRODUCCIÓN

El aislamiento acústico a los ruidos de impacto que se obtiene con un piso flotante, depende, entre otros factores, de la rigidez dinámica del material utilizado como capa elástica. Una expresión aproximada de la mejora en el aislamiento acústico, válida solamente en algunas condiciones, es [1]:

$$\Delta N = 20 \log \left[1 + \left(\frac{f}{f_0} \right)^2 \right] \quad (1)$$

donde f_0 es la frecuencia fundamental de resonancia del sistema, dada por la siguiente expresión [1]:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{s'}{m'}} \quad (2)$$

donde:

s' : rigidez dinámica por unidad de superficie del material elástico;

m' : masa por unidad de superficie de la losa flotante.

Cabe recordar que la rigidez dinámica es igual al Módulo de Young dinámico dividido por el espesor del material y siendo este último una cantidad compleja factible de expresarse como:

$$E = E'(1 + j\eta) \quad (3)$$

resulta:

$$s' = E'/d \quad (4)$$

donde d es el espesor de la capa elástica.

El factor de pérdidas (η) es un parámetro importante, ya que es el que determina la disminución del aislamiento en las cercanías de la frecuencia de resonancia [1]. El mismo puede determinarse a partir del ancho de banda de 3 dB de la curva de resonancia, a través de:

$$\eta = 1/Q = \Delta f_{3dB}/f_0 \quad (5)$$

De las expresiones (1) y (2) se infiere que es importante conocer el valor de s' para poder realizar un adecuado proyecto de aislamiento. Este parámetro es además necesario para clasificar los distintos materiales fabricados, con el fin de ser empleados en la construcción de pisos flotantes.

La metodología de medición, para materiales con irregularidades superficiales menores que 3 mm, está descrita en las normas ISO 9052-1/87 [2] y DIN 52214/84 [3] y consiste, básicamente, en encontrar la frecuencia de resonancia de una muestra de material elástico de 200 x 200 mm cargada por una masa de la misma medida, de acero, con una rugosidad superficial que no exceda de 0,5 mm y con un peso tal que resulte la carga total (masa más elementos de medida) de 8,0 + 0,5 kg (figura 1). Debido al tamaño reducido de la muestra, el valor que se obtiene de s' , de la expresión (6), es una rigidez dinámica aparente ($s't$). Esta rigidez será la s' del material dependiendo de la resistencia al flujo longitudinal (r) del mismo, tal que:



Fig. 1: esquema básico de montaje para la medición de s' .

Si $r > 100$ kPa s/m

el aire queda encerrado en la muestra y por lo tanto interviene en el s' medido:

$$s' = s'_t \quad (6)$$

Si 100 kPa s/m $> r > 10$ kPa s/m

el aire no queda encerrado en la muestra y por lo tanto no interviene en el s' medido, pero sí deberá tenerse en cuenta en el piso de tamaño natural:

$$s' = s'_t + s'_a \quad (7)$$

donde la rigidez dinámica del aire (s'_a) puede calcularse con la siguiente expresión:

$$s'_a = \frac{P_0}{d\varepsilon} \quad (8)$$

donde:

P_0 : presión atmosférica

d : espesor del material elástico bajo carga

ε : porosidad del material elástico

Si $r < 10$ kPa s/m

el aire no queda encerrado en la muestra y por lo tanto no interviene en el s' medido. Si el valor calculado de s'_a es despreciable frente al medido, entonces:

$$s' = s'_t \quad (9)$$

de lo contrario no pueden darse resultados exactos.

En cuanto al montaje de las muestras, éste difiere según se trate de materiales de celdas abiertas o cerradas. Para materiales de celdas cerradas, tanto ISO como DIN recomiendan el montaje que se esquematiza en la figura 2. Este consiste en colocar sobre la muestra una lámina plástica de aproximadamente 0,02 mm de espesor, sobre la que se hace un mortero de yeso. Con el yeso aún plástico se coloca la placa metálica. Finalmente se sellan los bordes inferiores de la muestra con vaselina.

Para materiales de celdas abiertas, en cambio, ISO recomienda montar la muestra directamente, como se esquematiza en la figura 1. DIN, por su parte, aconseja un montaje en el que se coloca el mortero de yeso solamente, sin el nylon ni la vaselina.

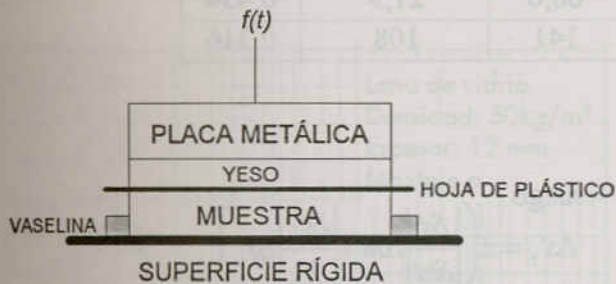


Fig. 2: esquema de montaje para materiales de celdas cerradas

ENSAYOS REALIZADOS

Con el fin de comprobar la influencia de distintos montajes de la muestra en el valor medido de s' , se realizaron distintas mediciones sobre las siguientes muestras:

- 1) poliestireno expandido elastizado al 50%, de 16 mm de espesor y 13 kg/m^3 de densidad;
- 2) lana de vidrio, de 12 mm de espesor y 50 kg/m^3 de densidad;
- 3) velo de vidrio, de 2,3 mm de espesor y 200 gr/m^2 de densidad superficial.

Los montajes ensayados fueron, para la muestras 1 y 2:

- a) muestra sólo;
- b) muestra con yeso;
- c) muestra con yeso y vaselina;
- d) muestra con hoja de plástico y yeso;
- e) muestra con hoja de plástico, yeso y vaselina.

y para la muestra 3:

- a) muestra sola;
- b) muestra totalmente sellada con vaselina.

El sistema de medición empleado se detalla en el anexo 2.

En la tabla 1 se muestran los valores obtenidos para los distintos montajes ya señalados, donde:

- f_0 : frecuencia fundamental de resonancia;
- f_1 : frecuencia inferior de 3 dB;
- f_2 : frecuencia superior de 3 dB;
- s'_i : rigidez dinámica aparente (por unidad de superficie);
- η : factor de pérdidas.

En el anexo 1 se pueden ver las curvas de respuesta en frecuencia de cada uno de ellos (velocidad del movimiento en función de la frecuencia de excitación, a fuerza constante). La fuerza de excitación fue de 0,2 N.

ERRORES DE MEDIDA

Como en la mayoría de las mediciones, podemos diferenciar los errores presentes en el sistema, en sistemáticos y fortuitos. Las fuentes de errores sistemáticos son:

- a) Resonancias del soporte del vibrador: se construyó la estructura de forma tal que su frecuencia fundamental quede fuera del rango de interés.
- b) Resonancia del vibrador: como se mantuvo la fuerza constante, manteniendo constante la cor-

Tabla 1: valores obtenidos con el poliestireno expandido elastizado.

Montaje	f_0 [Hz]	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]	s'_t [MN/m ³]	η
a	70,2	66,1	75,1	38,9	0,128
b	65,4	62,9	68,4	33,7	0,084
c	73,0	68,0	79,0	42,0	0,151
d	64,9	61,3	69,9	33,2	0,132
e	68,6	63,4	75,7	37,1	0,179

Tabla 2: valores obtenidos con la lana de vidrio

Montaje	f_0 [Hz]	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]	s'_t [MN/m ³]	η
a	39,1	36,5	44,1	12,1	0,112
b	36,8	34,3	40,5	10,7	0,166
c	45,1	38,5	63,1	16,0	0,545
d	38,7	35,7	43,2	11,8	0,194
e	55,9	44,3	67,8	24,7	0,420

Tabla 3: valores obtenidos con el velo de vidrio

Montaje	f_0 [Hz]	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]	s'_t [MN/m ³]	η
a	52,7	45,1	68,0	21,9	0,434
e	117	104	141	108	0,316

riente de excitación (no se utilizó un transductor de fuerza en el lazo de realimentación), la frecuencia de resonancia debe estar fuera del rango de interés.

c) Apoyo no uniforme de la carga y de la muestra: este es el error que se pretendió evaluar al realizar mediciones con distintos montajes de la muestra.

d) Distintas condiciones atmosféricas: como los valores medidos dependen de las mismas, se debe dejar constancia de los valores de ellas en el momento de la medición (temperatura, humedad relativa y presión atmosférica).

Para ver cuáles son los errores fortuitos presentes y evaluar cuál es su importancia, debemos analizar la expresión de s'_t :

$$s'_t = 4\pi^2 m' f_0^2 \quad (9)$$

luego

$$\Delta s'_t = \pm \left(\left| \frac{\delta s'_t}{\delta m'} \right| \Delta m' + \left| \frac{\delta s'_t}{\delta f_0} \right| \Delta f_0 \right) \quad (10)$$

$$\frac{\Delta s'_t}{s'_t} = e_{s'_t} = \pm (e_{m'} + 2e_{f_0}) \quad (11)$$

El error en la medición de la masa por unidad de superficie ($e_{m'}$) puede reducirse sin demasiadas complicaciones, utilizando una buena balanza y un calibre. El error en la medición de la frecuencia (e_{f_0}) no es tan simple de controlar, ya que no basta con emplear un buen frecuencímetro, sino que hay que emplear un voltímetro con una resolución adecuada para la determinación de la condición de resonancia (un método de desintonía puede acarrear más errores debido a la asimetría de las curvas de respuesta).

CONCLUSIONES

Del análisis de las curvas de respuesta en frecuencia, obtenidas para cada montaje ensayado (ver

anexo 2), se desprende que:

1) Para materiales de celdas cerradas, el montaje más adecuado de la muestra es el «e» (con hoja de plástico, yeso y vaselina), ya que la curva resultante es la que más se acerca a la eperada (la de un sistema de segundo grado).

2) Para materiales de celdas abiertas, no se observa una marcada diferencia entre los montajes «b» (con yeso) y «d» (con hoja de plástico y yeso), que serían los más adecuados para estos casos; no debiendo emplearse, de ninguna manera, los montajes «c» y «e» (ambos con vaselina) que distorsionan considerablemente la respuesta del sistema.

REFERENCIAS

[1] Leo I. Beranek, «*Noise and Vibration Control*», INCE, 1988.

[2] ISO/DIS 9 052-1/87, *Acoustics - «Determination of Dynamic Stiffness» Part 1: «Materials used under floating floors in dwellings»*.

[3] DIN 52 214/84, «*Bestimmung der dynamischen Steifigkeit von Dammschichten für schwimmende Estriche*».

ANEXO 1

CURVAS DE RESPUESTA EN FRECUENCIA

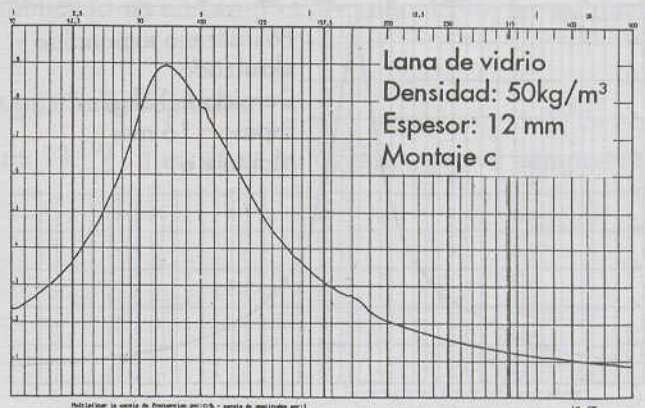
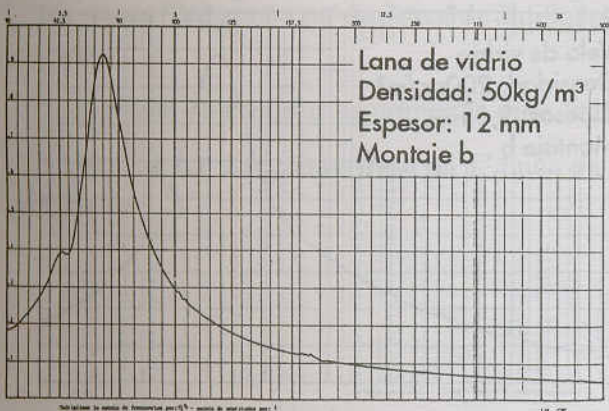
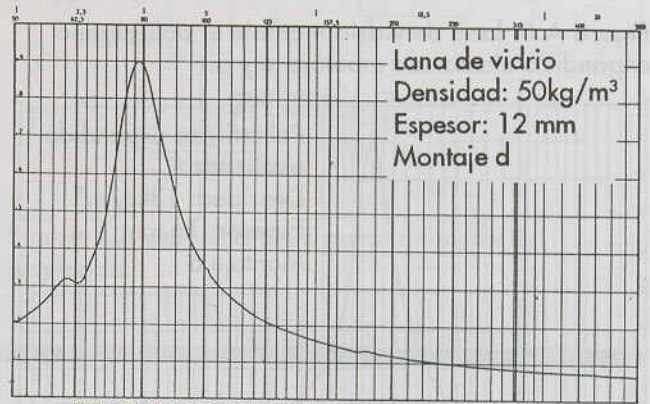
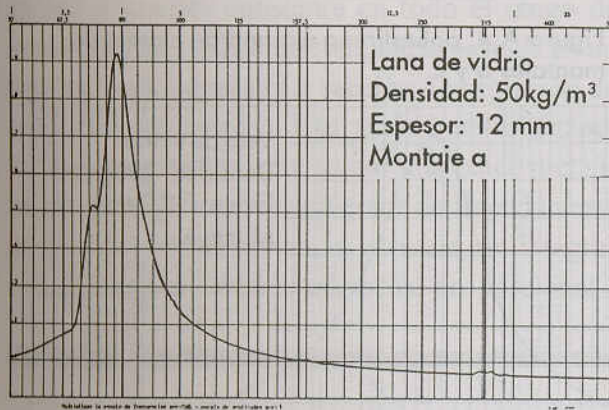


Figura A.1: lana de vidrio, montajes a y b.

Figura A.2: lana de vidrio, montajes c y d.

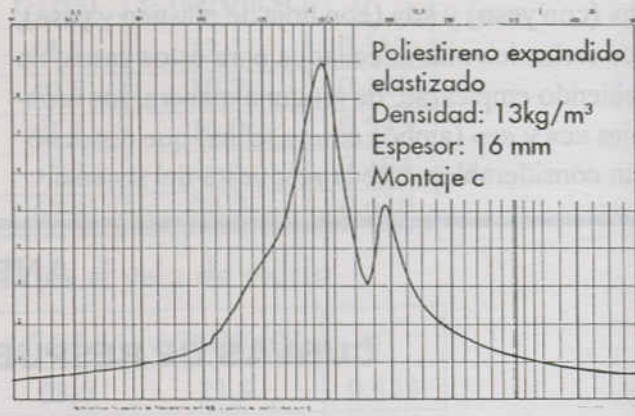
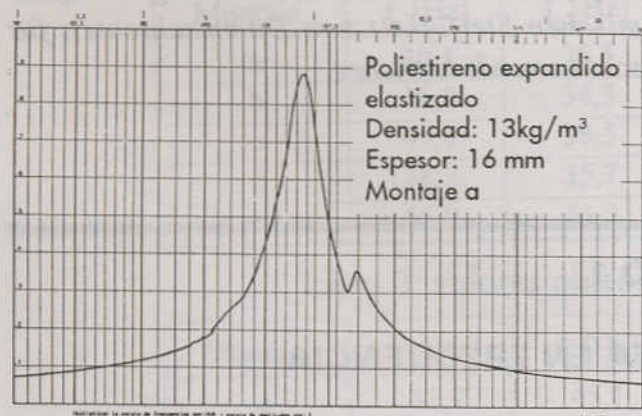
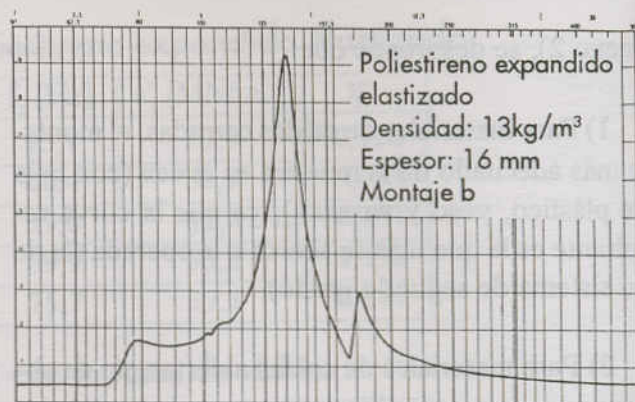
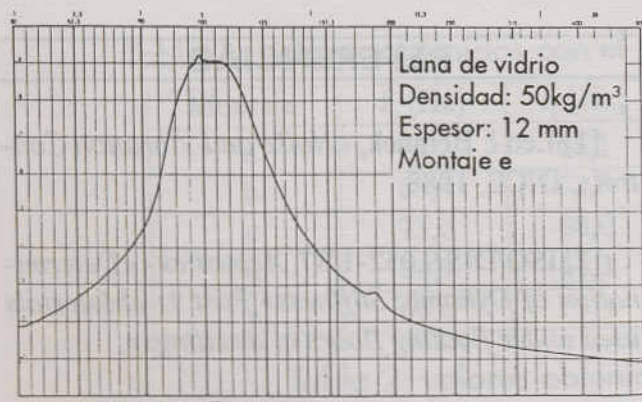


Figura A.3: lana de vidrio montaje e, poliestireno expandido elastizado montaje e y a.

Figura A.4: poliestireno expandido elastizado, montajes b y c.

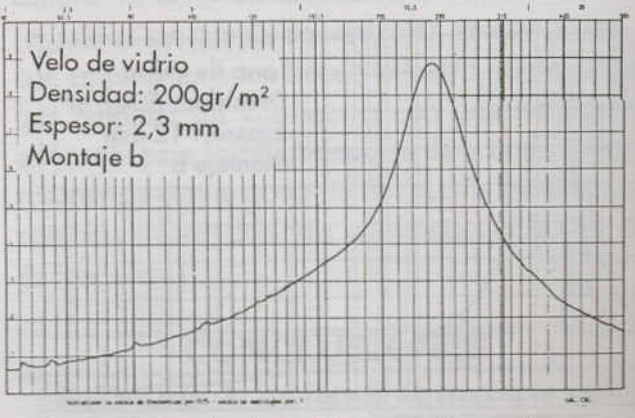
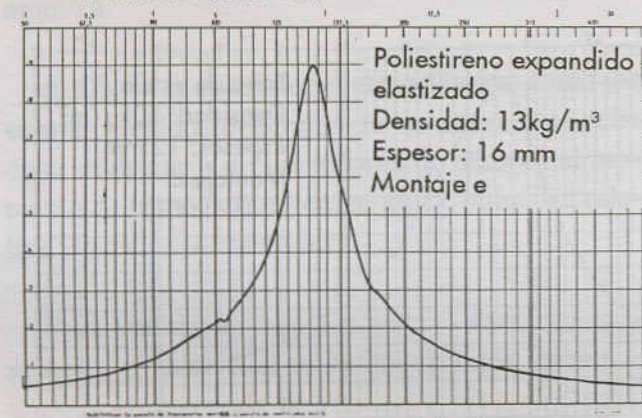
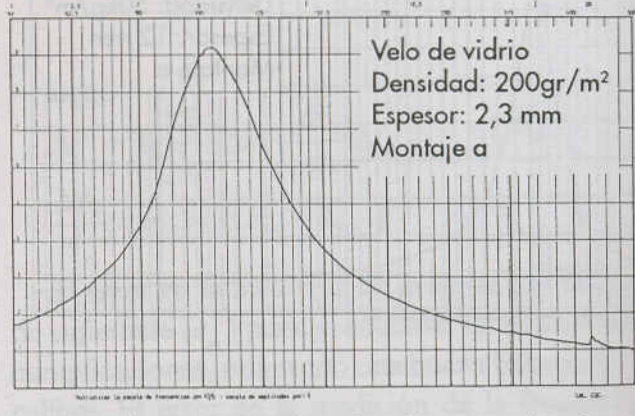
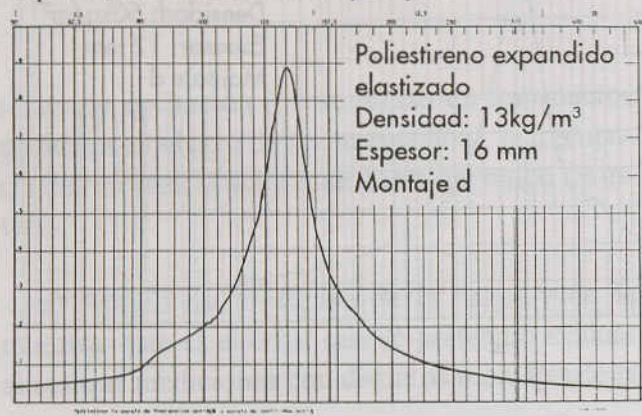


Figura A.5: poliestireno expandido elastizado, montajes d y e.

Figura A.6: velo de vidrio, montajes a y b.

ANEXO 2

SISTEMA DE MEDICIÓN EMPLEADO

En la figura A2 se muestra un esquema de la totalidad del sistema utilizado para la determinación de la rigidez dinámica. El mismo consta de una sección de excitación y de una sección de captación de señal. La sección de excitación está conformada por un oscilador sinusoidal, de frecuencia variable, acoplado mecánicamente a un registrador de papel, que permite realizar un barrido automático en frecuencia; la salida de éste va conectada a través de un amperímetro de corriente alterna a un mini-vibrador electrodinámico acoplado rigidamente a la placa metálica que carga a la muestra; la corriente de salida es sensada por medio de una resistencia derivadora de 27Ω y enviada a la entrada de compresión del oscilador, de forma tal de mantener la corriente, y por ende la fuerza de excitación, aproximadamente constante en todo el rango de frecuencias de interés. La frecuencia es leída en un frecuencímetro digital. La sección de captación de señal está conformada por un acelerómetro piezoeléctrico, magnéticamente sujeto a la placa metálica; un preamplificador conversor de impedancias; un amplificador de ganancia variable; un integrador, de forma de obtener una señal proporcional a

la velocidad del desplazamiento; un osciloscopio y un registrador X-Y.

Las dimensiones de la placa metálica, utilizada como carga, son de $206 \times 206 \times 25$ mm y el peso es de 8,37 kg. El acelerómetro y su soporte agregan un peso extra de 0,112 kg con lo que resulta una carga total de 200 kg/m^2

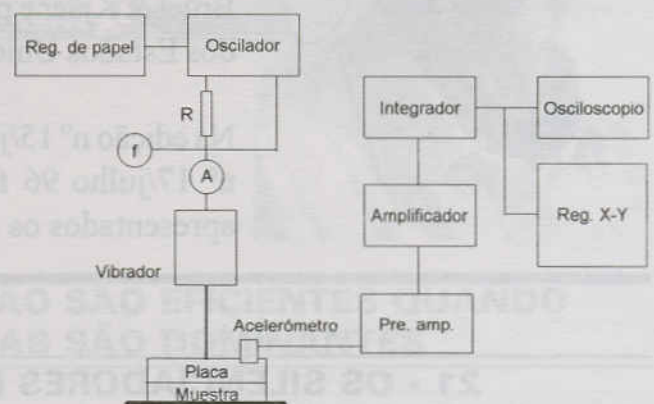


Figura A2: esquema del sistema de medición empleado.

Errata

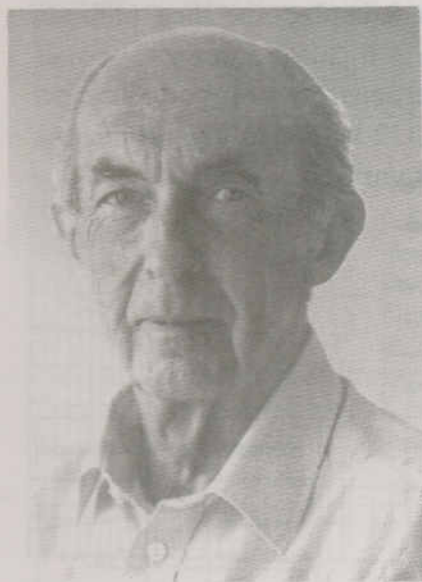
No artigo “Progresso na Acústica de Edificação” publicado na edição nº 17 – julho 1996, temos duas correções:

- a. na página 18 cancelar as primeiras duas linhas as quais são repetidas.
- b. Acrescentar a seguinte frase na 1ª linha da página 13: “(...) acústica holográfica provê campos de pressão, de (...)”.

DICAS PARA CONTROLE DE RUÍDO

Parte III

STIG INGEMANSSON



RESUMO

Professor Stig Ingemansson é consultor e professor da Universidade de Tecnologia Chalmers em Gotemburgo, Suécia. Os materiais publicados nestes artigos foram extraídos do seu livro "Controle de Ruídos: princípios e práticas", publicado pelo Sindicato Sueco dos Trabalhadores. O livro foi traduzido em inglês e publicado por Brüel & Kjaer e pelo Departamento dos Trabalhadores do Governo dos Estados Unidos.

Na edição nº 15/julho 95, na edição nº 16/dezembro 95 e na edição nº 17/julho 96 foram apresentados os casos 1 a 20. Aqui são apresentados os casos 21 a 28.

21 - OS SILENCIADORES REATIVOS SÃO EFICIENTES NUMA BANDA ESTREITA DE FREQUÊNCIAS

Ligando um certo número de silenciadores de tamanhos diferentes pode cobrir-se numa banda larga de frequência (figura 21). Utilizam-se, por vezes, no interior dos silenciadores, tubos perfurados para melhorar o escoamento dos gases e aumentar a absorção sonora.

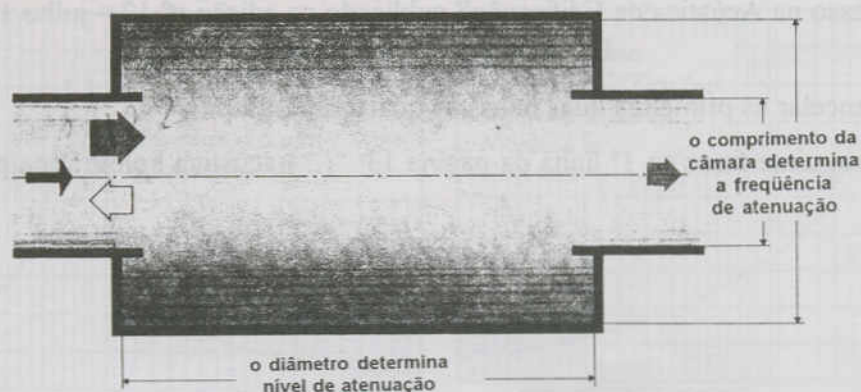


Fig. 21

Exemplo

Os silenciadores com material absorvente “resistivo” são para banda larga de altas frequências. Mas muitas vezes temos fontes de baixa frequência, onde o material absorvente, além de não ser eficiente, ainda pode ser obstruído pelos resíduos de combustão, o que o tornaria menos eficiente com o tempo. O acúmulo de material combustível representa igualmente um risco de incêndio.

Solução

Podemos utilizar-se um silenciador reativo com várias câmaras de expansão (figura 21a). O exemplo apresentado é um silenciador para motor de pistões de grandes dimensões. É robusto e menos sensível às sujeiras.

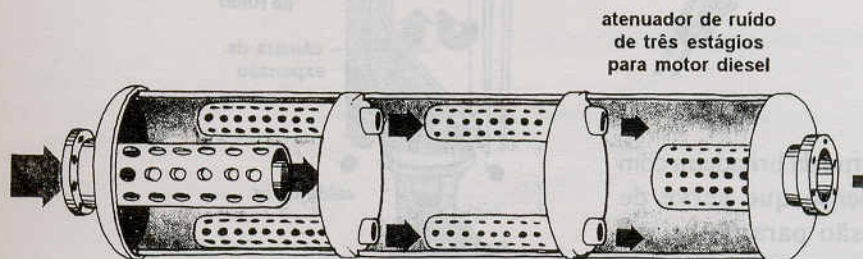


Fig. 21a

22 - AS CÂMARAS DE EXPANSÃO SÃO EFICIENTES QUANDO AS BAIXAS FREQUÊNCIAS SÃO DOMINANTES

O aumento de seção de um duto, isto é, uma câmara de expansão, atenua ruído de baixa frequência. Isto é muito eficaz nos escapes dos motores ou à saída dos compressores.

Quanto maior a atenuação necessária, maior deve ser a área transversal da câmara (figura 22a).

Exemplo

O escape de uma britadeira pneumática produz simultaneamente ruído de baixa e de alta frequência. O ruído de baixa frequência provém dos pulsos repetidos e o ruído de alta frequência provém do jato de gás de escape (figura 22b).

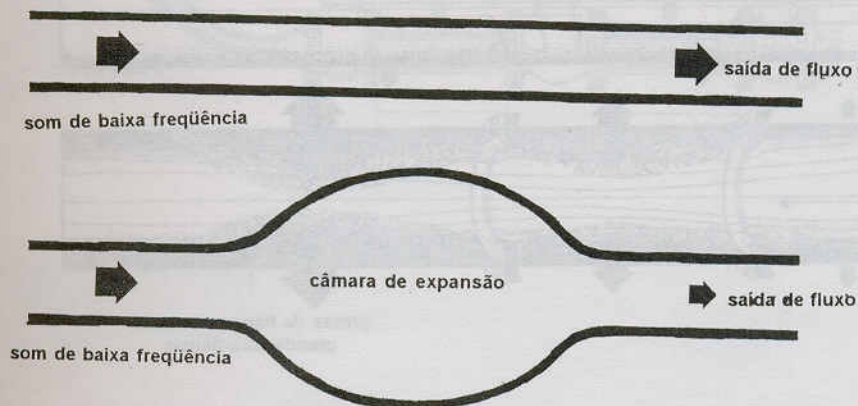
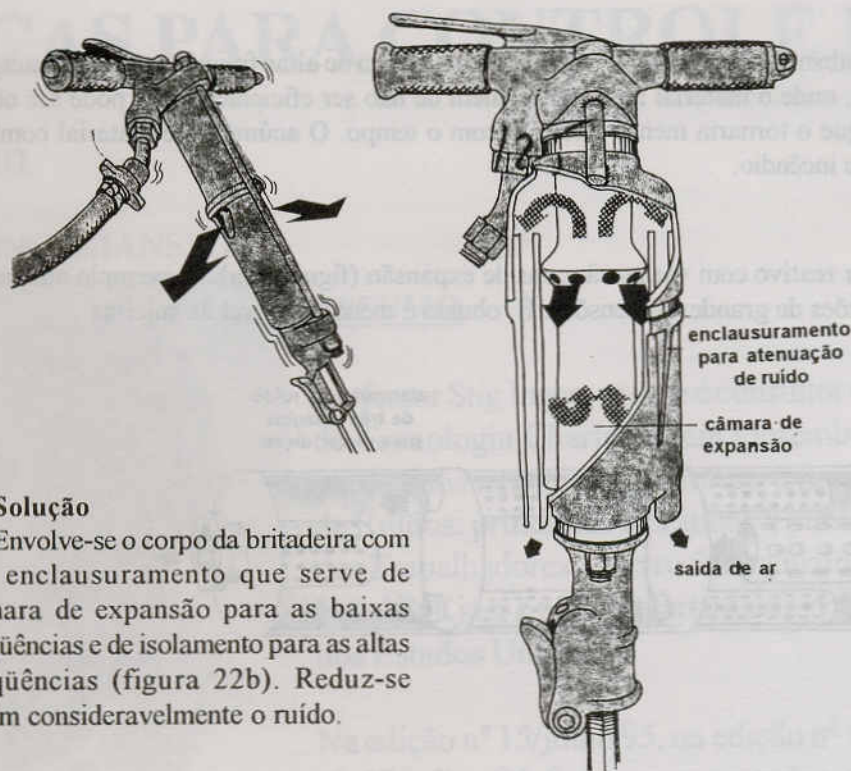


Fig. 22a



Solução

Envolve-se o corpo da britadeira com um enclausuramento que serve de câmara de expansão para as baixas freqüências e de isolamento para as altas freqüências (figura 22b). Reduz-se assim consideravelmente o ruído.

Fig. 22b

23 - AS TUBULAÇÕES E DUTOS COM OBSTÁCULOS PROVOCAM MAIS RUÍDO AERODINÂMICO

Os movimentos de ar ao longo das tubulações e dutos originam turbulências e ruído nas paredes (figura 23). Se, por exemplo, o ar muda de direção por causa de um obstáculo ou de uma curva pronunciada, provocam-se fortes turbulências e níveis elevados de ruído que aumentam com a velocidade. Se os obstáculos estão próximos, o movimento de ar não tem tempo de se estabilizar e a turbulência agrava-se no obstáculo seguinte.

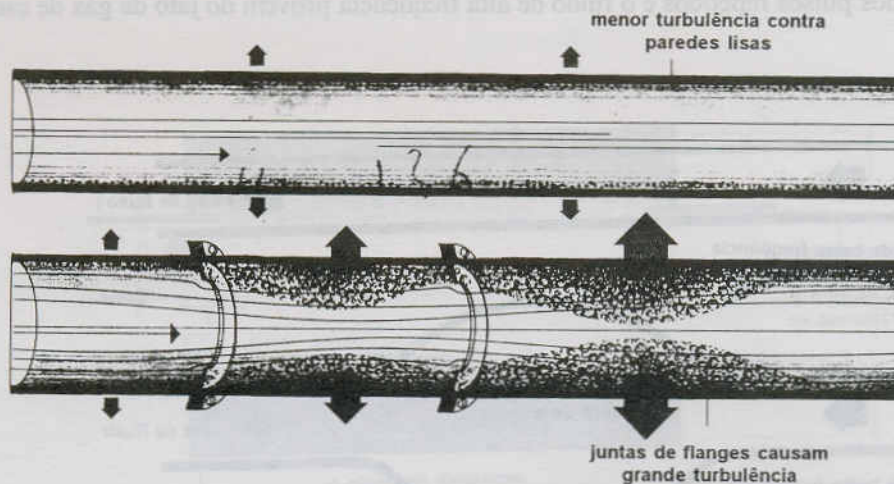


Fig. 23

Exemplo

Três válvulas numa derivação de um circuito de vapor geram um ruído insuportável. A derivação apresenta cotovelos e as válvulas estão próximas umas das outras, o que provoca um ruído aerodinâmico (figura 23a).

Solução

As curvas podem ser suavizadas para evitar a formação de uma turbulência muito forte e as válvulas afastadas umas das outras (figura 23b). Assim, as turbulências criadas no interior por uma válvula podem ser amenizadas antes de atingir a válvula seguinte.

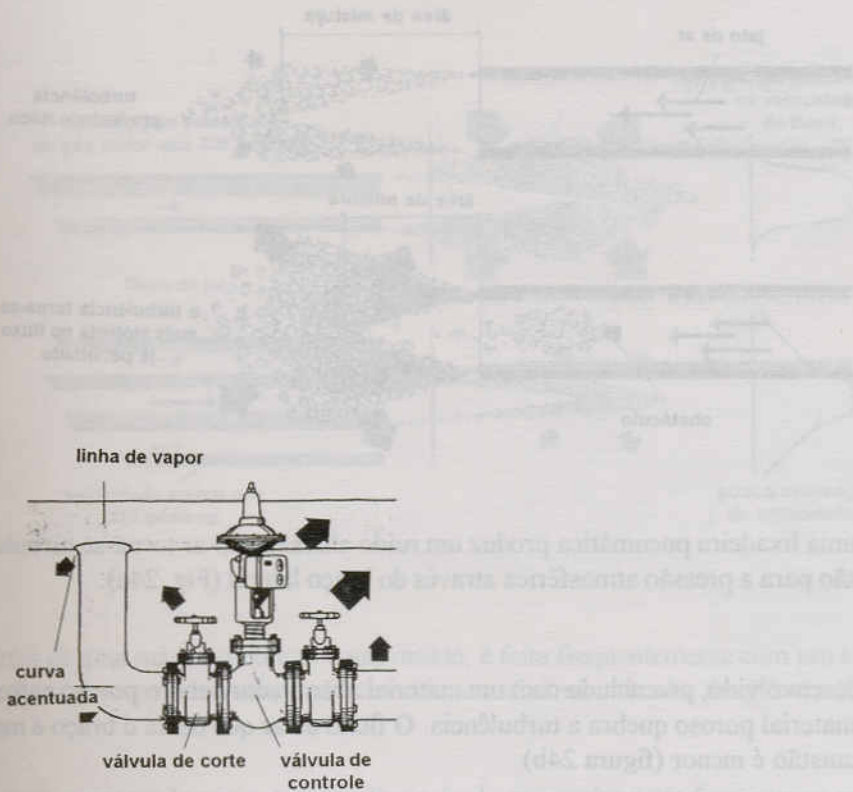


Fig. 23a

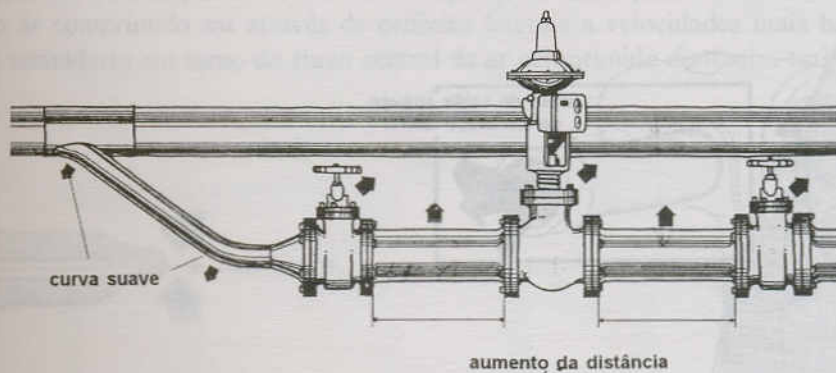


Fig. 23b

24 - OS JATOS DE AR NÃO TURBULENTOS APRESENTAM ESCAPES MENOS RUIDOSOS

Quando um jato de ar ou de gás de grande velocidade (acima de 100m/s) se mistura com ar ambiente, há formação de uma turbulência e emissão de ruído (figura 24). A redução da velocidade de saída pela metade, fornece uma redução de ruído de 20 dB. A intensidade de turbulência depende da relação velocidade de jato/velocidade do ar ambiente. Redução do ruído pode ser conseguida acrescentando, ao longo do jato, um segundo jato de velocidade, de maneira que o perfil de velocidade combinada é menos turbulenta.

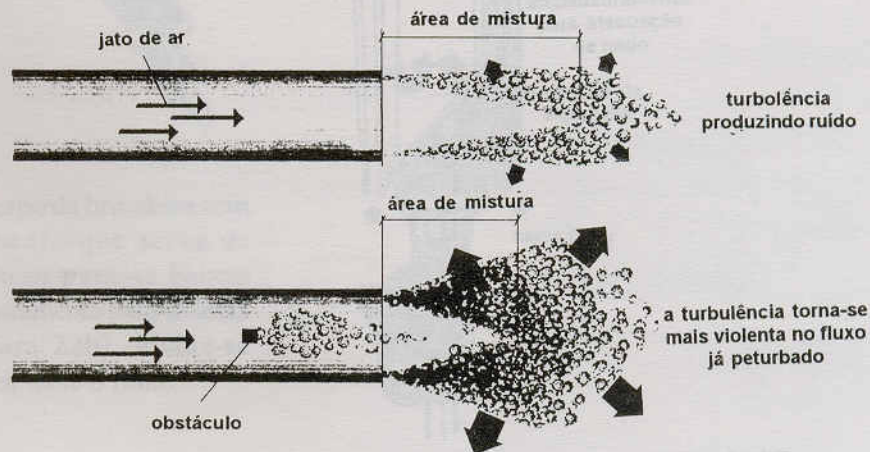


Fig. 24a

Exemplo

O ar de escape de uma lixadeira pneumática produz um ruído altíssimo. O ar torna-se turbulento quando deixa a máquina em alta pressão para a pressão atmosférica através do braço lateral (Fig. 24a).

Solução

Um novo braço é desenvolvido, preenchido com um material absorvedor sonoro poroso entre duas telas finas. A passagem através do material poroso quebra a turbulência. O fluxo de ar que deixa o braço é menos perturbado e o ruído causado pela exaustão é menor (figura 24b).

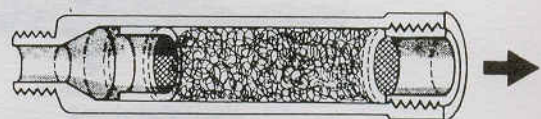
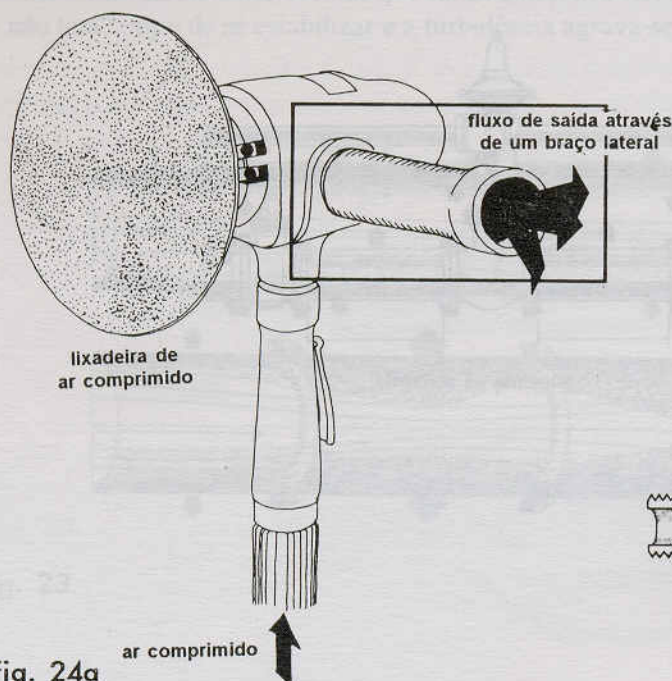


Fig. 24b

25 - A JUNÇÃO DE UM SEGUNDO FLUXO DE AR REDUZ O RUÍDO DO JATO

O termo "fluxo de jato" aplica-se aos fluxos com velocidades acima de 100m/s. A turbulência na saída é muito grande. A redução da velocidade de saída do fluxo à metade pode diminuir o nível de ruído em até 24dB.

O nível de ruído é determinado pela velocidade do jato em relação à velocidade do ar circundante, e a geração de ruído pode ser bastante reduzida pelo uso de um fluxo de ar constante e na velocidade mais próxima à do ar circundante (Figura 25).

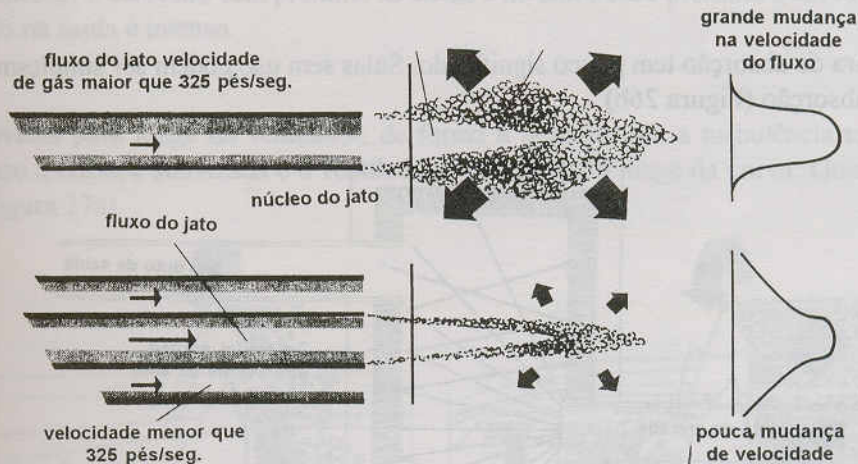


Fig. 25

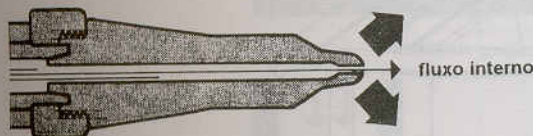
Exemplo

A limpeza de partes de uma máquina com ar comprimido, é feita freqüentemente com um tubo com bocal. A alta velocidade de saída do ar gera grande quantidade de ruído aerodinâmico de alta freqüência (figura 25a).

Solução

O bocal simples pode ser trocado por outro com fluxo duplo que venha a produzir menos ruído. Neste bocal com fluxo duplo parte do ar comprimido sai através de orifícios laterais a velocidades mais baixas que a do fluxo principal. Este fluxo secundário em torno do fluxo central de ar comprimido diminui a turbulência causadora do ruído (figura 25b).

bocal tubular simples



bocal tubular duplo

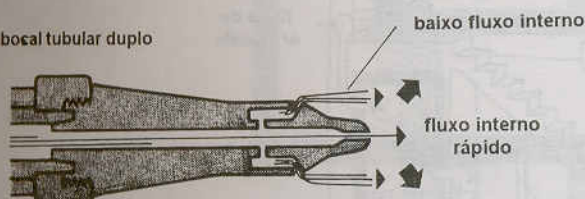


Fig. 25a Fig. 25b

26 - ÁREAS NÃO UTILIZADAS PODEM SER USADAS COMO CÂMARAS DE ABSORÇÃO

A câmara de absorção pode ser usada como um simples absorvedor de som. Uma seção de um duto para uma sala com paredes revestidas por materiais absorventes funciona como um silenciador tipo "plenum". Quando o som é refletido nas paredes da câmara a energia sonora é absorvida (figura 26a).

Para prevenir a passagem direta de altas frequências do duto de entrada para o da saída, as aberturas de entrada e saída não devem estar alinhadas.

Quanto maior o volume da câmara e a espessura do material absorvente usado, maior é atenuação em baixas frequências.

Exemplo

A forma da câmara de absorção tem pouco significado. Salas sem uso podem ser simplesmente convertidas em compartimentos de absorção (Figura 26b).

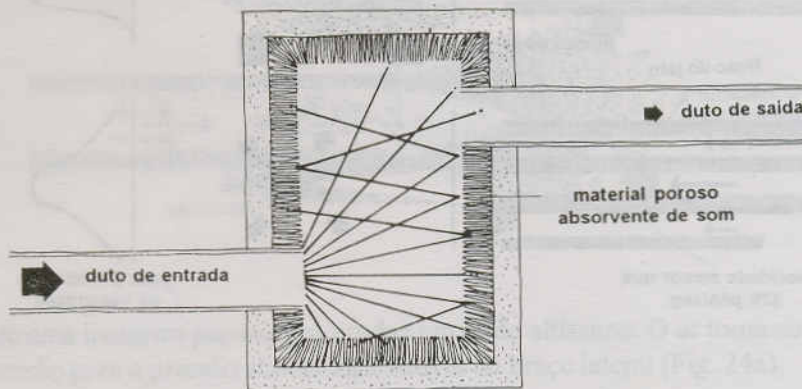


Fig. 26a

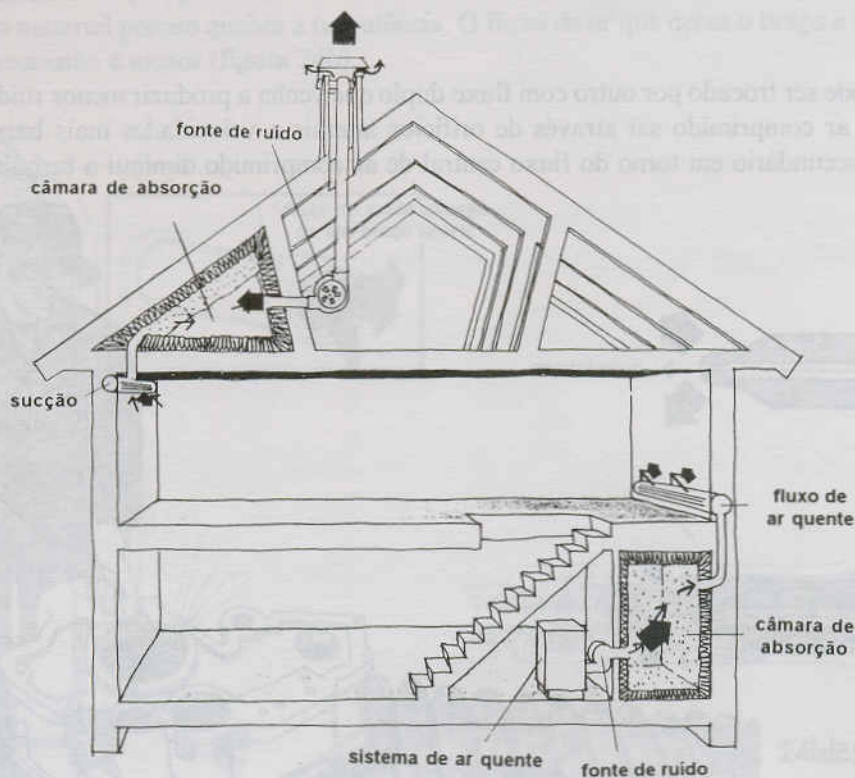


Fig. 26b

27 - VENTILADORES PRODUZEM MENOS RUÍDO SE COLOCADOS EM FLUXOS NÃO TURBULENTOS

Um ventilador produz turbulência no ar, o que causa ruído. Se a turbulência já estiver presente na entrada do ar, o ruído será mais intenso. O princípio também se aplica a hélices em água (Figura 27). Se a distância entre a fonte de turbulência e o ventilador for aumentada, a turbulência será diminuída e o nível de ruído será reduzido. Por isso deve-se colocar os ventiladores bem à frente dos obstáculos como válvulas, cotovelos e mudanças de seção transversal (Figura 27).

Exemplo

Em um caso o ventilador é colocado bem próximo às aletas e no outro caso próximo à curva acentuada. O fluxo é perturbado e o ruído na saída é intenso.

Solução

As aletas são movidas para longe do ventilador, de forma a permitir que a turbulência tenha tempo para se dissipar. No outro caso a curva é suavizada e o ventilador é movido para longe da curva. Guias e curvas também podem ser usadas (Figura 27a).

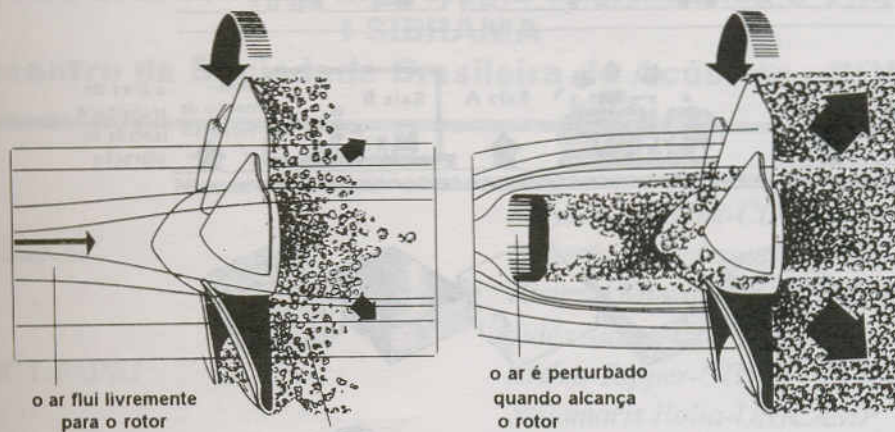


Fig. 27

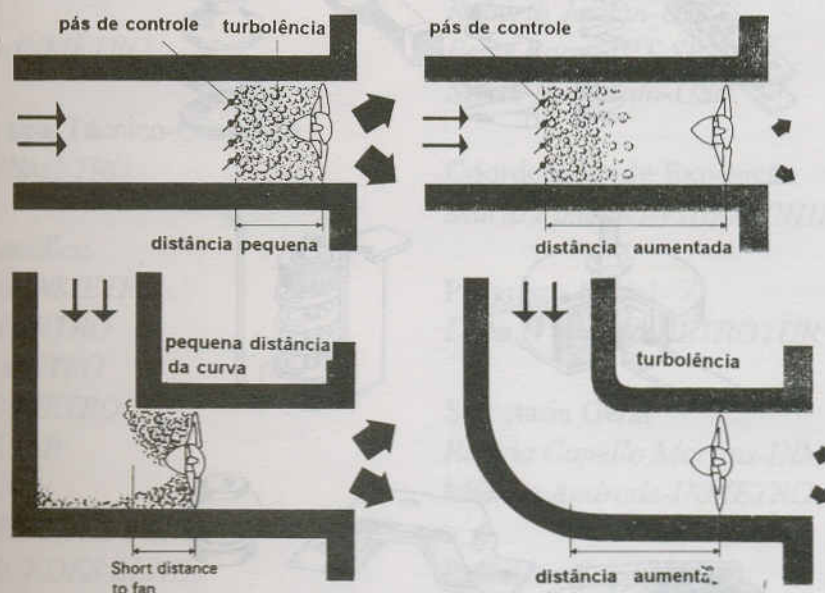


Fig. 27a

28- VIBRAÇÕES DE MÁQUINAS PODEM SER ISOLADAS ATRAVÉS DE MONTAGEM FLEXÍVEL

O isolamento das vibrações das máquinas podem reduzir o ruído excessivo no local de trabalho, como mostrado abaixo. Podem ser isoladas tanto a máquina como a área de trabalho.

Exemplo

Os isolantes de vibrações são feitos de vários materiais e de diversas formas.

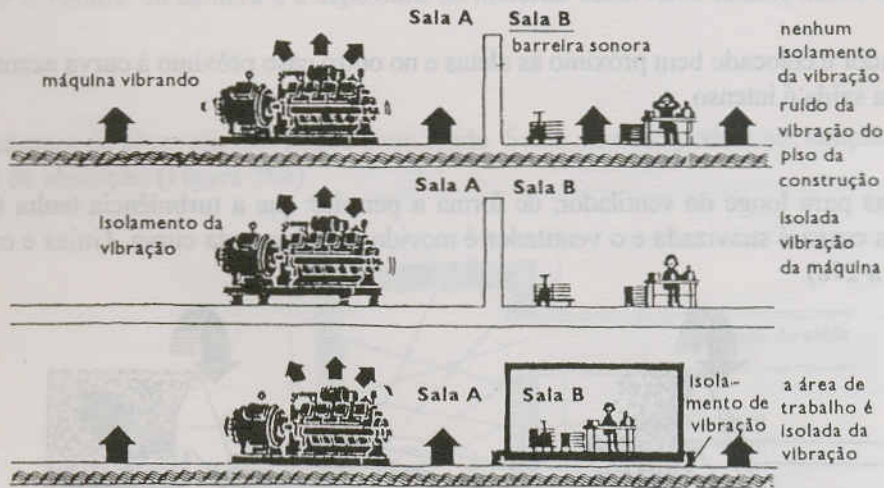
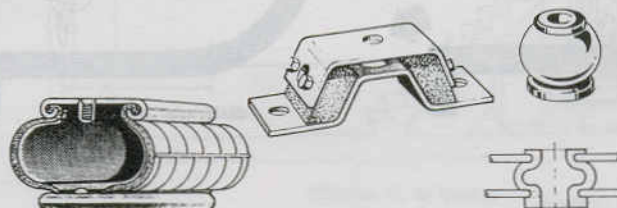
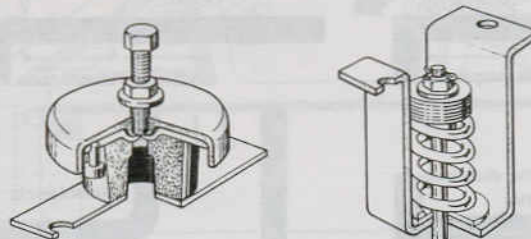
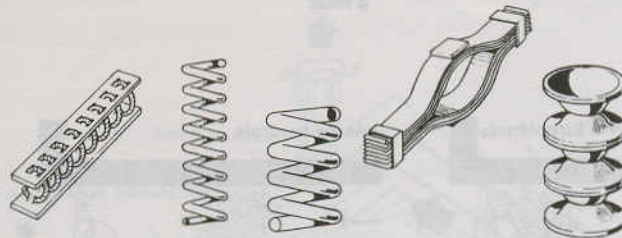


Fig. 28



Trabalhos Publicados no I SIBRAMA & XVII ENCONTRO DA SOBRAC



I Simpósio Brasileiro de Metrologia em Acústica e Vibrações I SIBRAMA 17 Encontro da Sociedade Brasileira de Acústica - SOBRAC

Promoção

INMETRO-SOBRAC

Patrocínio

INMETRO-MCT-FAPRJ

Comissão Organizadora

Coordenador Geral

Jose A. de Azevedo-INMETRO

Coordenador Programa Técnico-Científico

Marco A. Nabuco-INMETRO

Comitê Técnico-Científico

Walter E. Hoffmann-INMETRO

Gilmar Ximenes-INMETRO

Gustavo Ripper-INMETRO

Jorge C. S. Pinto-INMETRO

Ana C. Fiorini-PUC-SP

Thelma Costa-PUC-SP

Marcelo Hage-MERCEDES BENZ

L. C. Ferraro-MERCEDES BENZ

Helcio Onusic-MERCEDES BENZ-IFUSP

Jorge L. Pizzutti-UFSM

Moyses Zindeluk-COPPE-UFRJ

Roberto Tenenbaum-COPPE-UFRJ

Ricardo Musafir-COPPE-UFRJ

Jules Slama-COPPE-UFRJ

Arthur Ripper-COPPE-UFRJ

Stelamaris Rolla-UNICAMP

Samir Gerges-UFSC

Roberto Heidrich-UFSC

Roberto Jordan-UFSC

Peter Barry-IPT-SP

Sylvio R. Bistafa-USP

Coordenador de Exposição

Mario Pimentel-VIBRANIHIL

Programa Social

Deca D'Angelo-PETROTUR

Secretaria Geral

Regina Copello Martins-INMETRO

Mônica Andrade-INMETRO

Palestras Especiais

Quanto os Protetores Auditivos Podem Proteger

Prof. Dr. Samir N.Y. Gerges

Universidade Federal de Santa Catarina
Florianópolis – Brasil

Medicação de Vibrações para Manutenção Preditiva de Máquinas

Prof. Dr. Arthur Ripper
Universidade Federal do Rio de Janeiro
Rio de Janeiro – Brasil

Applications of Maximum Length Sequences in Acoustics

Prof. Dr. Michael Vorländer
Institut für Technische Akustik
Universidade de Aachen
Aachen – Alemanha

Parâmetros Utilizados na Qualificação/Quantificação Acústica de Veículos Automotores

Prof. Helcio Onusic
Instituto de Física da Universidade de São Paulo
Mercedes-Benz do Brasil SA
São Paulo – Brasil

**Trabalhos Publicados nos Anais
I SIBRAMA & XVII ENCONTRO DA SOBRAC**

Shaia Akkerman *Acústica no ambiente construído - Piso Flutuante ("Floating Floor")*

Jorge da Cunha Barbosa Leite *Proposta para classificação das perdas auditivas por exposição a níveis elevados de pressão sonora e contos nas alterações da audição*

Marco Nabuco, Luvercy de Azevedo e Rodrigo Costa-Félix *Uma proposta para avaliação de cabines audiométricas*

Zemar Defilippo Soares e Marco Nabuco *Calibração de microfones em campo difuso*

Marcio Lima dos Santos e Gregory Amaral Kyriazis *Modelagem dinâmica de um excitador eletromagnético de vibrações*

Mauricio dos Santos Silva *Modelagem dinâmica de um excitador piezoelétrico de vibrações*

Rogério Dias Regazzi *Medição de vibração no corpo humano, descrição das técnicas e normas utilizadas*

Gilmar M. Ximenes, Gustavo Palmeira Ripper e Ronaldo da Silva Dias *Método de calibração absoluta de transdutores de força dinâmicos implantado no labo-*

ratório de vibrações do INMETRO

Ronaldo da Silva Dias *Métodos de comparativos de calibração de acelerômetros: descrição e análise*

Ricardo Damião Sales Góz *Medida de vibrações- Escolha de parâmetros*

Enyltho Paixão Coelho Filho *Calibração de audiômetros*

Walter Erico Hoffmann *Selo ruído-A determinação da potência sonora de pequenos eletrodomésticos em câmaras reverberantes*

Alessandro Reis, Arlinton Calza, Fabio Budel, Patricia Greff e Marco Nabuco *Diafragmas de membranas plásticas flexíveis*

Acir Edvam Ozelami, Arcanjo Lenzi e Ayres Elias Saida *Análises da resposta em frequência de placas reforçadas por vigas*

Fábio Fiates, Arcanjo Lenzi e Ernani Luis Sztanjbok *Aplicação do método da mobilidade para componentes estruturais tipo vigas apoiadas*

José Inácio De Souza Leão Ávila *Medições dos níveis de vibrações nas vizinhanças de uma casa de eventos artísticos*

João Alcino de Andrade Martins *Desenvolvimento de acelerômetros para medidas de impacto e vibração*

Alexandre Nunes *Medição de integridade - Correlação entre os métodos RASTI e AI*

Rodrigo Costa Félix e Moysés Zindeluk *Métodos experimentais em psicoacústica*

Rodrigo Costa Félix e Moysés Zindeluk *O sharpness como quantificador do incômodo acústico de ruídos estacionários*

Maurício Pazini Brandão *Ruído de helicópteros-O estado da arte*

Fernado Luiz Freitas Filho *Selo Ruído: Medição de nível de potência Sonora de aparelhos de refrigeração*

Stelamaris Rolla Bertoli *Análise da eficiência de silenciador de ruído comercial para dobradeira de papel*

Nara Medina Schmitt e Alberto Tamagna *Desempenho de elementos construtivos isolantes sonoros em ambientes industriais*

Alessandro Reis, Fabio Budel, Lilian Meyer, Dinara Paixão e Jorge Pizzutti *Conforto acústico: Qualidade necessária para a sala de aula*

Augusto Rascra, Denise Kudiess, Dinara Paixão e Jorge Pizzutti *Desenvolvimento de absorventes tubulares de baixas frequências*

Patricia Greff, Arlinton Calza, Josiane Machado, Margol Fischli, Joaquim C. Pizzutti e Jorge L. Pizzutti *Estudo de cortinas leves na isolamento acústica de ambientes*

Carlo Alves e Marco Nabuco *Repetibilidade de absorção acústica na câmara reverberante II (220,6m³) do INMETRO-Xerém-RJ*

Carlo Alves e Jorge Pizzutti *Participação do laboratório de acústica de Santa Maria na rede brasileira de laboratórios de ensaios, na área de metrologia de potência acústica de eletrodoméstico*

Sérgio Antônio Brodami *Performance acústica de lajes e pisos submetidos a ruídos de impacto*

Marco Aurélio de Oliveira e Jorge Pizzutti *Acústica arquitetural das principais salas para concerto de canto lírico em Santa Maria*

Bernard Baudouin e José Augusto *Controle de ruído e vibrações na plataforma petrobrás P-III*

José Augusto Nepomuceno *Uso de laptop para a avaliação de exposição e estimativa de proteção para grupos expostos a ruído*

Luíza de Arruda Nepomuceno *O processamento acústico e lingüístico dos sons da fala. Um estudo através da escuta dicótica*

Alberto Vieira de Azevedo *Controle do ruído na auto-estrada Lagoa-Barra*

Jules Slama e Norma Batista *Qualidade acústica da edificação*

Márcio Tadeu de Almeida *Análise de vibração em motores de corrente contínua*

Sylvio R. Bistafa *Mitigação de ruído de transporte rodoviário e ferroviário com o reflorestamento da bacia do Guarapiranga*

Moysés Zindeluck, D. Sc. e Luvercy J. Azevedo Filho *Performance de cilindros de borracha em molas helicoidais como atenuadores da frequência audíveis*

Rogério Benevides Carvalho, Paulo Jayme Pereira Abdala e Fabio Scatolini *Restrições operacionais causadas pelo ruído de aeronaves em aeroportos brasileiros*

Mauricy C. R. de Souza, Samir N.Y. Gerges, Mário Trichês e Júlio Cordioli *Previsão da propagação sonora em salas segundo a norma VDI-3760 e calibração experimental*

Sylvio Reynaldo Bistafa e Milton Vihena Grana-do Jr *Desempenho acústico de pisos flutuantes*

Suzana Gueiros Teixeira, Denise da Silva de Sousa e Jules Ghislain Slama *Barreiras acústicas em área urbana: Estudo de caso em viadutos*

Antonio Mauricio Pereira da Silva e Jules Ghislain Slama *Absorção acústica de fibras vegetais: A fibra de coco*

Julio César de Luca e Samir N. Y. Gerges *Determinação das excitações tipo piston slap em um compressor de ar*

Cláudia Vieira Carestiatto Cordeiro e Jules Ghislain Slama *Conforto acústico em escritórios panorâmicos; A utilização de sistemas de mascaramento*

Denise da Silva de Sousa e Jules Ghislain Slama *Metodologia de avaliação de impacto ambiental sonoro*

Victor Mourthe Valadres e Samir N. Y. Gerges *Modelo de previsão simplificado em ruído tráfego veicular em áreas urbanas: Base de dados*

Luiz Henrique Paraguassú de Oliveira *Mass measurement by means of natural frequency analysis using a dynamic balance*

Evandro Freire e Eduardo Lopes Farias *Tricas por vibração de 1º e 2º modos nos pré-distribuidores das turbinas Francis de uma hidrelétrica de FURNAS*

Evaldo Khater, Eurípedes Guilherme de Oliveira Nóbrega e Marcio Luiz de Andrade Netto *Controle ótimo aplicado à redução de vibração torcional*

José Bismark de Medeiros, Halei Fagundes de Vasconcelos e Moysés Zindeluck *Montagem experimental de um controlador ativo de vibrações*

Alessandra Moreira Ramos, Cyntia Gonçalves da Costa e Roberto A. Tenebaum *Estudo da influência da interferência na distribuição de energia sonora em um teatro*

Anna Carla Monteiro de Araujo, Rodrigo Penha A. Rocha, Marcelo Bruno S. Magalhães e Roberto A. Tenebaum *Ensaio de impacto em meio estraficado*

Anna Carla Monteiro de Araujo, Cyntia Gonçalves da Costa, Marcelo Bruno S. Magalhães, Roberto Seabra C. do Nascimento e Roberto A. Tenebaum *Medição da perda na transmissão em meios laminados pela técnica de intensimetria*

Renato Teixeira Vargas e Sylvio Reynaldo Bistafa *Um estudo experimental sobre detecção e diagnóstico de falha em rolamento com a aplicação da técnica do envelope à sinais acústicos e vibratórios*

Renato Teixeira Vargas e Sylvio Reynaldo Bistafa *Um estudo experimental sobre detecção e diagnóstico de falha em rolamento por medição e análise de sinais vibratórios*

Fernando J. R. Neves e Alberto C. G. C. Diniz *Gerador periódico para calibração dinâmica de transdutores de pressão*

Alberto C. G. C. Diniz, Danilo J. Santos e Fernando J. R. Neves *Análise de diferentes formas de excitação em um gerador dinâmico de pressão*

Dimas A. Gazolla Palhares, Leonardo Pavanello, Eduardo Bauzer Medeiros, Marcos V. Bortolus, Marco A. M. Vecci e Marco T. Corrêa de Faria *Mapeamento sonoro do ruído do tráfego viário nas grandes ci-*

dades

Adriana M. M. Campos, Marcos Vinícios Bortolus e Alexandre B. de Miranda *Utilização do método de elementos finitos para análise de problemas de acústica em ambientes enclausurados*

E. Bermudes R. J. e A. Lenzi *Análise do campo acústico submarino em águas rasas por acústica de raios considerando a transmissão pela camada de sedimento*

Paulo Medeiros Massarani, José Flávio Silveira Freiteira e Moysés Zindeluk *Utilização de representação tempo-frequência em acústica e vibrações*

José Bismark de Medeiros, Halei Fagundes de Vasconcelos e Moysés Zindeluk *Montagem experimental de um controlador ativo de vibrações*

Gilberto Fuchs, Marcelo Bruno da S. Magalhães, Renata Guedes e Marco Nabuco *Avaliação acústica de salas de cinema*

Alexandre Etebechere *Utilização de microfone no vôo livre*

Miguel Aloysio Sattler *Avaliação de impacto em ruído ambiental determinado pela introdução de sistema binário de tráfego*

Emilio Celso de Souza *Comportamento dinâmico do rotor de um turbogerador na linha de eixos e fundação, considerando efeitos de empuxo magnético do enrolamento do estator*

Luiz de Paula do Nascimento e Eduardo Egusquiza *Monitoramento e análise de vibrações em gupos hidráulicos*

Geraldo T. D. Cavalcante e Daniel Z. Bojanowski *Ruído impulsivo proporcionado por ensaios de tração em vergalhões de aço para construção civil executados por técnicos do TECPAR-Curitiba/Pr*

Geraldo T. D. Cavalcante *As fronteiras da revolução sonora*

Geraldo T. D. Cavalcante e Daniel Z. Bojanowski *Ruído proporcionado por um maçarico de corte com jato d'água*

Paulo Medeiros Massarani, José Flávio Silveira Freiteira e Moysés Zindeluk *Análise tempo-frequência da dispersão de modos transversais se progando longitudinalmente em dutos*

Alessandro B. de S. Oliveira e Fernando J. R. Neves *Comparação entre modelo numérico e resultados experimentais para análise modal em placas de material composto*

Alessandro B. de S. Oliveira e Fernando J. R. Neves *Problemas experimentais para a análise modal em placa de material composto*

Paulo Razaboni e Marco Nabuco *Medição de nível*

de potência sonora emitida por refrigeradores em câmara semi-aneecóica

Ricardo E. Musafir e Humberto da Silva Jr. *Absorção de som por vorticidade*

B. Kastrup, E. Mattievich, R. E. Musafir e J. G. Slama *Acústica de sistemas hidráulicos com quedas d'água*

Álvaro Luís de Souza Alves Pinto e Ricardo E. Musafir *Vorticidade como fonte acústica*

Paulo Alexandre Galarce Zavala, Renato Pavanello e Marcos A. Mello *Acústica e vibrações na indústria automotiva*

Francisco Parente e Rogério Dias Regazzi *Método de medição e análise de ruído nas grandes cidades*

Roberto J. S. Novaes e Outros *"Pro-Audeire" - Um programa de conservação da audição dinâmico no âmbito da indústria petroquímica*

Lia Kortchmar e Jules G. Slama *Exposição ao ruído no ambiente de trabalho panorama internacional*

Gilberto Fuchs de Jesus e Arthur Ripper *Bancada experimental para análise de comportamento de rolamentos*

Cristina Simonek *A importância da metrologia na avaliação auditiva de recém-nascidos*

Gustavo Palmeira Ripper e Ronaldo da Silva Dias *Análise de calibração de fábrica de acelerômetros piezoelétricos*

Marcus Antonio Viana Duarte e Tiong Hiap Ong *Quantificação dos meios de transmissão de ruído em uma unidade de ar condicionado central para aplicações hospitalares*

José Luiz Oliveira Pena, Domingos Alves Rade e Marcus Antonio Viana Duarte *Estimação de anti-ressonância em ambientes altamente contaminados por ruído*

Luiz Carlos do Carmo Marques, Gaspar Gonzáles e J. F. de Oliveira *Caracterização de emulsões de tolueno em água por intermédio de uma ferramenta eletroacústica*

Marcelo Bruno S. Magalhães e Roberto Tenebaum *Seleção de materiais compostos para isolamento acústico*

Maria Luiza R. Belderrain *Avaliação acústica de sistema de ar condicionado nos escritórios da oxiteno em São Paulo*

Elvira Viveiros, Barry Gibbs e Samir N.Y. Gerges *Measurement of the sound insertion loss of ventilation louvres*

Roberto Jordan *Controle ativo de vibrações em estruturas*

Jorge C. Pinto e Samir N.Y. Gerges *Radiação acústica de casca elíptica*

In Memoriam

Igor Sresnewsky

Aos meus 27 anos, em 1957, vim a conhecer o Igor. Igor Sresnewsky, arquiteto há 18 anos, veio a nossa casa, ou melhor, ao Escritório da Eucatex para conhecer alguns materiais, principalmente os do tipo absorvente acústico.

Ele dizia estar muito envolvido com clientes interessados em auditórios e igrejas e procurava estudar ACÚSTICA aplicada a ambientes. Gostava de conchas acústicas também. Aquela enorme figura, extremamente simpática, falando um português com inflexão forte, tingido sutilmente por acento estrangeiro e com permanente traço de sorriso no rosto, seria um dos incentivadores da "minha entrada" na acústica aplicada na construção. Nossas trocas de informações, sobre os problemas e as soluções, foram um crescendo vertiginoso tal, que não havia semana em que deixássemos de falar no telefone, pelo menos 2 a 3 vezes.

Quando o IPT ainda não havia montado o seu laboratório de acústica, o Igor já fazia testes de absorção pelo método do tubo. Foi mais longe, criou um sistema miniatura para determinação de perda de transmissão. Fazia análise de ruído, exibia variadas formas de ondas em seu osciloscópio, construía modelos reduzidos para pré-avaliação de acústica ambiente em auditórios e teatros.

Mais recentemente, estava se preparando para adquirir a tecnologia de análise computadorizada de radiação acústica de alto-falantes, assim como estudos de locais (auditórios, teatros), para reforços eletroacústicos e outras análises. Não teve tempo para isso, Deus o quis de volta. O Igor se foi ainda em pleno vigor de atividade. Eu vou sentir a sua falta. Acho que muitos de vocês também.

Fernando Henrique Aidar

04/11/96

CONGRESSOS

IV SIBRAV SIMPÓSIO BRASILEIRO DE ACÚSTICA VEICULAR

São Paulo, SP, Brasil

1997 Agosto 18-19

Contato: Sociedade Brasileira de Acústica
(SOBRAC)

XXVIII JORNADAS NACIONALES DE ACUSTICA

1997 Novembro 04-07

Informações: Sociedad Española de Acústica, ????,
144. Madrid 28006; Tel 91-561-8806; Fax 91-411-7651

133RD MEETING OF THE ACOUSTICAL SOCIETY OF AMERICA

State College, Pennsylvania, USA.

1997 June 02-06

Contact: Eliane Moran, Acoustical Society of
America, 500 Sunnyside Blvd., Woodbury, NY 11797,
USA, Telephone: +1 516 576 2360; FAX +1 516 576
2377.

INTER-NOISE 97, THE 1997 INTERNATIONAL CONGRESS ON NOISE CONTROL ENGINEERING

Budapest, Hungary

1997 August 25-27

Contact: OPAKFI, H-1027 Budapeste, Fo u. 68,
Hungary. Telephone/Fax: +36 1 202 04 52.

134 TH MEETING OF THE ACCOUSTICAL SOCIETY OF AMERICA

San Diego, California, USA.

1997 December 01-05

Contact: Eliane Moran, Acoustical Society of
America, 500 Sunnyside Blvd., Woodbury, NY 11797,
USA, Telephone: +1 516 576 2360; FAX +1 516 576
2377.

INTERNATIONAL SYMPOSIUM, VISUALIZATION, AND AURALIZATION FOR ACOUSTIC RESEARCH AND EDUCATION

Tokyo, Japan

02-04 April, 1997

(M. Morimoto, Faculty of Engineering, Kobe
University, Rokko, Nada, Kobe, 657 Japen; Fax +81 78
881 2508).

INTERNATIONAL CONFERENCE ON ACOSTICS, SPEECH, AND SIGNAL PROCESSING (ICASSP'97)

Munich, Germany

1997 April 21-23

Contact: H. Fastl, Lehrstuhl für Mensch-
Maschinekommunikation, Technische Universität
München, 80290 München, Germany; Fax: +49 89 2105
8535; e-mail: Fase@mmk.technik.tu.muenchen.de

CONFERENCE ON ICP AND INNER EAR PRESSURE

Bath, UK

1997 June 05-07

Contact: British Society of Audiology, 80 Brighton
Road, Reading RG61PS, UK; Fax: +44 1734 351915;
e-mail BathCommittee: mpsar@bath.ac.uk

ULTRASONICS INTERNATIONAL '97

Delft, The Netherlands

1997 July 02-04

Contact: W. Sachse, Department of Theoretical and
Applied Mechabnics, Cornell University, Ithaca, NY
14853, USA. Fax: +1 607 255 9179; e-mail:
sachse@msc.cornell.edu

WORD CONGRESS ON ULTRASONICS

Yokohama, Japan

1997 August 24-27

Contact: S. Ueha, Precision and Intelligence Laboratory, Tokyo Institute of Technology, 4259 Nagatsuta, Midori-ku, Yokohama 226, Japan; Fax: +81 45 921 0898; e-mail: wcu97@pi.titech.ac.jp

5TH EUROPEAN CONFERENCE ON SPEECH COMMUNICATION AND TECHNOLOGY (EUROSEEPCH'97)

Patras, Greece

1997 September 22-25

Contact: G. Kokkinakis, Departmente of electrical and computer Enginnering, University of Patras, 26110 Rion-Patras, Greece; Fax: +30 61 991 855; e-mail: gkokkin@wcl.ee.upatras.gr

1997 IEEE ULTRASONICS SYMPOSIUM

Toronto, Canada

1997 October 07-10

Contact: S. Foster, Departmente of Medical Biophysics, Sunnybrook Helth Science Centre, 2075 Bayview Ave., Toronto, Ontario M4N3M5, Canada; e-mail: stuart@owl.sunnybrook.utoronto.ca

DINAME-97

A próxima conferência internacional em Problemas Dinâmicos na Mecânica será realizada no período de 3 a 7 de Março de 1997, no Hotel do Frade em Angra dos Reis. O DINAME-97 será organizado pelos profs. Carlos A. Almeida e Moyses Zindeluk e, como nos eventos anteriores, convites para os autores nacionais e internacionais foram enviados no início de junho de 96. O resumo dos trabalhos deverão ser enviados à sede da ABCM, até o dia 9 de agosto, e a notificação do aceite em 20 de agosto.

Contato: Departamento de Engenharia Mecânica

Rua Marquês de São Vicente, 255-Gávea-22453-900
- Rio de Janeiro-RJ - Tel. (021) 529-9329 -Fax: (021) 294-9148

I CONGRESSO DA FEDERAÇÃO IBERO AMERICANA DE ACÚSTICA (FIA) E I SIMPÓSIO DE METROLOGIA E NORMALIZAÇÃO DO MERCOSUL

Florianópolis, SC, Brasil

1998 Abril 05-08

Organização: Sociedade dos Acústicos Argentina (ADAA), Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC), Sociedade Chilena de Acústica (SCA), Sociedade Espanhola de Acústica (SEA), Sociedade Peruana de Acústica e Sociedade Portuguesa de Acústica.

Informações: SOBRAC

136TH MEETING OF THE ACOUSTICAL SOCIETY OF AMERICA

Norfolk, Virginia, USA

1998 October 12-16

Contact: Eliane Moran, Acoustical Society of America, 500 Sunnyside Blvd., Woodbury, NY 11797, USA, Telephone: +1 516 576 2360; FAX +1 516 576 2377.

INTER-NOISE 98, THE 1998 INTERNATIONAL CONGRESS ON NOISE CONTROL ENGINEERING

Christchurch, New Zealand

1998 November 16-20

Contact: New Zealand Acoustical Society, P.O. Bos 1181, Auckland, NZ, Fax: +64 9 309 3540.

JOINT MEETING: 15 TH INTERNATIONAL CONGRESS ON ACOUSTICS & 135 TH MEETING OF THE ACOUSTICAL SOCIETY OF AMERICA

Seattle, WA, USA

1997 June 20-28

Contact: 16th ICA Secretariat, Applied Physics Laboratory, University of Washington, 1013 NE 40th Street, Seattle, WA 98105-6698, USA.

FORUM ACUSTICUM AND MEETING OF THE ACOUSTICAL SOCIETY OF AMERICA

Berlin, Germany

1999 March 15-19

Contact: Eliane Moran, Acoustical Society of America, 500 Sunnyside Blvd., Woodbury, NY 11797, USA, Telephone: +1 516 576 2360; FAX +1 516 576 2377.

138TH MEETING OF THE ACOUSTICAL SOCIETY OF AMERICA MEETING OF THE ACOUSTICAL SOCIETY OF AMERICA

Columbus, Ohio, USA

1999 November 01-05

Contact: Eliane Moran, Acoustical Society of America, 500 Sunnyside Blvd., Woodbury, NY 11797, USA, Telephone: +1 516 576 2360; FAX +1 516 576 2377.

140TH MEETING OF THE ACOUSTICAL SOCIETY OF AMERICA

Newport Beach, CA, USA

2000 December 04-08

Contact: Eliane Moran, Acoustical Society of America, 500 Sunnyside Blvd., Woodbury, NY 11797, USA, Telephone: +1 516 576 2360; FAX +1 516 576 2377.

Para receber esta revista semestral e as edições anteriores gratuitamente, associe-se à Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC), preenchendo a ficha de inscrição nas páginas amarelas. Temos exemplares limitados das revistas anteriores, os quais serão enviados para os sócios novos por ordem de solicitação.

Os artigos publicados nas edições anteriores:



Edição Número 13/Julho 94

- ◆ Análise de Posturas, Esforços e Vibrações nos Lixadores
- ◆ Sugestões sobre Adaptações dos Protetores Auditivos
- ◆ O Ruído e suas Interferências na Saúde e no Trabalho
- ◆ EPI's Auditivos: Avaliação pelo T.T.S.
- ◆ Critérios de Classificação audiométrica para Trabalhadores com Perda Auditiva induzida pelo Ruído
- ◆ A Importância do Monitoramento Audiométrico no Programa de Conservação Auditiva



Edição Número 14/Dezembro 94

- ◆ Controle Ativo de Ruído em Dutos
- ◆ Identificação das Fontes de Ruído Veicular por Medição de Intensidade Sonora
- ◆ Transmissão Via Aérea: Ruído Interno e Ruído Externo
- ◆ Sistema de Exaustão: Fundamentos e Projetos
- ◆ Ensaios e Simulação Acústica de Escapamentos Veicular Simples
- ◆ Simulação Numérica de Ruído Veicular Interno
- ◆ Redução de Ruído Interno em Ônibus Rodoviário