

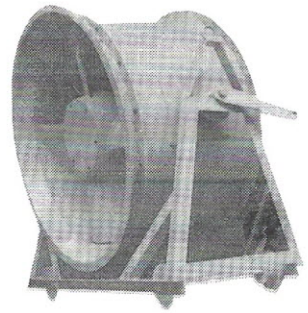
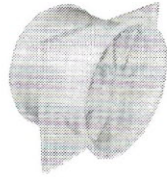
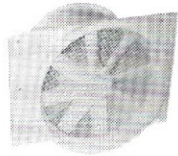
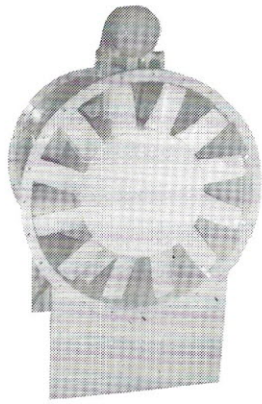
ACÚSTICA & VIBRAÇÕES

Nº 17

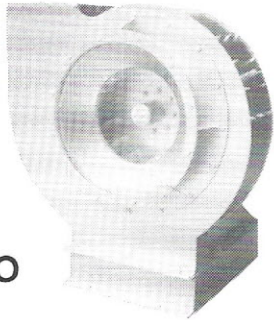
JULHO 1996



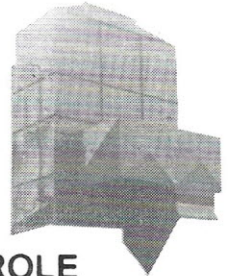
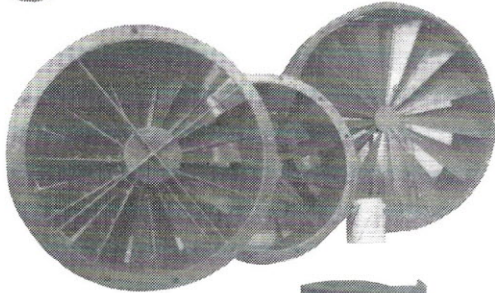
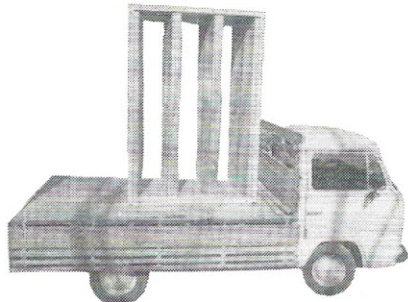
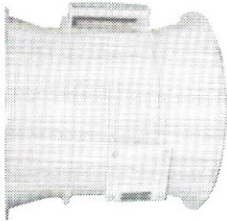
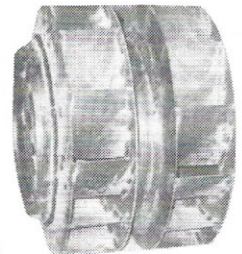
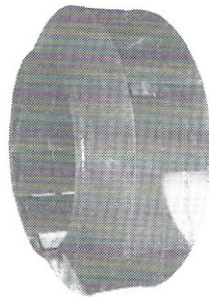
- ❖ **PROGRESSO NA ACÚSTICA DE EDIFICAÇÕES**
- ❖ **A EXIGÊNCIA DO REPOUSO AUDITIVO MÍNIMO DE 10 MINUTOS A CADA 50 MINUTOS DE TRABALHO, CONFORME A NORMA TÉCNICA DO ESTADO DE SÃO PAULO**
- ❖ **O USO DE MATERIAIS ABSORVENTES NO CONTROLE DE RUÍDO INDUSTRIAL: POSSIBILIDADES E LIMITAÇÕES**
- ❖ **DICAS PARA CONTROLE DE RUÍDO**
- ❖ **I SIMPÓSIO BRASILEIRO DE METROLOGIA EM ACÚSTICA E VIBRAÇÕES**
- ❖ **PARTICIPE DA CONFEÇÃO DE NORMAS EM ACÚSTICA**
- ❖ **NOTÍCIAS**



EXAUSTÃO

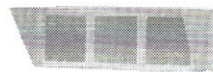
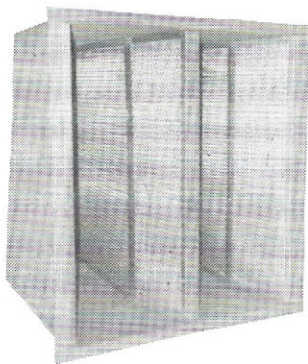
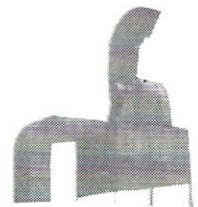
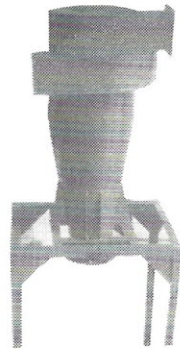
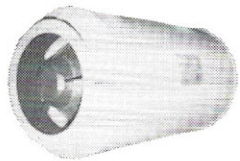


VENTILAÇÃO



ATENUAÇÃO DE RUÍDOS

CONTROLE AMBIENTAL



ABBA ENGENHARIA LTDA
RUA FLÁVIA FARNESE, Nº 466 - BONSUCESSO
RIO DE JANEIRO - RJ. - CEP: 21043-010
TELEFAX: (021) 280-1615

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) 231-9227/234-4074
Fax. (048) 234-1524/234-1519

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
Ivan Bressane Nielsen
Roberto M. Heidrich
Thelma R. S. Costa
Ana Cláudia Fiorini
Luciano N. Marcolino

EDIÇÃO:

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

EDITORIAÇÃO ELETRÔNICA

Mouse Informática Ltda
Fone: (048) 223-5076

Apenas matérias não assinadas são de
responsabilidade da Diretoria.
Matérias, notícias e informações para publicação
na Revista, podem ser enviadas para a
SOBRAC (End. acima)
Florianópolis (SC) - Julho de 1996

ÍNDICE

PROGRESSO NA ACÚSTICA DE EDIFICAÇÕES 02

A EXIGÊNCIA DO REPOUSO AUDITIVO MÍNIMO
DE 10 MINUTOS A CADA 50 MINUTOS DE
TRABALHO, CONFORME A NORMA TÉCNICA
DO ESTADO DE SÃO PAULO 23

O USO DE MATERIAIS ABSORVENTES NO
CONTROLE DE RUÍDO INDUSTRIAL:
POSSIBILIDADES E LIMITAÇÕES 28

DICAS PARA CONTROLE DE RUÍDO 38

I SIMPÓSIO BRASILEIRO DE METROLOGIA
EM ACÚSTICA E VIBRAÇÕES..... 49

PARTICIPE DA CONFECÇÃO DE
NORMAS EM ACÚSTICA! 55

NOTÍCIAS 56

PROGRESSO NA ACÚSTICA DE EDIFICAÇÕES

A. COPS (1) e G. VERMEIR (2)

(1) Laboratório de Física Termo-Acústica K.U. Leuven, Celestijnenlaan 200 D.B-3001 Leuven - Bélgica.

(2) Laboratório de Física da Construção K.U. Leuven, Celestijnenlaan 131, B-3001 Leuven - Bélgica.

“Progress in Building Acoustics”, artigo publicado no “Noise/News International” (NNI) edição março de 1995 e traduzido para a SOBRAC por Eng^o **Fernando Henrique Aidar**, Diretor de Pesquisa e Desenvolvimento do Grupo EUCATEX - São Paulo - Brasil, com autorização dos autores e dos editores de NNI:



(1) *André H. Cops* graduado pela Universidade Católica em Leuven, Bélgica, no grau de “Master of Science” em 1959. Recebeu o grau de “Doctor of Science” na mesma Universidade em 1965 com uma tese em Física Acústica. Desde então, tem sido o responsável pela pesquisa no campo da acústica de salas, controle do ruído industrial e ambiental, junto ao laboratório de física termo-acústica. Foi sucessivamente, bolsista de pesquisa, palestrante, conferencista e atualmente é professor universitário. É Secretário Geral do Instituto Internacional de Engenharia do Controle do Ruído (I/INCE), Presidente da Associação Acústica da Bélgica, e tem participado na elaboração de normas nacionais e internacionais.



(2) *Guerrit Vermeir* - graduado como engenheiro civil em 1972 pela Universidade Católica de Leuven, Bélgica. Obteve o grau de “Doctor of Applied Sciences” em 1978 com a tese de Isolamento Sonoro e Transmissão Sonora de Flanco (Flanking). Foi nomeado na Universidade K. U. Leuven como Professor titular em acústica de edificações, acústica ambiental e controle do ruído. É responsável pela área de pesquisa de acústica do Laboratório do Departamento de Engenharia Civil, e tem participado em diversas iniciativas nacionais e internacionais relativas a acústica de edificações e acústica de salas.

Dr. Cops e Dr. Vermeir são coordenadores do Grupo de Trabalho 51 - de Acústica, do “International Council for Building Research (CIB)”.

1. INTRODUÇÃO

As últimas tendências no desenvolvimento das predições e técnicas de planejamento em arquitetura e acústica de edificações requerem a utilização de modelamento matemático e cálculos computadorizados. O processo requer um amplo conhecimento dos parâmetros acústicos relativos ao campo sonoro gerado no ambiente em que se encontra a fonte, ao caminho da propagação, e ao campo

sonoro no ambiente receptor. Isto pode ser obtido por modelo teórico, contudo em muitos casos é mais importante obter esta informação experimentalmente. Entretanto, as técnicas de medição precisas têm-se tornado um componente decisivo do projeto e do processo preditivo.

Até recentemente, a única quantidade acústica que podia ser medida corretamente era a pressão sonora, e, através desta, outras quantidades acústicas podiam ser calculadas. O interesse científico na obtenção

mais exata da informação na isolação do som de uma parede, por exemplo, pela varredura ponto a ponto de toda a sua superfície, requer a medição de outras quantidades acústicas.

O desenvolvimento dos analisadores da transformada rápida de Fourier, a introdução e exatidão da tecnologia da eletrônica digital, e o aperfeiçoamento de transdutores acústicos resultaram na disponibilidade de medidores de intensidade sonora confiáveis e outros valiosos equipamentos de medições laboratoriais no campo (*in situ*).

A capacidade tecnológica de instrumentação para obtenção de um fluxo de potência sonora nas medições de “campo próximo” no ambiente receptor, alarga substancialmente nossa habilitação para o estudo de todos os detalhes de radiação sonora de um complexo sistema estrutural construtivo. Esta capacitação permite-nos estudar os detalhes da propagação sonora nos espaços, de formatos complexos, e aperfeiçoar as medições das propriedades acústicas dos sistemas construtivos.

Utilizando-se técnicas computacionais podem ser obtidos mapas vetoriais de intensidade de campos sonoros e frentes de ondas, bem como representações holográficas das mesmas.

Atualmente, existe um interesse crescente em se obter uma boa isolação em baixas frequências. Painel duplo (duas paredes, etc.) é amplamente utilizado em acústica de edificações quando é necessário obter-se grande perda de transmissão. Nas bandas de baixa frequência, tais divisórias duplas são deficientes devido ao efeito de ressonância entre os painéis da divisória. Considerando que o controle ativo do ruído (CAR) seja mais eficiente à baixas frequências, vale a pena explorar o seu potencial para aumentar a perda de transmissão das paredes duplas.

Simulações numéricas com análises estatísticas de energia (AEE), métodos de elementos finitos (MEF) métodos de elementos de contornos (MEC) são também largamente utilizadas para prever o aumento da perda de transmissão (ou variantes) para diversas configurações, e, quando utilizadas associadas com diferentes técnicas de medições, são valiosas ferramentas para obter maior compreensão do fenômeno da perda de transmissão de um sistema construtivo complexo.

2. TÉCNICAS DE MEDIÇÃO

2.1. Intensidade Sonora

Intensidade sonora, sua medição e aplicações, tem sido o fator comum em uma das mais notáveis áreas de progresso da engenharia de controle do ruído nos últimos 15 anos (de 1980 a 1995). Por diversas razões, este tem sido o objeto de pesquisa em acústica de edificações.

Em primeiro lugar, o aumento da disponibilidade de capacidade computacional, juntamente com avançada representação gráfica, tem nos habilitado a representar campos de intensidade sonora. Exemplos de mapas de potência sonora irradiada de um violoncelo pela técnica de medição de intensidade sonora e respectiva distribuição dos contornos de intensidade iso-normal, no corpo do mesmo, são dados nas Figuras 1 e 2. Tais padrões de fluxos propor-

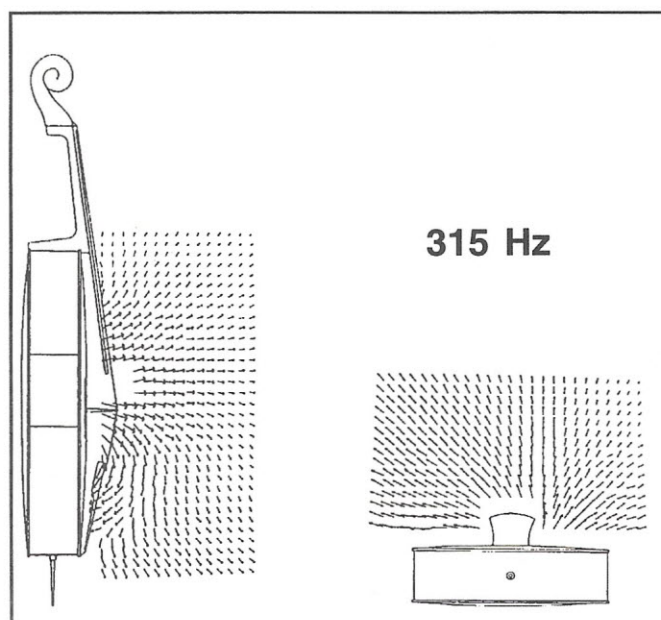


Fig. 1. Contornos de fluxo de energia sonora radiada por um Violoncelo, medido pela técnica de intensidade sonora (H. Tachibana - 1987 - 1994)

cionam um melhor entendimento do campo sonoro radiado de sistemas construtivos, tais como paredes e divisórias, e das reflexões e difrações ao redor das superfícies, como em materiais absorventes.

Em segundo lugar, os instrumentos disponíveis para a medição direta da intensidade sonora proporciona-

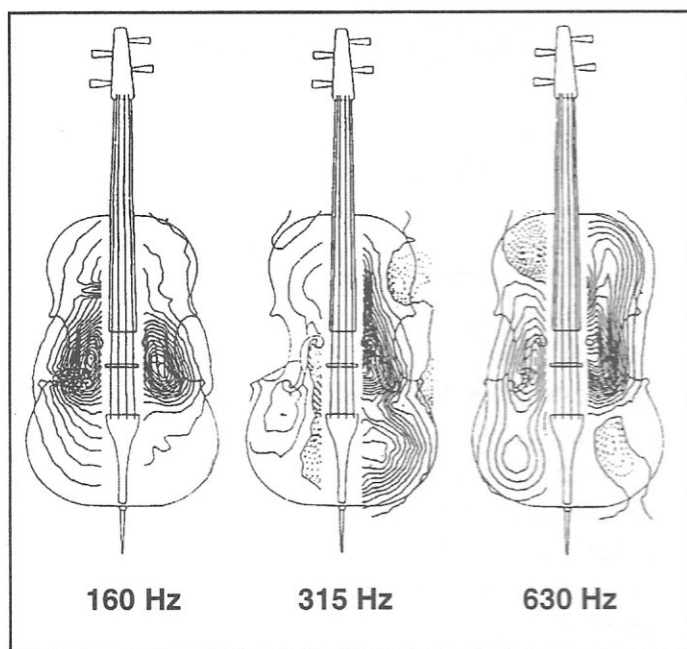


Fig. 2. Distribuições dos contornos iso-normal da intensidade sonora de um Violoncelo.
(Linhas Cheias: positiva / linhas tracejadas: negativa)
(H. Tachibana 1987 - 1994).

ram novas técnicas para a determinação das propriedades de redução do ruído tais como perda de transmissão sonora de estruturas e impedância características de materiais acústicos.

As técnicas e os métodos convencionais, os quais são utilizados para ensaios normalizados em pesquisa acústica, são muito complicados e requerem dispendiosas instalações de laboratórios.

As medições de níveis de pressão sonora, convencionalmente utilizadas, não proporcionaram resultados desejados, uma vez que o microfone mede a pressão sonora total. Esta, pode ser influenciada pelo campo sonoro próximo, pelo multidirecional caminho de propagação, e pelos efeitos de reverberação e sensibilidade direcional (do microfone). A pressão sonora é uma quantidade escalar e não fornece informações quanto a direção e magnitude do fluxo de energia sonora em um campo radiante. A fim de identificar e quantificar as fontes sonoras e os caminhos de propagação do som, são necessários recorrer a seletivos invólucros de chumbo, painéis protetores e câmaras anecóicas. Medições de perda de transmissão de sistemas construtivos, em instalações de laboratório, requerem duas salas adjacentes que permitam a formação de campos sonoros perfeitamente difusos. As medições das características absorventes de materi-

ais acústicos é convencionalmente feita em câmaras de reverberação e em câmaras anecóicas.

A vantagem de técnicas que envolvem medições vetoriais de intensidade sonora é óbvia. Podem ser obtidas mais precisamente com a técnica de medição em questão, as perdas de transmissão sonora de paredes simples, duplas e de elementos compostos, bem como o arranjo dos caminhos de transmissão através dos materiais e outros sistemas construtivos devido a transmissão sonora de flanco, e, a impedância característica dos materiais acústicos.

A vantagem superlativa é que um diagnóstico poderá ser feito sobre os vazamentos sonoros e da sua contribuição para a perda total de transmissão de uma construção inteira, através de uma varredura completa de todas as partes, separadamente. Uma vantagem adicional é que tais medições podem ser efetuadas em uma sala qualquer (sem preocupações de campo sonoro difuso).

O propósito deste artigo é o de sumarizar o avanço que se obteve com a aplicação das técnicas de medição da intensidade sonora na acústica de edificações. O moderno desenvolvimento de instrumentos de medida de intensidade sonora começou com a descoberta das transformadas rápidas de Fourier e com o desenvolvimento de técnicas para filtragem de sinais elétricos utilizando técnicas digitais. Somente após tais descobertas ficou bem estabelecido quais instrumentos e procedimentos para determinação da intensidade sonora tornar-se-iam adequados para medições de laboratório e de campo. Aplicações para tais instrumentos bem como procedimentos de medidas sucederam-se rapidamente e são ainda constantemente investigadas. Neste artigo alguns destes desenvolvimentos são discutidos, com ênfase naquelas aplicações diretamente relacionadas a acústica de edificações. Os trabalhos publicados na literatura são tão numerosos que seria impossível mencionar todos. Portanto o material apresentado passou por uma seleção. Muitas das referências são trabalhos já publicados nos jornais de acústica e de engenharia de controle do ruído, nos anais dos Congressos "Inter-Noise" e nos Simpósios de Intensidade Sonora celebrados em Cetim, em Senlis, França, e, no livro escrito por F. Fahy, intitulado "Sound Intensity".

A utilização mais ampla das técnicas de intensida-

de sonora em acústica de edificações depende de futura normalização. Exemplos da importância da normalização incluem o desenvolvimento de procedimentos para a determinação das propriedades das perdas de transmissão sonora dos sistemas construtivos, tais como, paredes, pisos, forros, tetos e elementos de fachada, e a determinação das propriedades absorventes dos materiais acústicos, consideradas as incidências normais, oblíquas e randômicas das ondas sonoras. Parece que a larga aceitação destes métodos de medição ocorrerão somente após as normas estarem disponíveis. Um primeiro passo é o desenvolvimento de instrumentos padrões e padronização técnica para a calibração dos mesmos. Este trabalho está sendo feito pela IEC/TC 29. Devido ao grande interesse pela determinação de absorção do som e impedância característica dos materiais acústicos, os fabricantes de equipamentos acústicos já desenvolveram tubos para o uso com os dois microfones medidores e, a ISO / TC 43 / SC 2 / WG 14 foi solicitada a preparar uma norma para método de ensaios com tubo de impedância utilizando a técnica de dois microfones.

Na atualidade desconhece-se ocorrências de algum esforço, a nível internacional, para uso da técnica dos dois microfones para medições de absorção com incidência oblíqua e randômica das ondas sonoras.

Existe também muito interesse pela determinação das perdas de transmissões de edificações e sistemas construtivos. Atualmente, a ISO / TC 43 / SC 2 / WG 18 está revisando as diferentes partes da ISO 140. Esta revisão está sendo feita com estreita cooperação da CEN / TC 26 - "Acoustic properties of building products and buildings". Ao que se sabe, a ISO / TC 43 / SC 2 / WG 18 somente incluiu a técnica de medição de intensidade sonora como método informativo, no Anexo 2 da parte 5, "Field measurements of airborne sound insulation of facade elements and facades".

A intensidade sonora pode ser obtida pelas grandezas de pressão sonora e velocidade de partícula e a defasagem entre estas quantidades. Enquanto a pressão pode ser medida diretamente por pequenos e precisos microfones, existem transdutores pouco adequados para medir diretamente a velocidade de partícula. Devido a velocidade da partícula ser proporcional

ao gradiente de pressão, um tipo de sonda de intensidade detecta gradiente de pressão pela diferença de pressão obtida pelos 2 microfones levemente espaçados (que constituem a dita sonda p - p).

Outro tipo de sonda (sonda p - u) é baseada no efeito Doppler, que ocorre quando uma onda ultrassônica de alta frequência é modulada pela onda acústica medida. As técnicas para a determinação da intensidade sonora não são isentas de erros. A discussão de fatores que afetam a precisão das medições ultrapassam o objetivo deste artigo. Alguns trabalhos referentes aos problemas de precisão estão contidos nas referências de [1] a [8].

O número de trabalhos sobre medições de intensidade sonora e suas aplicações no campo de acústica de edificações cresceu repentinamente na última década, sendo difícil sumarizar todos eles. Portanto, é oportuno somente selecionar trabalhos de perda de transmissão sonora e apresentar um pouco de resultados enfatizando as aplicações práticas. Um grande número de pesquisas foi efetuado com a técnica dos dois microfones para determinação das características de absorção e impedância característica de materiais acústicos. Os resultados não serão tratados neste trabalho.

2.1.1. Medições da Perda de Transmissão Sonora

Medições de perda de transmissão sonora (PT) são baseadas em medições da potência sonora que é incidente em uma das faces de uma parede submetida a um teste e da potência sonora que é transmitida pela outra face. A perda de transmissão de sistemas construtivos tais como paredes, painéis, fachadas, pisos e forros é usualmente determinada entre duas câmaras reverberantes.

Por definição, a perda de transmissão sonora é dada por:

$$PT = 10 \log \frac{W_1}{W_2} \text{ dB} \quad (1)$$

Onde W_1 e W_2 são as potências sonoras incidente e transmitida. Uma parte da potência sonora que adentra o sistema construtivo pode ser transmitida e radiada pelo sistema adjacente; este processo é designado por transmissão de flanco. A câmara (geradora) onde se encontra a fonte é adequada para criar

um campo sonoro difuso tal que as direções de ondas incidentes na parede, sob ensaio, sejam uniformemente distribuídas. Para a determinação da energia sonora incidente, a técnica da intensidade sonora é idêntica ao método clássico de 2 câmaras e W_1 é determinada pela medição da pressão sonora no campo difuso da câmara geradora. Utilizando a fórmula clássica, a energia sonora incidente é baseada em:

$$W_1 = \frac{P_1^2}{4\rho_0 C} \cdot S \quad (2)$$

sendo P_1 , a pressão sonora na câmara geradora, ρ_0 a densidade do ar, c a velocidade do som no ar e S a área da face da estrutura em teste. A potência sonora transmitida, obtida pelo método clássico das duas câmaras, é determinada pela pressão sonora do campo difuso na câmara receptora, baseada na seguinte relação:

$$W_2 = \frac{P_2^2}{4\rho_0 C} \cdot A_2 \quad (3)$$

Onde A_2 é a área de absorção equivalente na câmara receptora e P_2 é a pressão sonora na mesma. Substituindo-se em (1) os valores de W_1 e W_2 [das relações (2) e (3)] e convertendo-a para a forma decibel resulta a formulação padronizada estabelecida para o método de duas câmaras conforme a ISO 140-3:

$$PT_1 = L_{p1} - L_{p2} + 10 \log \frac{S}{A_2} \quad (4)$$

Onde L_{p1} e L_{p2} são os níveis de pressão acústica médios no tempo e no espaço obtidos de cada câmara (geradora e receptora).

Pelo método de intensidade a potência transmitida e a intensidade sonora média espacial I_2 relacionam-se como :

$$W_2 = I_2 S \quad (5)$$

Substituindo Eqs. (2) e (5) em (1) resulta a formulação do Método de Intensidade:

$$PT = L_{p1} - L_{i2} - 6 \text{ dB} \quad (6)$$

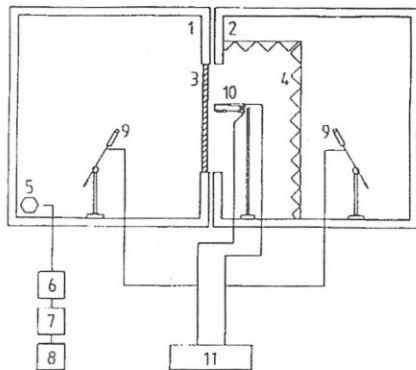
Onde L_{p1} é a média espacial do nível de pressão sonora na câmara geradora, e L_{i2} é a média do nível de intensidade normal registrado na superfície da câmara receptora. Esta equação, embora adequada para aplicações genéricas, não leva totalmente em conta todos os fatores que podem afetar os resultados do teste, tais como a influência da interferência dos campos de contorno próximos da estrutura radiante (principal), a composição estrutural (existente), e a calibração e os erros causados pela absorção. A calibração e os erros causados por absorção são tratados com mais detalhes nas referências [9], [10], [11], [12], [13].

O procedimento normalizado para estimar a densidade de energia em câmaras reverberantes envolve média espacial da pressão sonora na região central da câmara. Waterhouse (14) determinou que em câmaras reverberantes existe um aumento da densidade de energia nos limites das mesmas. Assim posto, os cálculos de energia sonora total da câmara, baseado nas medições de níveis de pressão sonora, na região central da câmara reverberante, serão muito menores. O resultado é que os índices de redução sonora obtidos pelo método de intensidade serão também menores. Este fenômeno, que é particularmente significativo em baixas frequências, parece ser pelo menos parcialmente responsável pela pequena, mas consistente, discrepância entre os resultados dos métodos de intensidade e o convencional de câmaras duplas que foram publicados nas referências [10], [15], [16], [17], [18], [19] e [20]. Levando em conta a "correção de Waterhouse", a formulação complementada da "perda de transmissão sonora deve ser".

$$PT_1 = L_{p1} - L_{i2} - 6 + 10 \log \frac{\lambda S_1}{8V_1} \text{ dB} \quad (7)$$

Onde λ é o comprimento de onda, e S_1 e V_1 são a área da superfície e o volume interiores da câmara geradora do som. A correção de Waterhouse somente é aplicável em baixas frequências. Para uma câmara com um volume de 100 m³, a correção é de 0,5 dB em quinhentos Hertz, 1,0 dB em duzentos Hertz, 2,0 dB em cem Hertz e 3,0 dB em cinquenta Hertz.

Seção vertical de câmaras para transmissão sonora



- 1 - câmara geradora (transmissora)
- 2 - câmara receptora
- 3 - parede divisória ou painel
- 4 - material absorvente
- 5 - sistema de alto-falantes
- 6 - amplificador
- 7 - filtro
- 8 - gerador de ruído branco
- 9 - microfones
- 10 - sonda de intensidade sonora
- 11 - analisador de sinais

Fig. 3. Instalação de laboratório para medição de PT para ensaios de estruturas [18, 24].

Construção de Fachada (unidade de ventilação, janela, painel) partes esquadrihadas.

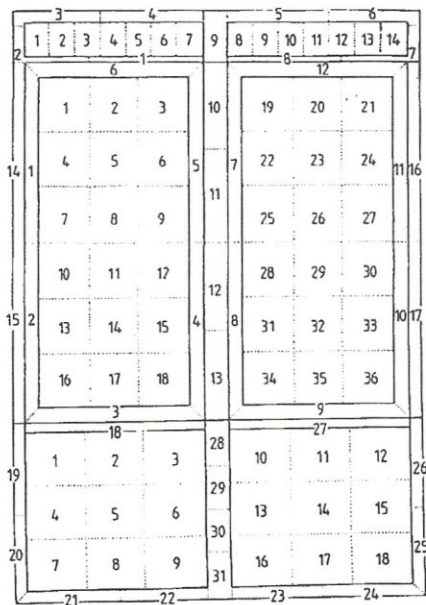


Fig. 4. Elemento de fachada consistindo de uma unidade de ventilação, uma janela e um painel. Todas as diferentes partes, tais como a janela, a unidade de ventilação, o painel, a ossatura estrutural e vazamentos podem ser esquadrihadas (investigadas) separadamente, adotando-se a técnica de medição de intensidade [24].

Na prática a suposição de áreas de iguais tamanhos (da câmara receptora) às áreas de superfície dos objetos em teste, justifica-se somente quando a distância entre a superfície do objeto e a superfície da câmara receptora for pequena, como se exemplifica na Figura 3. Nesta figura é mostrada uma seção vertical das 2 câmaras reverberantes com o equipamento de medição utilizado. A distribuição da intensidade sonora transmitida é normalmente medida sobre uma superfície paralela à divisória (em teste). As medidas nas “faces periféricas” da superfície que confina a divisória em teste, e que são perpendiculares à ela, não devem ser desprezadas: uma porção significativa da potência transmitida pode ser transportada através destas “faces”, especialmente naquelas frequências vizinhas às frequências críticas do painel. Algumas investigações sistemáticas tem sido feitas sobre a influência da distância da medição e da quantidade dos pontos investigados na amostra, na precisão da perda estimada; como exemplo veja Minten, Cops and Wijnants [11] e Guy and De Mey [21]. Quando a medida de superfície S_m , que envolve completamente o objeto em teste, for maior do que a sua superfície S , a perda de transmissão sonora pode ser inferida pela formulação:

$$PT = L_{p1} - L_{i2} - 6 + 10 \log \frac{\lambda S_1}{8V_1} + 10 \log \frac{S}{S_m} \text{ dB} \quad (8)$$

Se o objeto (amostra testada) consiste em uma parede composta, tal como, por exemplo, uma fachada (vidros + partes estruturais), o valor de L_{i2} é obtido como média da superfície das diferentes partes da estrutura composta. É mostrado nas referências [18] e [19], e outras, que varrendo as diferentes partes da superfície da estrutura radiante é preferível do que medições em pontos fixos.

2.1.2. Aplicações de Perdas de Transmissão

As propriedades de transmissão do som aéreo de uma parede são normalmente medidas em laboratório, colocando-a entre duas câmaras reverberantes; uma fonte de banda-larga está dentro da câmara geradora, e o som transmitido é medido na câmara receptora, a qual é calibrada pela sua absorção. A potência sonora incidente é inferida da medição da

pressão sonora média quadrática tempo-espacial na câmara geradora. A energia sonora incidente na parede (em teste) não pode, normalmente, ser diretamente determinada por medições de intensidade na face exposta da parede (na câmara geradora) embora tentativas tenham sido feitas para avaliar energias sonoras incidentes sobre fachada de edifícios, provenientes do ruído de tráfego, cobrindo-os (na fachada) com materiais de elevada absorção de som (22a). Outra tentativa para medir intensidade de som incidente foi feita por Crocker e Valc [23], colocando uma camada de bom material absorvente sobre a face de incidência da parede em teste. Esta técnica não é adequada porque a presença de material absorvente na câmara geradora altera a energia sonora incidente.

2.2. Medições de Sistemas Construtivos Complexos

No método normalizado convencional para medição de perda de transmissão sonora (PT), a energia sonora transmitida é inferida da média quadrada espacial da pressão sonora na câmara receptora calibrada. Entretanto, somente é determinada a potência transmitida total, e nenhuma informação pode ser levantada acerca das propriedades de transmissão diferenciais de cada componente de uma estrutura complexa, tal como uma janela em uma parede ou a combinação de diferentes partes de elementos de uma fachada. Informações de efeitos de flanco não podem ser obtidas, nem particularmente identificar a presença de elementos secundários (transmitentes) de som, tais como a detecção de pequenas aberturas. A aplicação da técnica de intensidade sonora comparada à determinação de energia transmitida, proporciona significativas vantagens nesse mister. Cops e Wijnants [12] demonstraram medições de perdas de transmissão (PT) de partes individualizadas de elementos de fachada; essas medições foram feitas em janelas. O procedimento seguido foi o de medir a PT do montante estrutural, do quadro suporte móvel sustentador do vidro, e, do painel de vidro propriamente dito. Os resultados totais mantiveram-se em consonância com os resultados obtidos pelo método normalizado convencional.

Outro exemplo é a medição de PT de um sistema construtivo, consistindo de uma unidade de ventilação combinada com uma janela e uma parede [24].

A Figura 4 mostra o elemento de fachada. Os resultados das medições de PT das diferentes partes, designados por unidade de ventilação, a janela e a parede, e os resultados de medidas do sistema construtivo completo, são mostrados na Figura 5. O ponto mais fraco na fachada, designado por unidade de ventilação, mostra claramente o mais baixo desempenho. A Figura 6 demonstra a comparação dos resultados de medidas da PT do sistema construtivo comparando as duas técnicas, a da medição de intensidade com a do método convencional. A concordância é bastante satisfatória em todo intervalo de frequências.

2.3. Visualização da Intensidade e Projeto

Um exemplo de distribuição da intensidade do som em uma janela a 250 Hz e 2 kHz publicado por Tachibana [25] é demonstrada na Figura 7. Nesta medição, a fonte sonora foi colocada dentro de uma câmara e a intensidade normal à janela foi medida no outro lado em alguns pontos discretos. Em baixas frequências, a energia sonora é uniformemente transmitida através da janela, como se mostra em (a), em 250 Hz, e em altas frequências a potência sonora é transmitida principalmente através das partes periféricas da janela como se mostra em (b), em 2 KHz. Gerretsen [26] investigou a influência na PT (perda de transmissão) dos quadros das janelas, das dimensões dos panos das mesmas e das posições das aberturas de ventilações.

Entre várias aplicações de medições de intensidade sonora para determinação da propriedades acústicas de sistemas construtivos, existem um certo número nas quais aplicam-se premissas específicas de projeto, de operação e de instalação. Os efeitos de panos entre-abertos de uma janela foram investigados por Mignerou e Asselineau [22b], e exemplos de campos de intensidade sonora são mostrados na Figura 8. Guy e De Mey [21] investigaram o efeito de absorção das superfícies das frestas nas medições de PT em janelas de vidro de abrir. Eles observaram um aumento significativo da PT e concluíram que o mecanismo isolante não consistia da redução da potência sonora radiada pela janela porém da subseqüente absorção no encosto da ombreira contra a parede (fresta).

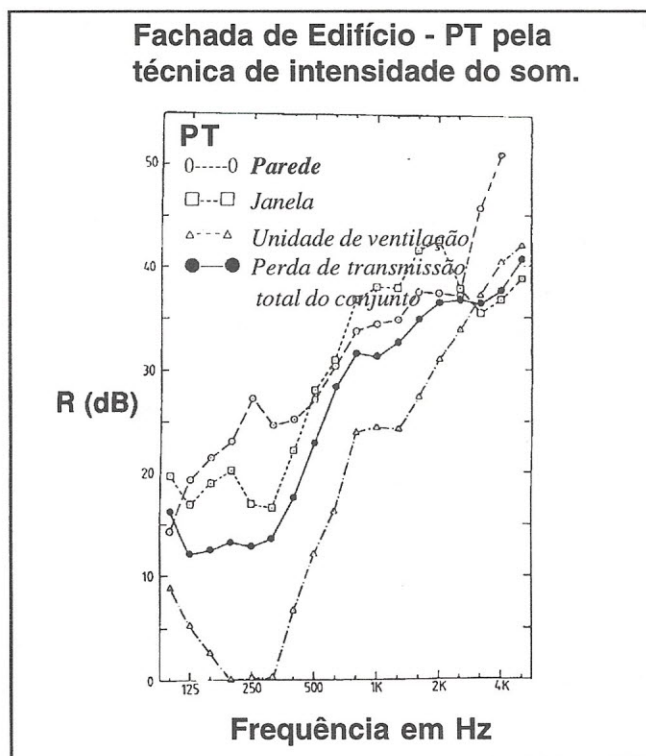


Fig. 5. Medição de PT de elemento de fachada pela técnica de intensidade.

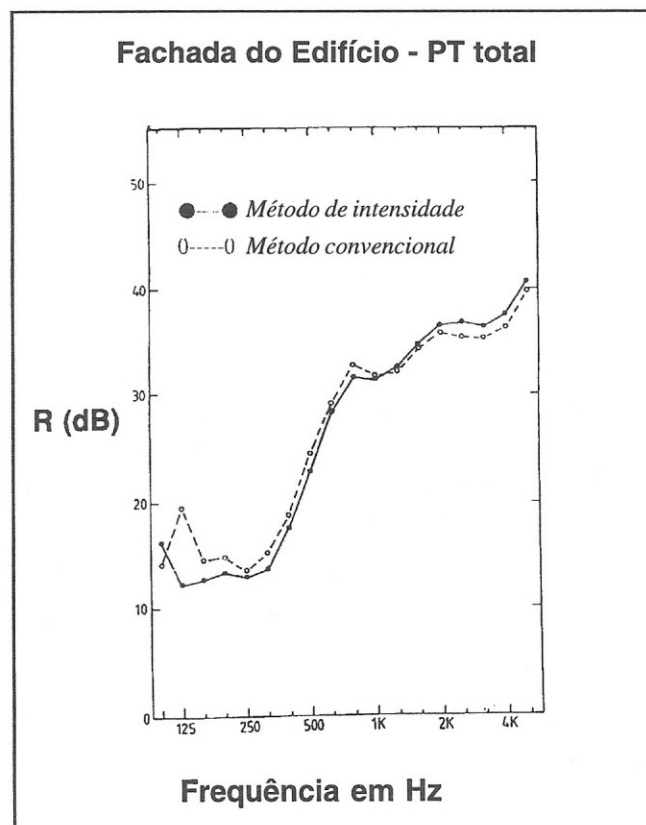


Fig. 6. Perda de transmissão - PT do elemento completo de fachada determinada por ambas as técnicas.

Halliwell e Warnock [19] e Cops e Minten [18], entre outros, utilizaram o método de intensidade para investigar a influência, do então chamado “efeito de nicho”, na perda de transmissão devido a colocação de divisórias, instaladas e encaixadas na espessura da abertura entre câmaras. A Figura 9 mostra a seção horizontal de uma instalação de dupla câmara com uma divisória (I) respaldada na face da câmara nº 1 e uma outra (II) encaixada no centro da abertura confrontando-se com a formação de um nicho na câmara [2]. A Figura 10 mostra a influência do “efeito de nicho” nos resultados de perda de transmissão (PT), obtidas pelo método de intensidade, de um painel de vidro laminado (9 mm), junto com o desvio padrão dos resultados medidos. Cops, Minten e Myncke [24] investigaram outros parâmetros de projeto que influem na perda de transmissão tais como, volume da câmara receptora, dimensões e espessuras da abertura entre-câmaras, influência de difusores, caixa acústicas e microfones.

2.4. Transmissão de Flanco

Muitos investigadores estudaram a influência de “efeitos de flanco” na perda de transmissão (PT), tanto em instalações de laboratórios como na prática [9,24,27,28,29,30,31]. Enquanto conduziam essas investigações, apareceram problemas quando tentavam medir a intensidade média em superfícies com pequenas radiações. A instrumentação não é adequada para o uso dentro de campos sonoros onde o índice “pressão - intensidade” (P.I.) for maior do que 13 dB. Na prática isto significa que a intensidade sonora de separações “parede / piso” poderão ser medidas, porém as medições de intensidade sonora de uma parede flanqueante no mesmo ambiente podem não ser confiáveis. Por este motivo, materiais absorventes devem ser aplicados na câmara receptora para reduzir o índice P.I. tanto quanto possível. Mesmo que a medida de índice P.I. estiver de acordo com as limitações do instrumento, os valores de intensidade média deverão ser desconsiderados caso as medições individuais de intensidade apresentarem grandes variações entre os valores positivos e negativos. Tais flutuações podem ocorrer a baixas frequências devido aos modos de vibração na parede. Se houver muita variação das medidas de intensidade, deve-se aumentar o número de posições de medidas para evitar er-

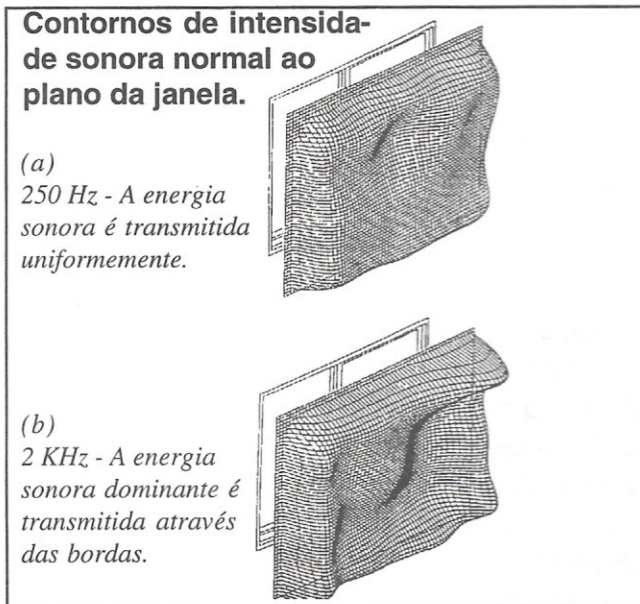


Fig. 7. Transmissão da intensidade sonora através de uma janela (a) banda de oitava de 250 Hz (b) banda de oitava de 2KHz [25].

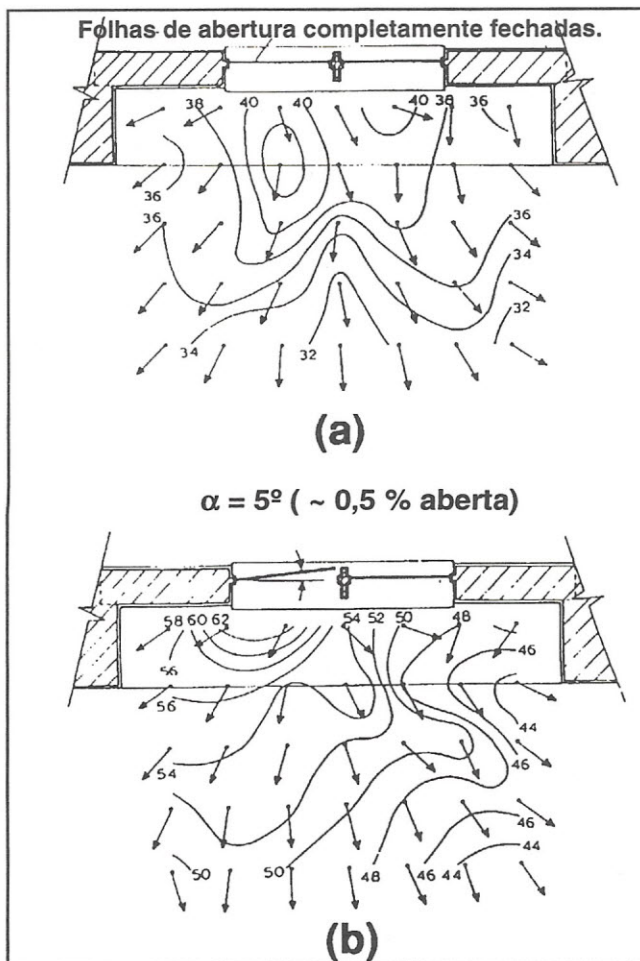


Fig. 8. Representação de distribuição dos vetores de intensidade média e nível de intensidade no plano mediano de uma janela transmitindo ruído em bandas de $1/3$ de oitava de 1 KHz: (a) janela fechada ; (b) janela com abertura de 5° (cinco graus) [22].

ros por amostragem inadequada. Tem sido feitas medições em diferentes junções de parede/piso, assim como determinados os efeitos de transmissão de flanco na isolamento sonora de piso de madeira e estruturas de fachada.

Em todos os experimentos, a técnica da intensidade identificou a maioria dos importantes caminhos de transmissão.

As desvantagens da técnica são:

- 1) Ela requer grandes quantidades de materiais absorventes que ocupam grande volume para o transporte.
- 2) O procedimento de medição toma tempo excessivo.

Isto pode tornar-se um problema no campo da investigação quando o tempo frequentemente é muito limitado. Pelo menos, esta técnica dá uma grande quantidade de informações suplementares as quais não conseguimos obtê-las com o método convencional padronizado.

A fim de caracterizar tal fato, foram efetuadas medidas [24] em uma parede pesada de pedras emassada (com gesso), com espessura aproximadamente igual às paredes confinantes da sala do laboratório (fig. 9). A parede emassada, de alto poder isolante, foi instalada na abertura da câmara 1, e as medições, com a técnica de intensidade sonora, foram efetuadas em ambas as direções, da câmara 1 para a 2 e vice-versa a fim de observar alguns efeitos de flanco. Durante a medição da perda de transmissão (PT) da câmara 1 para 2 a intensidade do som radiado foi determinada pela varredura da parede na câmara receptora. Durante a medição da PT na direção oposta da câmara 2 para 1, a parede na câmara receptora foi varrida, assim como também as paredes flanqueantes.

Na Figura 11 são mostrados os resultados de PT, em função da frequência, na direção de propagação de 2 para 1. A curva cheia mostra os resultados de PT calculados da radiação direta do som vindo da parede sem quaisquer correções de flanco. A curva tracejada mostra os resultados levando em consideração as correções das radiações de flanco através das paredes conectantes. As transmissões importantes pelos flancos ocorrem nas frequências baixas e médias. Na Figura 12, a PT corrigida pelas medições na direção 2 para 1 é comparada com os resultados na direção oposta (de 1 para 2). Existe ali uma notável concordância entre os resultados de PT.

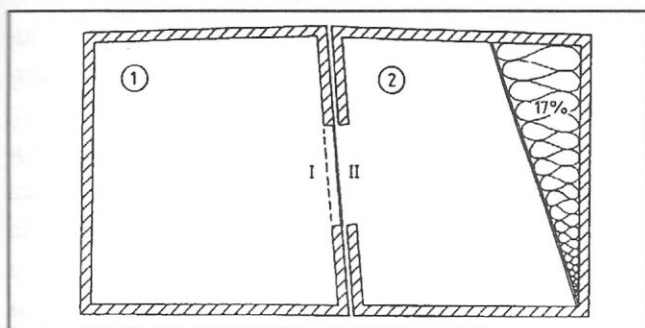


Fig. 9. Corte horizontal (planta) de uma instalação de dupla câmara de ensaios para medições da influência do efeito de nicho na perda da transmissão sonora [18].

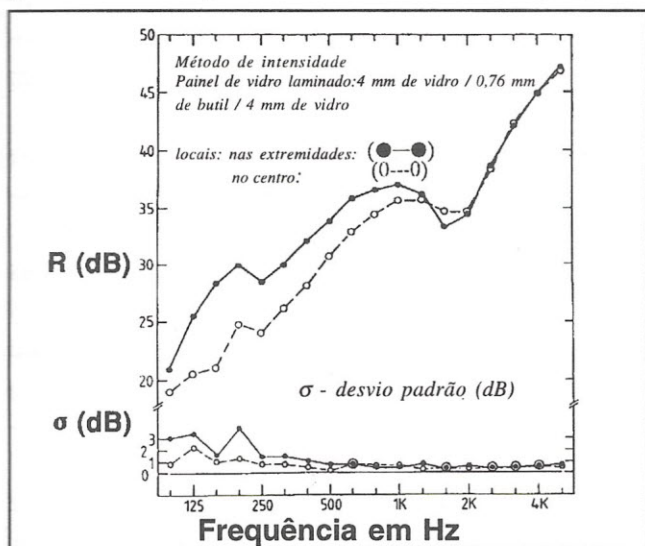


Fig. 10. Influência do efeito de nicho nos resultados da medição de perda de transmissão sonora de um painel de vidro laminado [18].

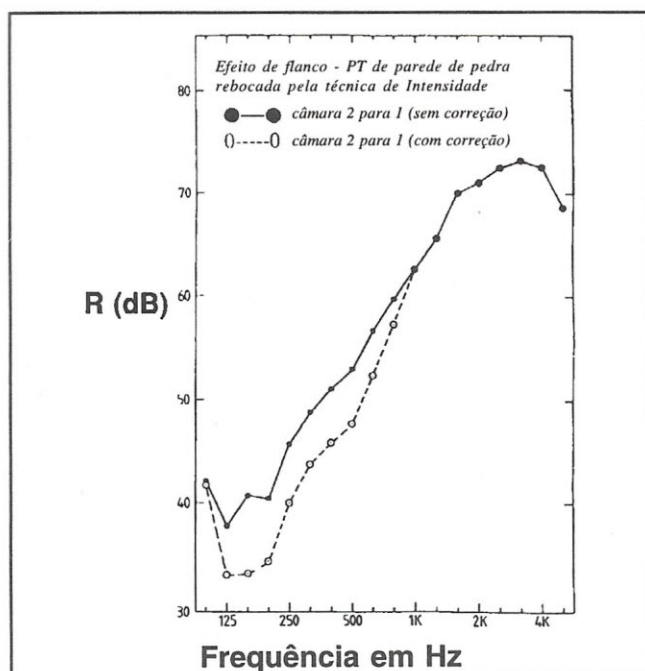


Fig. 11. PT de uma parede de pedras, rebocada com massa de gesso, medida pela técnica da intensidade sonora.

2.5. Construção com Telhado de Duas Águas

A técnica baseada na intensidade foi também aplicada com sucesso, no campo de investigação “in-situ”, em construções com telhado de duas águas [32]. Veja a Figura 13. As medições foram efetuadas na superfície do telhado e nos oitões antes e depois de aplicados materiais adicionais de isolamento sonoro a fim de aumentar a isolação contra o ruído de avião. As diferentes partes da cobertura e oitão foram varridas, e destas medidas, os pontos fracos puderam ser identificados, e os melhoramentos de PT puderam ser sugeridos.

A Figura 14, mostra os valores de PT obtidos pela técnica de intensidade na face do oitão e mostra claramente os pontos fracos.

2.6. Outras Aplicações

O efeito na PT do tempo de reverberação da câmara receptora de laboratório foi investigado para diferentes condições reverberantes por J. Lai e D. Qi [33]. Os resultados indicam que as medidas de intensidade sonora são virtualmente independentes para as condições reverberantes, prevenindo-se que o índice de “pressão-intensidade” das medidas não exceda a capacidade dinâmica do sistema medidor.

J. Lai e M. Burgers [34] investigaram a PT, para diferentes condições de campo de paredes compostas e discutiram a importância do procedimento experimental. M. Lin [35] investigou o amortecimento estrutural de painéis pela utilização do método de intensidade. O painel era montado em uma abertura de caixa estrutural, ou na abertura de uma janela separadora de duas câmaras e era submetido a uma excitação de ruído branco com banda-larga. A pressão sonora atrás do painel, a velocidade de vibração do painel, e a intensidade sonora radiada na frente do painel eram utilizadas para calcular o fator de perda estrutural do painel.

2.7. Rodada de Testes

Durante a rodada de ensaios realizada em diferentes laboratórios da Escandinávia [20,36], cerca de 30 diferentes medições foram conduzidas para estimar a precisão do método de intensidade quando comparado ao método tradicional padronizado. A

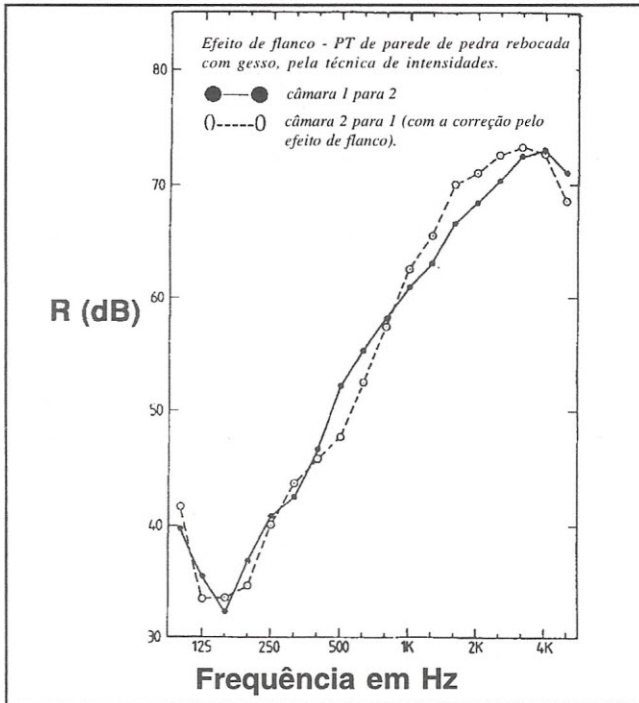


Fig. 12. PT, de uma parede de pedras rebocada com massa de gesso, medidas em ambas as direções, pelo método de intensidade.

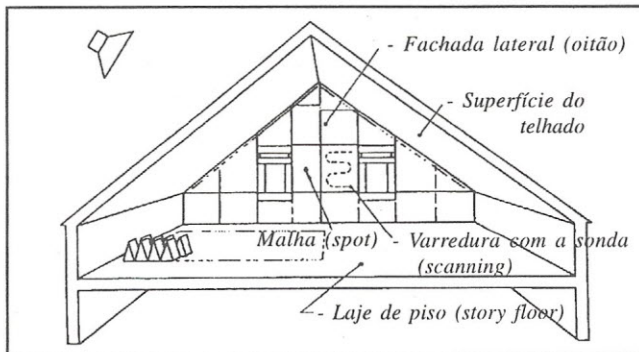


Fig. 13. Desenho esquemático de um sótão com telhado de 2 águas [32].

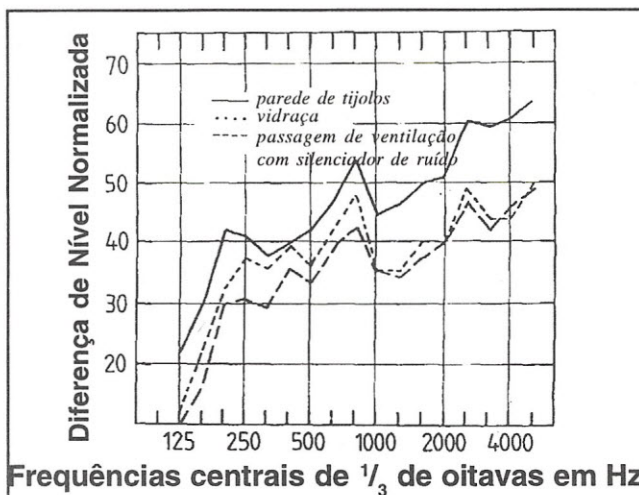


Fig. 14. Resultados de PT obtidos pela técnica de intensidade sonora, da fachada lateral (oitão) da construção do telhado de duas águas [32].

Figura 15 mostra os resultados dos índices de redução de intensidade sonora por comparação interlaboratorial obtida durante a R.R.T. - Escandinava (Round Robin Test), para uma janela metálica de folha simples (curvas inferiores) e uma janela metálica de folha dupla (curvas superiores). Os resultados são de excelente concordância. As pequenas diferenças entre laboratórios parecem ser as mesmas para ambas as técnicas (de intensidade e do método convencional):

As conclusões finais baseadas em todas as medições discutidas mostram que a medição direta de intensidade transmitida fornece várias vantagens em comparação com os métodos convencionais.

1. A câmara receptora não precisa ser calibrada quanto à sua absorção sonora e, nem sequer é necessário o seu uso.

2. A potência sonora transmitida pelas divisórias compostas do edifício, tais como paredes divisórias entre ambientes e fachadas, pode ser determinada separadamente e, por este processo, permite-se a detecção, e quantificação precisa, da transmissão sonora de flanco.

3. A distribuição da intensidade transmitida sobre a superfície da divisória pode ser determinada, e por aí identificar a presença de áreas com isolamento fraco ou vazamentos.

2.8. Holografia e Fonoscopia Acústica

Holografia é uma técnica na qual a medição bi-dimensional de uma frente de onda é utilizada para reconstruir uma imagem completa tri-dimensional.

Em 1980, Williams et al. [37] desenvolveu uma técnica geral que não apresenta as mesmas limitações da holografia ótica. Do ponto de vista acústico, são preocupantes, a restrição de que as fontes, os corpos difratantes e a distância de observação devam ser maiores do que o comprimento de onda sob análise. Em acústica, as dimensões são tipicamente de mesma grandeza com o comprimento de onda. O campo consiste de muitas frequências simultâneas e queremos observar o "campo próximo".

Ao se generalizar a holografia acústica, ou de campo próximo, ela imediatamente demonstrou ser uma extensão poderosa da técnica de intensidade sonora, assim como de muitos outros métodos de análise. A

velocidade e de intensidade da superfície da fonte para o campo distante, o movimento superficial da fonte e a potência sonora total irradiada, incluindo a eficiência de radiação e o padrão de diretividade do campo distante.

Diferentes técnicas de holografias de campo próximo foram desenvolvidas [38,39] e discutidas [40]. Todas elas aplicadas para fontes riantes no campo livre. Contudo, em acústica de edifícios, as paredes, os painéis, as fachadas e elementos das mesmas, etc., são planos vibrantes e riantes nas salas onde é difícil a utilização de holografia acústica do campo próximo. Villot et al. [41, 42, 43] apresentou modificações da técnica, de holografia acústica de campo próximo, a qual permite a reprodução do campo sonoro dentro de câmaras acústicas. As propriedades acústicas de vibração e radiação dos sistemas construtivos podem assim ser obtidas. Eles escolheram designar a nova técnica por "Fonoscopia". Fonoscopia é uma ferramenta original de laboratório baseada em holografia acústica de campo próximo e utilizada para o estudo de sistemas construtivos planos, instalados entre duas câmaras.

Radiação nas câmaras envolve as ondas que emanam do sistema construtivo e as que chegam das reflexões que podem ser distinguidas se o holograma da medição for feito sobre duas superfícies paralelas bem próximas, junto ao sistema construtivo radiante [39]. Neste caso, as medições e os dados processados, ambos são muito complicados. Contudo, se a câmara for um duto retangular, rígido e semi-infinito, com o sistema construtivo radiante colocado em uma das extremidades, não existem ondas refletidas e somente são requeridos simples hologramas superficiais próximos ao sistema construtivo. Na prática, a tradicional instalação de transmissão sonora, consistindo de duas câmaras reverberantes, com isolamento anti-vibrante, separadas pelo sistema construtivo sob investigação, pode ser utilizada. Neste caso a câmara receptora precisa ser transformada em um duto, com o revestimento da parede que se opõe ao sistema radiador, com cunhas eficientes para absorvedores de som para o espectro de frequências em análise ou de interesse. O sistema construtivo a ser investigado poderá ser excitado por fonte sonora na câmara geradora, ou excitado pontualmente. O holograma é então registrado na câmara receptora num plano próximo e paralelo ao painel sob investigação. A teoria da

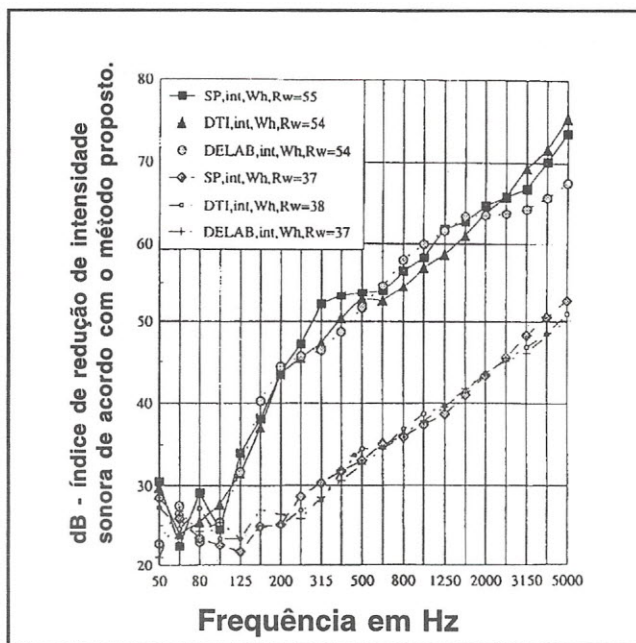


Fig. 15. Índice de redução de intensidade sonora de uma janela metálica de uma folha (curva inferior) e de uma janela metálica de folha dupla (curva superior) [20] [36] - Curvas obtidas da Rodada Robin de Ensaios na Escandinávia.

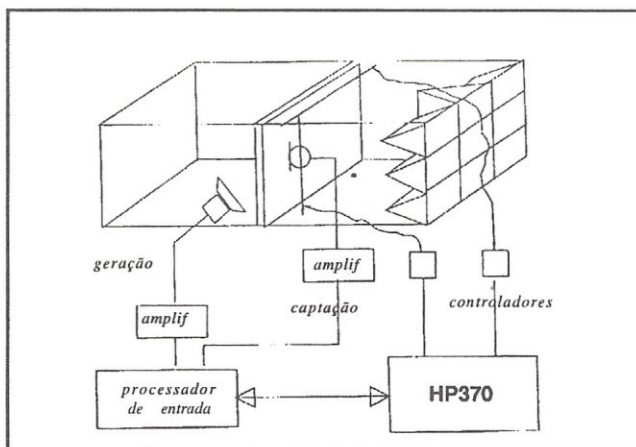


Fig. 16. Diagrama de bloco de instalação de fonoscopia experimental [43].

fonoscopia, assim como observações sobre instrumentação de informática da técnica são dadas na referência [43]. A representação esquemática do laboratório de fonoscopia é mostrada na Figura 16. As medições de fonoscopia são realizadas por varredura do campo de pressão sobre o plano de holograma utilizando-se um simples microfone. O sinal de referência necessário para tal mapeamento sequencial é a entrada de voltagem do alto-falante. Diversos tipos de medições são apresentados na referência [43]. A experiência mais interessante foi rea-

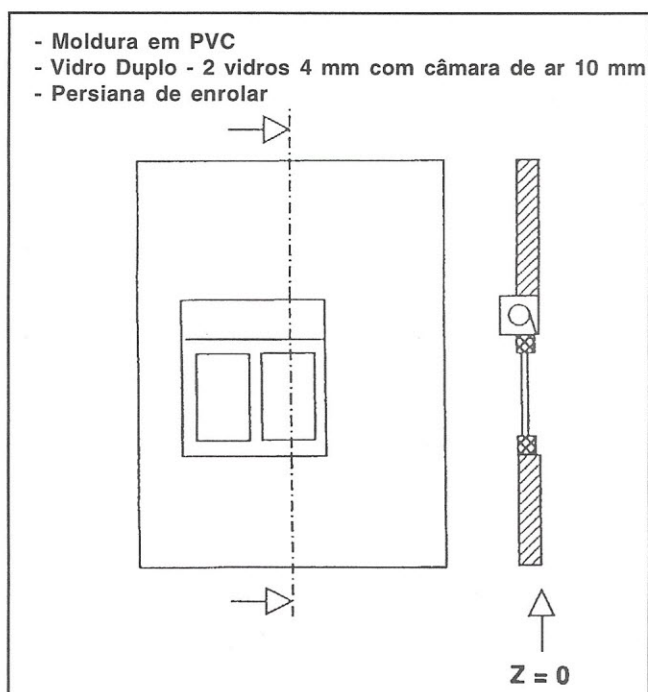


Fig. 17. Representação esquemática da janela e da caixa da persiana de enrolar, montada na parede [43].

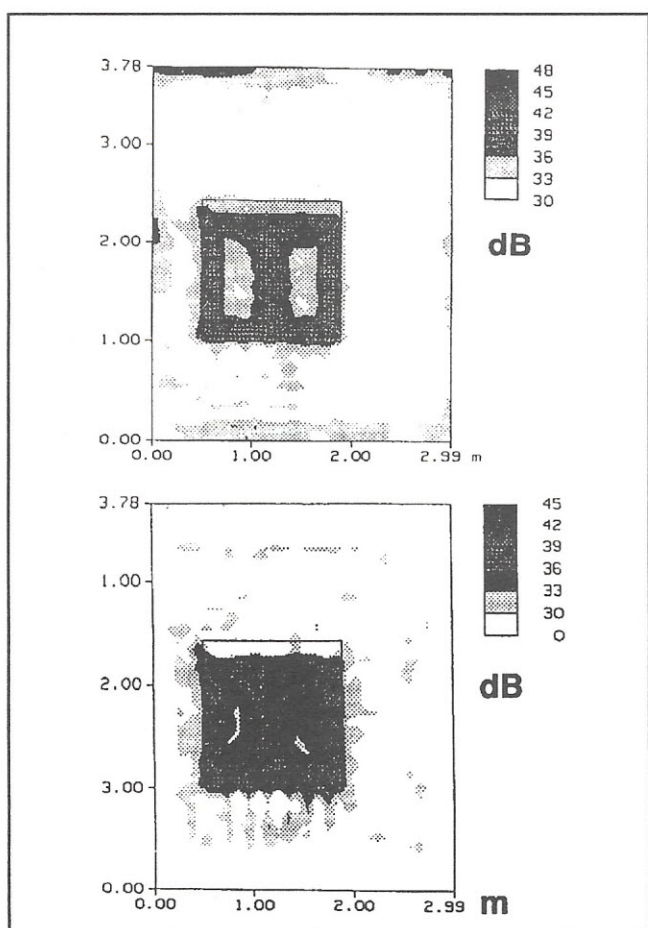


Fig. 18. Mapas Espaciais reais da velocidade (acima) e intensidade acústica (abaixo), ambas normais ao plano da janela $Z = 0$ e 7 cm distante do pano de janela, na terça de oitava de 1250 Hz [43].

lizada em uma janela montada em uma parede, como é demonstrada na Figura 17. As medições foram realizadas no plano $Z = 0$. A janela em si consistiu de dupla camada de vidro 4 mm, com câmara de ar de 10 mm montada com perfis de PVC. A Figura 18 demonstra os mapas de velocidade (acima) e de intensidade acústica normal (abaixo), obtidas do espectro em $1/3$ de oitava centrado em 1.250 Hz. A ossatura (armadura) (de PVC) parece vibrar e radiar muito. Devido a resolução espacial pobre, não é possível dizer se a transmissão sonora é devida à ossatura, ao vazamento ou a ambos. Com as diversas experiências realizadas e discutidas nas referências [41], [42] e [43], a técnica da fonoscopia parece ser muito promissora. É possível visualizar com razoável precisão como as diferentes partes de sistemas construtivos vibram e radiam.

2.9. Controle Ativo do Ruído e da Vibração

Paredes de painéis duplos são frequentemente utilizadas em engenharia de controle do ruído, e em acústica dos edifícios quando não somente ao baixo peso, mas também uma grande isolamento acústica é necessária. Exemplos inúmeros de paredes em arranha céus, paredes móveis de escritórios e cabines de aviões. Contudo o desempenho de um sistema de parede dupla é sofrível na região de baixas frequências. A aplicação dos métodos de controle ativo do ruído, que são particularmente mais eficientes à baixas frequências, pode oferecer um remédio viável nesses casos. Empenhos numerosos de pesquisas foram orientados para a investigação da teoria e aplicação do controle ativo da transmissão sonora nos sistemas construtivos de dois painéis, principalmente no campo da engenharia do controle do ruído. Os resultados de algumas dessas pesquisas foram publicados nas referências [44] a [48]. A técnica pode, portanto, também ser utilizada para a pesquisa na acústica de edificações. O primeiro passo consiste na melhoria da perda de transmissão, de uma parede com duplo painel, com a introdução de pequenas fontes acústicas secundárias na câmara de ar entre os painéis. Esta técnica é denominada controle ativo acústico. Um segundo passo de controle ativo que pode ser aperfeiçoado, e validado, é o uso de vibradores inerciais montados no painel radiante e utilizados como fontes

secundárias. Esta técnica é denominada controle ativo vibro-acústico. O dispositivo controlador deste último, é de configuração similar ao do controle ativo acústico, porém aciona vibradores ao invés de cones de auto-falantes.

A idéia básica destas abordagens é a seguinte: Assume-se que a perda de transmissão pode ser consideravelmente melhorada se o campo sonoro na cavidade for drasticamente reduzido. O campo sonoro na cavidade é em verdade o principal elemento de conexão “acústica” entre os painéis e, portanto, o mais óbvio dos elementos no qual devemos nos concentrar.

A Figura 19 mostra uma montagem utilizada por Sas, Bao, et al [47-48]. É uma caixa, revestida com material absorvente de som, com uma face aberta na qual é montada a parede dupla a ser ensaiada.

Neste ensaio, o ruído é transmitido, através da parede teste, de dentro para fora. A parede em questão é formada por duas placas paralelas de alumínio cada uma com 1,5 mm de espessura, fixadas a montantes de aço 10 x 150 mm (câmara de ar interposta de 150 mm).

Dois tipos de ensaios foram efetuados: ensaios com fonte de ruído primário de tom puro e ensaios com fontes de ruído primário randômico. O nível de pressão sonora (NPS) transmitido foi monitorado em seis pontos localizados em um plano afastado 200 mm do painel superior da parede ensaiada.

Os NPS's, de todos os seis microfones, com e sem controle ativo, foram registrados e a diferença entre estes registros proporciona uma estimativa grosseira da contribuição do sistema de controle ativo. A Figura 20.a mostra um resultado típico para uma série

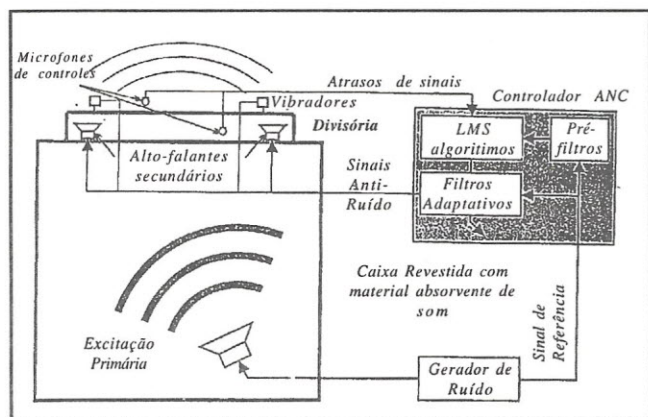
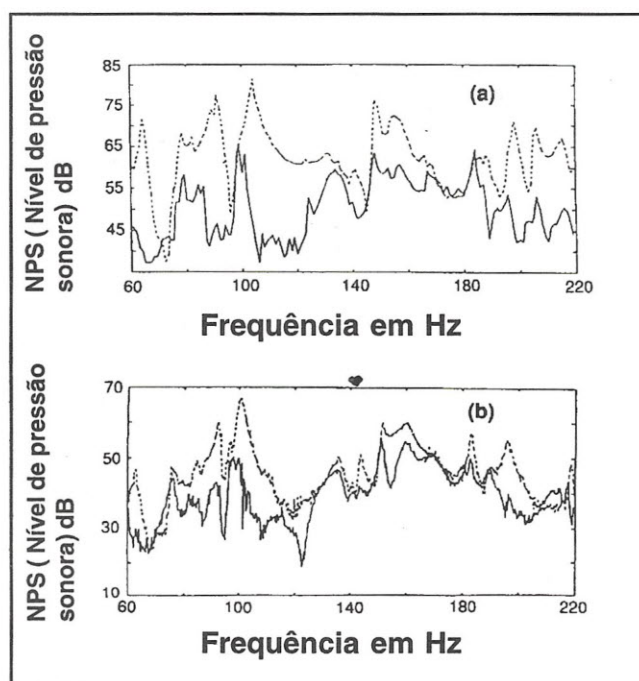


Fig. 19. Representação esquemática da instalação experimental de ANC (Active Noise Control) [48].



de medidas. É o resultado de uma configuração com dois alto-falantes (anti-fontes) secundários localizados em lados opostos, dentro da cavidade e dois pontos de controle (microfones de controle). Pode ser observada em toda a banda de frequências, uma redução global do nível de pressão sonora. As reduções obtidas são muito pronunciadas na vizinhança das frequências de ressonâncias do sistema acústico vibrante (painel-cavidade-painel). Estes resultados são para fonte de excitação primária em tom puro.

A Figura 20.b mostra o espectro de nível de pressão sonora (NPS) com e sem controle ativo (medidas dos seis microfones a uma distância de um metro (1,00 m) do painel superior da parede em teste) onde o sinal da fonte primária foi alterado de tom puro para um sinal randômico (estocástico). Como esperado, as reduções resultantes são menores do que aquelas no caso de um tom puro, mas são ainda consideráveis (20 dB ou mais), especialmente na vizinhança de ressonância da cavidade. Isto prova com clareza que, pela configuração ensaiada, o sistema de controle ativo do ruído não está limitado à fontes de sinais periódicos, mas poderá também estender-se à fontes de emissões randômicas.

3. MODELAGEM NUMÉRICA: ANÁLISE ESTATÍSTICA DE ENERGIA (SEA) MÉTODOS DE ELEMENTOS FINITOS (FEM) E MÉTODOS DE ELEMENTOS DE CONTORNO (BEM)

O trabalho teórico na modelagem numérica, com aplicação especial para a acústica de edificações, relaciona-se à isolamento dos sons aéreo e estrutural.

Os mecanismos fundamentais são a resposta vibratória de um sistema construtivo, causadas por excitações da onda sonora aérea ou de impacto mecânico, e a radiação sonora resultante. A primeira análise global vem de um trabalho do L. Cremer [49] na década de 40. Ele demonstrava a influência da massa superficial, rigidez à flexão e o amortecimento interno de uma parede simples na isolamento sonora. A coincidência geométrica entre o comprimento da onda incidente e o da onda de flexão da parede excitada era claramente demonstrada ser causada de fraca isolamento sonora nas frequências próxima e acima da frequência de coincidência. A exata compreensão desse fenômeno é ainda um dos maiores assuntos no ensino da acústica de edificações, e é importante para a correta interpretação da isolamento acústica em todos os variados resultados de medições. O efeito de coincidência também relaciona-se à radiação sonora devido as vibrações induzidas pela excitação de impactos devido ao caminhar de pessoas, quedas de objetos, etc.

Normalmente, a máquina padrão de impactos é utilizada para simular tais excitações, porém as vibrações podem também originar-se de equipamentos mecânicos, pela transmissão indireta do som através do arcabouço do edifício, ou pelas ligações estruturais (pontes acústicas) em estruturas duplas. Conceitos tais como impedância pontual, balanço de energia de vibração e balanço de energia acústica radiada e absorvida são as principais ferramentas para modelagem de problemas práticos relacionados a fluxo de energia. Estes permitiam por exemplo, as primeiras predições de transmissão de flanco.

Após o trabalho de Cremer, a pesquisa teórica levantou algumas perguntas adicionais e interessantes na acústica de edificações: Qual é a influência das di-

mensões finitas de paredes e de ambientes na isolamento e na radiação do som? O que acontece com painéis sanduiches? O que acontece com a transmissão de vibração nas junções? Veja, por exemplo, as referências [50-53].

A modelagem para aplicações na acústica da construção tem sido beneficiada também pelas interações com outros campos. Como exemplo, a pesquisa das propriedades dos materiais porosos. A modelagem total destes materiais resultou em um esquema perfeito para avaliação da transmissão sonora através de painéis sanduiches (camadas rígidas combinadas com camadas macias de materiais porosos) [54].

Todos os estudos iniciais foram baseados no acesso ordenado e em soluções analíticas das equações dominantes. No início da década de sessenta, Lyon, Sharton, e Maidamik introduziram o estudo estatístico, como análise técnica global, para todos os problemas de transmissão de energia entre sistemas com muitas frequências de ressonância [55]. A técnica estima o fluxo médio de energia em função do tempo dentro da estrutura e entre a estrutura e o fluido. Cada um dos sistemas acoplados foi modelado matematicamente como uma série de molas com os seus respectivos modos independentes.

Provou-se que o fluxo de energia é simplesmente proporcional à diferença da energia modal, em média. A troca energética entre um compartimento e o volume de um fluido nele contido, poderia ser avaliado pelas características da média modal da radiação no espaço-livre. Contudo, estas regras são aplicáveis somente para altas densidades modais e para excitações acústicas de bandas largas. Parecia um tanto bizarro para um engenheiro mecânico considerar uma placa retangular como o equivalente a uma asa de avião. Porém, para a acústica de salas e de edifícios, já era uma prática comum. Em verdade, para aplicações na acústica de edificações, considerava-se a energia como um parâmetro dinâmico sem muita preocupação sobre as ressonâncias específicas do ambiente ou de paredes. A Análise Estatística de Energia (SEA - Stistical Energy Analysis) foi, por conseguinte, bastante inovadora para a acústica de edificações como um esquema elegante e coerente, permitindo dividir um problema de transmissão complexo em vários problemas práticos que possam ser resolvidos em separado. Contudo, a transmissão so-

nora não é somente um problema de troca de energia reverberante, uma vez que as ondas de flexão (ondas forçadas) proporcionam uma maior transmissão sonora, quando em coincidência do que uma outra predita pela interação de onda ressonante através da Análise Estatística de Energia (SEA). O esquema da SEA tem de ser corrigido para este efeito, e a abordagem específica tem de ser determinada para problemas tais como cavidades acopladas, montantes, ou ligações em paredes duplas. Na década de setenta, a técnica do SEA foi apresentada como um meio para analisar a transmissão de flanco [56]. A Análise Estatística de Energia (SEA), permitiu um avanço geral, porém a consequência disto, em verdade, foi a demanda por valores específicos de todas as perdas por acoplamento.

Mais trabalhos tiveram de ser feitos a fim de obter resultados de valor prático, isto é, diretamente transformáveis a simples avaliações numéricas. Mais confiança foi obtida na abordagem tradicional. Foi baseado no simples balanço energético, na compilação de conhecimentos teóricos e empíricos, e num modelo simplificado somente para a “primeira ordem de transmissão de flanco” [57].

O principal benefício do SEA está na criação de uma estrutura para a análise. Numerosos trabalhos referem-se a problemas específicos, tais como fatores internos de amortecimento em sistemas construtivos e fatores de perda das juntas conectoras entre duas placas. O SEA tem também sido utilizado para transferir experiências de junções amortecidas aos resultados obtidos nas placas semi-infinitas [56]. A análise de transmissão de ondas de vibração tem sido um tópico importante para diversos pesquisadores e agora leva-se em consideração todos os detalhes de junções a fim de chegar tão próximo, quanto possível, da situação real construtiva com as conexões desalinhadas ou com as intercadas elásticas [58]. A SEA também permitiu a combinação de transmissão de diferentes tipologias de ondas [59].

A crítica do uso da Análise Estatística de Energia (SEA) diz respeito a discussões sobre “acoplamentos fracos e fortes”, sobreposição modal, baixas densidades modais, intervalos de confiança, etc..

A SEA não faz distinção entre 2 salas com idênticas dimensões e duas salas com iguais volumes e diferentes dimensões.

Por outro lado, não existem construções “idênticas”. Diferenças em manufatura, materiais, equipamentos, etc. são normais.

Existe considerável confiança para aplicação em edificações. Diferentes grupos (de pesquisadores) têm desenvolvido programas de computador para calcular a transmissão da onda estrutural e calcular a transmissão total de som aéreo e vibrações para todas as tipologias de ondas em grandes estruturas de edifício e navios. Villot [60] menciona algumas modificações baseadas na integração das bandas de frequências. Isto permite um melhor esclarecimento de resultados em baixas frequências (60). Nesse contexto, o “Centro Científico e Técnico da Construção” (CSTB) em Grenoble, França propôs aplicações (da SEA) em ruído de condução estrutural dos trilhos ferroviários.

Embora a SEA pressupõe uma abordagem estatística para problemas de transmissão, ainda se conhece pouco sobre estatísticas de resultados. Isto está se tornando um dos principais pontos de interesse para a aplicação geral do método [61]. Craik [62] reportou experiências mostrando que somente as propriedades modais do sistema receptor exprimem a ligação entre duas placas. Isto significa que as estatísticas de mobilidade podem ser utilizadas para determinar os limites inferior e superior.

Os limites de confiança, como propostas por Lyon, superestimam o erro atual. Para aplicações em acústica de edificações, são dadas sugestões para os valores necessários de sobreposição modal e o cálculo dos modos [62].

Alguns resultados recentes, conforme Craik [63], referem-se a transmissão sonora através de pisos de madeira. A aplicação demonstra claramente o acerto da aplicação do SEA: um esquema claro de todos os tipos de transmissão tornando possível identificar os caminhos e fazer predições dos efeitos prováveis dos aperfeiçoamentos [63]. Veja Figura 21.

Recentemente, a pesquisa de isolamento de som aéreo e radiante tem notadamente sido beneficiada pela enorme evolução de rigorosas técnicas de cálculo. Estes métodos são usualmente conhecidos pelas suas siglas, FEM por Finite Element Method (método de Elementos Finitos), e BEM por Boundary Element Method (Método de Elementos de Contornos). A análise do FEM é uma técnica de resolução de um grupo de equações diferenciais governantes pela sub-

análise do FEM é uma técnica de resolução de um grupo de equações diferenciais governantes pela subdivisão do espaço material em um grupo finito de elementos agrupados. Estes elementos podem ter geometrias diferentes, e número de nós e funções ordenadas, distintas, em um campo específico variável. As condições de continuidade têm de ser satisfeitas na malha de nós. A técnica é de uso geral e nós somente mencionamos algumas aplicações específicas da acústica de edificações. Uma aplicação típica é a "resposta modal de câmara de fonte e a câmara receptora" a qual é importante para o entendimento de precisão de medidas de isolamento sonora.

A análise do FEM foi aplicada a fim de obter a resposta calculada dos testes nas câmaras de três laboratórios com as diferentes posições da fonte. Utilizando o FEM, poderá-se calcular as frequências de ressonância de câmaras irregulares. Os cálculos provaram ser úteis quando foram investigados os campos sonoros nas câmaras geradoras (câmaras da fonte) na faixa de frequência de 100 - 250 Hz. Contudo foi comprovado que a posição ótima para a colocação de alto-falantes calculada não é válida na prática.

Tem sido também demonstrado que a precisão da medição não é fator restritivo no conceito do índice de redução sonora a baixas frequências [64, 65, 66]. Outras aplicações são, por exemplo, análises das propriedades mecânicas de uma entrecamada elástica contida (Fig. 22) [58], ou modelagem de painéis duplos com recheio de material poroso (Fig.23) [67].

A idéia básica do Método de Elementos de Contornos (BEM) é expressar a propagação das ondas em um fluido pelos meios de pressão e velocidade na superfície envolvente. Isto tem uma importante vantagem sobre o FEM; o número de graus de liberdade torna-se menor, uma vez que os elementos discretos situam-se somente nos contornos, e a radiação para um espaço aberto (para o infinito) seja incluída na formulação. O princípio geral é a determinação do campo sonoro a partir do conhecimento da distribuição da pressão acústica e o componente normal da velocidade de partícula nas superfícies limítrofes pela aplicação da equação integral de Kirchoff - Helmholtz. O BEM resolve este problema com a divisão da superfície vibrante em um grupo de elementos finitos, para o qual as velocidades normais em cada nó (centro dos elementos) e pressões superficiais são

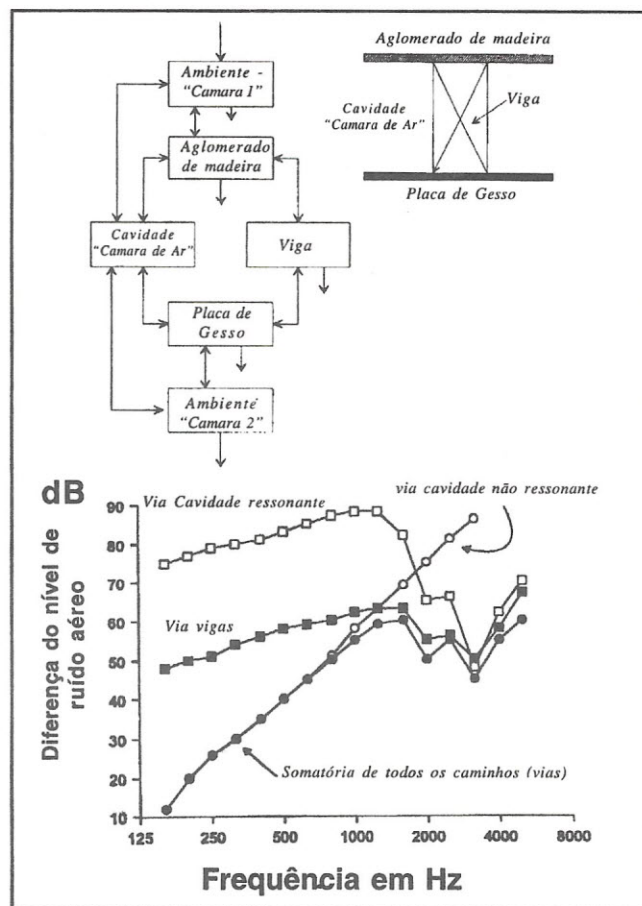


Fig. 21. Resultados de Cálculo de SEA (Análise Estatística de Energia) sobre um assoalho de madeira de edificação [63].

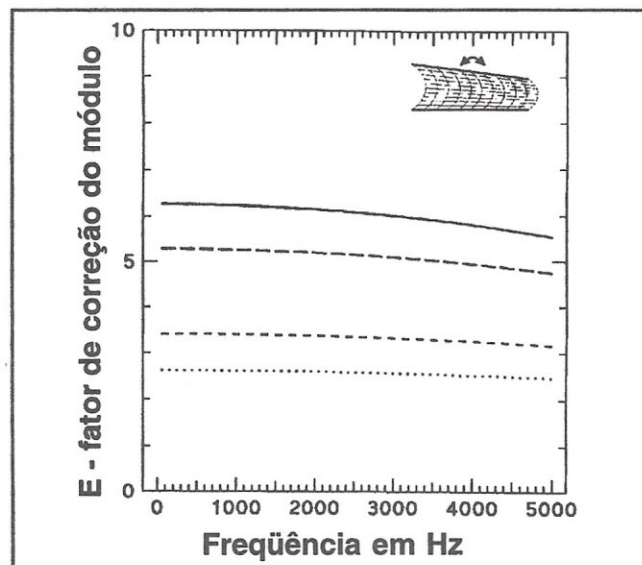


Fig. 22. FEM (Método de Elementos Finitos) Simulação de resultados de FEM, para correção de fator a ser aplicado ao módulo de elasticidade de uma intercamada (miolo) de silicone com $1 \times 10 \text{ mm}^2$ para os diferentes valores de coeficientes de Poisson: $\gamma = 0,495$ (curva superior), 0,49; 0,47; 0,45 (curvas abaixo na sequência mencionada) [58].

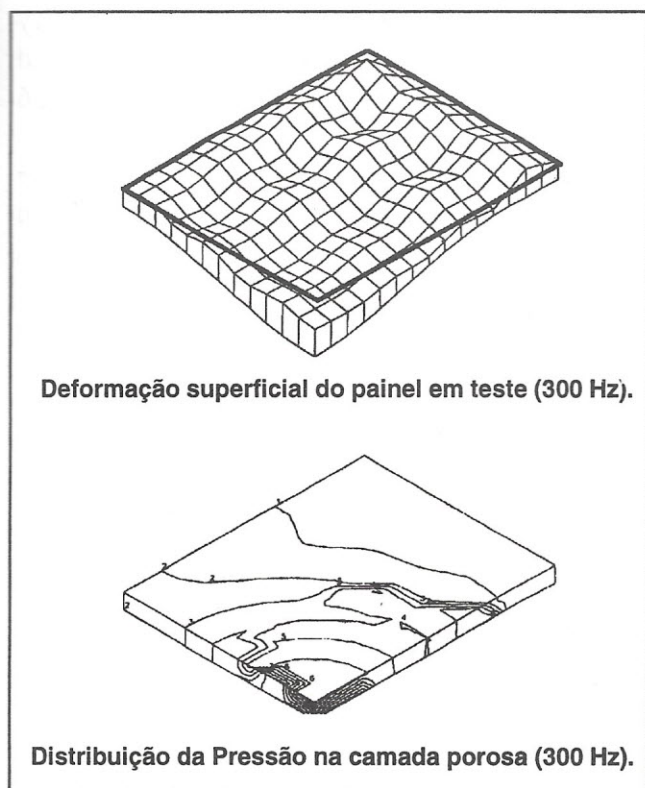


Fig. 23. Modelos de resultados obtidos pela FEM, em painéis com intercadas (miolos) porosos [67].

alocadas. Uma matriz de equações é gerada, ligando a distribuição de velocidade normal e a distribuição de pressão superficial. A técnica pode ser utilizada para os problemas internos ou externos como, por exemplo, a propagação do ruído proveniente das paredes de uma cabine de ensaios de motor de avião [68].

A disponibilidade de um aumento permanente de capacidade de computação certamente estimulará nas aplicações na acústica de edificações. Esta nova técnica aumentará a necessidade por conhecimento mais exato das propriedades da construção e dos materiais absorventes.

4. CONCLUSÕES

Durante a última década (1985-1995), muito valiosas e novas técnicas de medições foram desenvolvidas, principalmente devido a introdução dos analisadores de FFT, e dos avanços na tecnologia de processamento digital, e o aperfeiçoamento de transdutores acústicos. Isto tem contribuído, em amplo sentido, para medições com maior precisão de

parâmetros acústicos tais como perda de transmissão sonora na área da acústica de edificações.

Paralelamente a estas novas técnicas, ferramentas de cálculo tais como SEA, FEM e BEM foram desenvolvidas as quais deram ensejo à otimização técnica para o aperfeiçoamento da construção de edifícios. Uma futura tarefa será a aplicação destas técnicas para o desenvolvimento das soluções de custo real para maior conforto acústico na edificação. Para alcançar isto será necessário um conhecimento adicional das propriedades acústicas e dinâmicas dos materiais de construção e dos materiais absorventes acústicos.

5. REFERÊNCIAS

- [01] J. K. Thompson and D. R. Tree. "Finite difference approximation errors in acoustic intensity," *J. Sound and Vibration*, **75**, 229-238 (1981)
- [02] A. F. Seybert, "Statistical errors in acoustic intensity measurements," *J. Sound and Vibration* **75**, 519-526 (1981)
- [03] S. J. Elliott, "Errors in acoustics intensity measurement," *J. Sound and Vibration* **78**, 439-445 (1981).
- [04] G. Krishnappa, "Cross-spectral method of measuring acoustic intensity by correcting phase and gain mismatch errors by microphone calibration," *J. Acoust. Soc. Am.*, **69**, 307-310 (1981).
- [05] J. Tichy, "Some effects of microphone environment on intensity measurements," *Proc. 1st Int. Con. Ac. Intensity*, 25-30, CETIM. Senlis, France (1981).
- [06] J. C. Pascal and C. Carles, "Systematic measurement errors with the two-microphone sound intensity meters," *J. Sound and Vibration*, **83**, 53-65 (1982).
- [07] M. P. Waser and M. J. Crocker, "Introduction to the two-microphone method of determining sound intensity," *Noise Control Engineering J.*, **22**(3), 76-86 (1984).
- [08] F. Jacobsen, "A simple and effective correction for phase mismatch in intensity probes." *Applied Acoustics*, **33** 165-180 (1991).
- [09] J. Roland, C. Martin, M. Villot, "Room-to-Room transmission: What is really measured by Intensity?"

- 2nd Int. Con. Sound Intensity, Senlis, France, 539-546 (1985).
- [10] B. Van Zyl, P. Erasmus, F. Anderson, "On the formulation of the intensity method for determining sound reduction indices," *Applied Acoustics*, **22**, 213-228 (1987).
- [11] M. Minten, A. Cops, F. Wijnants, "The sound transmission loss of a single panel measured with the two-microphone and the conventional method - Comparison with the statistical energy analysis method." *Applied Acoustics*, **22**, 281-295 (1987).
- [12] A. Cops, F. Wijnants, "Laboratory measurements of the sound transmission loss of glass and windows - Sound intensity versus conventional method." *Acoustics Australia*, **16**(2), 37-42 (1988).
- [13] M. Vercammen, H. Martin, W. Cornelissen, "Application of the intensity measurement technique to building acoustics and the influence of an absorbing partition wall on the measured intensity." *Applied Acoustics*, **23**, 46-62 (1988).
- [14] R. Waterhouse, "Interference patterns in reverberant sound fields," *J. Acoust. Soc. Am.* **27**, 247-258 (1995).
- [15] J. Roland M. Villeneuve. "intensimétrie acoustique, application à la recherche des chemins de transmission du son," *Cahier 1931 du CSTB, France* (1984).
- [16] M. J. Crocker, P. Raju, B. Forssen, "Measurement of transmission loss of panels by the direct determination of the transmitted acoustic intensity," *Noise Control Engineering J.* **17**, 6-11 (1981).
- [17] A. Cops, "Acoustic intensity measurements and their application to the sound transmission loss of panel and walls." *Proc. INTER-NOISE 83 Congress, Edinburgh, Scotland*, 567-570, (1983).
- [18] A. Cops, M. Minten. "Comparative study between sound intensity measurement and the conventional two-room measurement," *Noise Control Engineering J.*, **22**, 104-111 (1984).
- [19] R. Halliwell, A. Warnock, "Sound transmission loss: Comparison of conventional techniques with sound intensity techniques." *J. Acoust. Soc. Am.* **77**, 2094-2103 (1985).
- [20] H. Jonasson. "Sound intensity and sound reduction index." *Applied Acoustics*, **40**, 281-293 (1993).
- [21] R. Guy, A. De Mey, "Exploiting the laboratory measurement of sound transmission loss by the sound intensity technique." *Applied Acoustics*, **20**, 219-236 (1985).
- [22a] H. Tachibana, H. Yano, Y. Hidaka, "The scanning method in sound power and sound insulation measurements by intensity techniques," *Proc. INTER-NOISE 91, Sydney, Australia*, 1041-1044(1991).
- [22b] J. Mignerot, M. Asselineau, "Utilisation de l'intensimétrie pour l'analyse du comportement d'une facade soumise à l'impact du bruit de la circulation," *Proc. 2nd Int. Con. Acoust. Intensity, Senlis, France*, 477-484 (1985).
- [23] m. Crocker. Z. Valc, "New techniques to measure the transmission loss of partitions using sound intensity and single microphone sound pressure measurements," *Proc. INTER-NOISE 90. Gothenburg, Sweden*, 103-108 (1990).
- [24] A. Cops, M. Minten, H. Myncke. "The use of intensity techniques in building and room acoustics and noise control." *Proc. 5th FASE Symposium, Thessaloniki, Greece*, 67-84 (1985).
- [25] H. Tachibana, H. Yano, Y. Hidaka, "Visualization of sound radiation and sound propagation by the sound intensity method." to be published by the Visualization Soc. of Japan, 1994.
- [26] E. Gerretsen, "Some practical applications of intensity measurements in building acoustics." *Proc. INTER-NOISE 90 Congress, Gothenburg, Sweden*, 113-116 (1990).
- [27] T. Carman, L. Fothergill, "Application of the sound intensity technique to the measurement of sound transmission loss in buildings," *Proc. INTER-NOISE 90 Congress, Gothenburg, Sweden*, 95-98 (1990).
- [28] X. Bohineust, P. Wagstaff, J. Henrio, "Investigation of the flanking transmission characteristics of timber frame construction using acoustic-intensity methods." *2nd International Congress on Acoustic Intensity, Senlis, France*, 491-494 (1985).
- [29] B. Van Zyl, P. Erasmus. "Application of sound intensity to the determination of sound reduction indices in the presence of flanking transmission," *Proc. 2nd International Congress on Acoustic Intensity, Senlis, France* 555-560 (1985).
- [30] X. Bohineust. P. Wagstaff, "Measurement of the effect of different wall connections on the sound

transmission loss of timber frame walls using acoustic intensity,” Proc. INTER-NOISE 88 Congress, Avignon, France, 139-142 (1988).

[31] Y. Huang, B. Gibbs, “The measurement of structure-borne sound transmission at plate junctions by an energy intensity method,” Applied Acoustics. **35**. 47-61 (1992).

[32] B. Puts, H. Cauberg, “Determination in situ of the transmission loss of various components of a building facade with the aid of sound intensity measurements.” 2nd International Congress on Acoustic Intensity, Senlis, France, 503-510 (1985).

[33] J. Lai, D. Qi, “Sound transmission loss measurements using the sound intensity technique: Part I, The effect of reverberation time.” Applied Acoustics. **40**. 311-324 (1993).

[34] J. Lai, M. Burgers, “Application of the sound intensity technique to measurement of field transmission loss.” Applied Acoustics. **34**. 77-82 (1991).

[35] M. Lim, “A sound intensity technique for determining structural damping of a panel exposed to noise,” Applied Acoustics, **32**. 311-319 (1991).

[36] H. Jonasson, “Measurement of sound reduction index with intensity technique,” Nordtest Project 746-88, Swedish National Testing and Research Institute. SP Report 23, 1991.

[37] E. Williams and J. Maynard, “Intensity vector field mapping with nearfield holography, Proc. Recent Developments in Acoustic Intensity Measurements.” CETIM, Senlins, France, 31-36, (1981).

[38] J. Maynard, E. Williams. “Calibration and application of near-field holography for intensity measurements,” Proc. INTER-NOISE 82 Congress, San Francisco, USA. 707-710 (1982).

[39] J. Maynard, E. Williams, Y. Lee, “Nearfield acoustic holography. I. Theory of generalized holography and the development of NAH,” J. Acoust. Soc. Am. **78**. 1395-1413 (1985).

[40] T. Lahti, “Analysis methods for acoustical systems based on the FFT and intensity techniques,” Ph.D. Thesis, Technical Research Center of Finland, ESPOO, Publ. 67 (1990). (1990).

[41] M. Villot, J. Roland G. Chaveriat, “Plane acoustic holography in a reverberant environment,” Proc. INTER-NOISE 88 Congress, Avignon, France, 229-232, 1988 (1988).

[42] M. Villot, J. Roland, G. Chaveriat, “Vibration

and radiation measurements of walls mounted between two rooms using phonoscopy,” INTER-NOISE 90 Congress, Gothenburg, Sweden. 67-70 (1990).

[43] M. Villot, G. Chaveriat, J. Roland, “Phonoscopy: An acoustical holography technique for plane structures radiating in enclosed spaces.” J. Acoust. Soc. Am. **91**, 187-195 (1992).

[44] D. Thomas, P. Nelson, S. Elliot, “An experimental investigation into the active control of sound transmission through stiff light composite panels.” Proc. INTER-NOISE 91 Congress, Sydney, Australia. 271-274 (1991).

[45] F. Grosveld, K. Shepherd. “Active sound attenuation across a double wall structure,” 29th Aerospace Sciences Meeting, AIAA-91-0498, 1-7 (1991).

[46] J. Carneal, C. Fuller, “Active structural acoustic control of noise transmission through double wall systems,” 15th AIAA Aeroacoustics Conference. AIAA-9304421, 1-12 (1993).

[47] P. Sas, C. Bao, F. Augustinovicz, J. Van de Peer, W. Desmet, “On the increase of the insertion loss of a double-panel partition by active noise control,” Proc. 2nd Conference on Recent Advances in Active Control of Sound and Vibration, Blackburg, USA, 1-18 (1993).

[48] C. Bao, “Adaptive algorithms for active noise control and their applications,” Ph.D. Thesis, K.U. Leuven (1994).

[49] L. Cremer, “Theorie der Schalldämmung dünner Wände beischrägem Einfall.” Ak. Zeitschrift **VII**. 81-104 (1942).

[50] R. Josse, C. Lamure, “Transmission du son par une paroi simple,” Acústica. **14**. 266-280 (1964).

[51] G. Maidanik. “Response of ribbed panels to reverberant acoustic fields,” J. Acoust. Soc. Am., **34**, 809-626 (1962).

[52] G. Kurtze, B.G. Watters. “New wall design for high transmission loss or hith damping,” J. Acoust. Soc. Am., 31 - 739-748 [1959].

[53] L. Cremer, M. Heckl E. E. Ungar, Structure-borne Sound, Berlim, Springer-Verlag second ed. 1988.

[54] W. Lauriks, P. Mees, J.F. Allard, “The acoustic transmission through layered systems.” J. Sound and Vibration, **155**. 125-132 (1992).

[55] R. H. Lyon. Statistical Energy Analysis of

Dynamical Systems. M.I.T. Press, 1975.

[56] T. Kihlman, "Transmission of structure-borne sound in a building." National Swedish Institute of Building Research, report 9, 1967.

[57] E. Gerretsen, "Calculation of sound transmission between dwellings by partitions and flanking structures," *Applied Acoustics*, 12. 413-433(1979).

[58] P. Mees, G. Vermeir, "Structure-borne sound transmission at elastically connected plates," *J. Sound and Vibration*, 166. 55-76 (1993).

[59] R. Craik, A. Thancanamootoo, "The importance of in-plane waves on sound transmission through buildings." *Applied Acoustics*, 37, 85-109 (1992).

[60] Ph.Jean, M. Villot, "SEA as a predictive tool to improve sound insulation between dwellings." Proc. INTER-NOISE 93 Congress, Leuven, Belgium, 463-466, 1993.

[61] Fahy, "Statistical energy analysis: A wolf in sheep's clothing?" Proc. INTER-NOISE 93 Congress, Leuven. Belgium, 13-26. 1993.

[62] R. J. Craik, J. A. Steel, D. I. Evans, "SEA of structure-borne sound transmission at low frequencies." *J. Sound and Vibration* **144**, 95-107 (1991).

[63] R. J. Craik, R. S. Smith, R. Wilson, "Sound transmission through timber floors, Institute of Acoustics," Spring Conference, United Kingdom, 1994.

[64] D. Pedersen, "The development of guide lines for the choice of loudspeaker positions for building acoustic laboratory measurements," Synthesis report. Jysk Teknologisk Institute, Aarhus. Denmark, 1989.

[65] A. Pietrzyk, W. Kropp, T. Kihlman, "The finite element method as a tool for the description of sound fields at low frequencies," Proc. INTER-NOISE 93 Congress, Leuven Belgium, 467-470, 1993.

[66] W. Kropp, A. Pietrzyk, T. Kihlman, "On the meaning of the sound reduction index at low frequencies." *Acta Acústica*. 2(5). 379-392, (1994).

[67] J. P. Coyette, H. Bloemhof. "A refined model for the composite treated panels as used in the automotive industry," Proc. INTER-NOISE 93 Congress, Leuven, Belgium. 193-196 (1993).

[68] D. Tournoy, P. Poncelet, "The boundary element technique as a tool for the design of a noise protection hangar for jet engine testing on giant aircraft," Proc. INTER-NOISE 93 Congress. Leuven, Belgium, 189-192. (1993).

A EXIGÊNCIA DO REPOUSO AUDITIVO MÍNIMO DE 10 MINUTOS A CADA 50 MINUTOS DE TRABALHO, CONFORME A NORMA TÉCNICA DO ESTADO DE SÃO PAULO

DR. AIRTON KWITKO - Médico
Audiometria Ocupacional
Rua Tupi, 52/101 Porto Alegre, RS
Fon/fax: (051) 341-9966

ENGº RUDOLF M. NIELSEN - Eng. de Segurança do Trabalho

RESUMO

Os autores analisaram a alínea IV, item 2, da Norma Técnica (NT) do Estado de São Paulo (Resolução SS 317, 24/05/94), que exige repouso auditivo mínimo de 10 minutos a cada 50 minutos de trabalho. Através de exercícios matemáticos, demonstram que: 1) indivíduos expostos continuamente, p.ex., a 100 dBA, *utilizando corretamente* EPI que proporciona excelente atenuação, em boas condições e adequadamente escolhido têm uma exposição compatível com as exigências da legislação; 2) indivíduos expostos às mesmas condições de ruído, sem dispor de EPIs com as características anteriormente descritas, não têm nenhum benefício com o intervalo exigido pela NT, em termos de proteção ao ruído. Sob estas últimas condições, o tempo útil para “descanso auditivo” é de 240 minutos (4 horas), para uma jornada de trabalho de 8 horas, e o “descanso” só trará benefícios no caso em que o nível de ruído a que o indivíduo esteja exposto seja igual ou inferior a 86,3 dBA.

Diante dos achados, sugerem que esta NT pode trazer algum malefício, por induzir os responsáveis pela conservação auditiva e o empregado, que está exposto ao ruído, à uma falsa sensação de salubridade. Finalmente, propõem a sua revisão por tratar-se de informação imprecisa.

INTRODUÇÃO

Na área da denominada “audiometria industrial” ou “audiometria ocupacional” ocorre considerável controvérsia à respeito de várias questões. Entre elas: o valor do repouso auditivo no pré-teste, os limiares audiométricos considerados normais, os critérios de definição do agravamento auditivo, a importância da otoscopia efetuada na indústria, os limiares auditivos considerados ade-

quados para a idade (presbiacusia), a realidade e validade das reais medidas de atenuação proporcionada pelos equipamentos de proteção individual, o tempo de duração destes equipamentos.

Além destes aspectos discutíveis, existe o estabelecimento de outras questões, enunciadas em normas técnicas elaboradas por órgãos estaduais ou federais, que regulamentam tópicos da audiometria industrial/ocupacional.

Pretendemos neste artigo analisar a Resolução SS 317, de 24/5/94, do Estado de São Paulo, que

dispõe sobre o diagnóstico da Perda Auditiva Induzida por Ruído (PAIR) e a redução e controle do ruído nos ambientes e postos de trabalho. Desta Norma Técnica examinaremos na parte referente à Proteção Individual (alínea IV), o item 2 - a), que diz: "Nesses casos, onde o EPI é utilizado durante toda a jornada, devem ser implantados intervalos de repouso auditivo mínimos de 10 minutos a cada 50 minutos".

Esse estudo analisará a interrupção da exposição ao ruído pelo período citado. Ou seja: estabelecerá quais os efeitos do intervalo de repouso auditivo como proteção ao ouvido. Em outras palavras, avaliará quais são os efeitos quantitativos da intermitência.

ANÁLISES MATEMÁTICAS

I. Fundamentação legal - *Níveis permitidos de exposição ao ruído, conforme a legislação brasileira.*

As Normas Regulamentadoras, aprovadas pela Portaria nº 3.214/78, do Ministério do Trabalho, relativas à Segurança e Medicina do Trabalho, conforme a lei nº 6.514/77, estabelecem os seguintes limites de tolerância para ruídos contínuos ou intermitentes, conforme o Anexo 1 da NR-15 (Atividades e Operações Insalubres) (Tabela 1). Observa-se nesta tabela que há uma razão de duplicação de 5 dB. Ou seja, a cada redução de 5 dB no nível de ruído, duplica o tempo permitido de exposição (verificar essa regra nos valores múltiplos de 5, como 95, 90, 85; pequenas diferenças nos outros valores são observadas em função de arredondamentos nos tempos).

Para sabermos se os tempos de exposição aos diversos níveis de ruído não ultrapassaram os má-

ximos permitidos, calculamos a dose recebida, conforme a fórmula abaixo. Essa dose nunca pode ultrapassar o valor unitário (somente são permitidas exposições com dose igual ou inferior a um, para a condição ser considerada como salubre).

A dose é calculada pela fórmula:

Dose total = (tempo exposição nível 1/tempo máximo permitido nesse nível) + (tempo exposição nível 2/tempo máximo permitido nesse nível) + ... ou $C_1/T_1 + C_2/T_2 + \dots + C_n/T_n \leq 1$

Assim, por exemplo, se um funcionário está exposto durante 2 horas a um ruído de 90 dBA, e ½ hora a um ruído de 95 dBA, a sua dose total será de:

$$d = (2/4) + (0,5/2) = 0,5 + 0,25 = 0,75$$

Isto porque, para 90 dBA, é permitido um tempo máximo de 4 horas (o tempo de exposição à este nível foi de 2 horas e a dose desse período é de $2/4 = 0,5$), e para 95 dBA é permitido um tempo máximo de 2 horas (o tempo de exposição à esse nível foi de 0,5 horas e a dose desse período é de $0,5/2 = 0,25$).

Como a dose é inferior à unidade, as condições são salubres, conforme a nossa legislação.

I - Primeiro exercício.

Suponhamos que um indivíduo esteja exposto a um ruído de 100 dBA. Conforme vimos, uma pessoa só poderá ficar exposta a esse nível de ruído, **sem proteção**, por não mais de uma hora.

Vamos supor dois casos distintos:

A) O indivíduo dispõe de um protetor de excelente atenuação e em boas condições, corretamente utilizado (cujo NRR consideramos 27¹).

1

O NRR é determinado a partir de um ruído não ponderado (linear) de 100 dBA nas diversas frequências (bandas de oitavas, de 125 a 8000 kHz), sendo calculado como a diferença do Nível de Pressão Sonora (NPS) total, sem proteção, na escala C, menos o NPS total protegido, na escala A, com 98% de segurança (utilizando-se no cálculo as atenuações para cada frequência, diminuídos de dois desvios padrões). Do número final é subtraído 3 dB. O NRR então, não depende do espectro real do ruído. No caso de não se dispor do NPS na escala C, mas apenas na escala A, utiliza-se um fator de correção de 7, que leva em conta a energia de baixa frequência inerente da escala A (o que garante uma segurança adicional, no caso de ruídos predominantemente de baixas frequências) (1).

A.1) Exposição contínua, sem interrupções:

O nível de ruído a que esse funcionário estará exposto (com 98% de segurança) será de $100 - 27 + 7 = 80$ dBA¹. A exposição é equivalente a 50% da dose permitida, que é de 85 dBA, para oito horas de trabalho. Ou seja, a exposição está compatível com as exigências da legislação.

A.2) Exposição com interrupções de 10 minutos à cada 50 minutos de trabalho.

A dose a que o indivíduo está exposto durante toda a jornada de trabalho, computando-se o tempo em que está exposto a níveis elevados de ruído (com protetor, a um nível atenuado de 80 dBA) e de afastamento (sem protetor, a níveis inferiores à 80 dBA) será de:

$d = (8 \times 50) / (16 \times 60) = 0,42$ (ruídos abaixo de 80 dBA não acrescentam dose. O tempo permitido de exposição, para 80 dBA, é 16 horas).

B) O indivíduo exposto não dispõe de um protetor de excelente atenuação e em boas condições, cuja atenuação consideraremos como 10 dB (esse valor tem sido encontrado, com frequência, em determinações de atenuações reais em ambientes industriais, em protetores de concha de baixo custo e não em perfeitas condições de manutenção, com a utilização de dois dosímetros - um dentro da concha e outro na lapela).

B.1) Exposição contínua, sem interrupções:

O nível de exposição a que está exposto será de $100 - 10 = 90$ dBA.

A dose recebida, no final do dia, será de:

$$d = 480/240 = 2,0$$

onde

480 é o tempo total a 90 dBA e

240 o tempo máximo permitido a essa exposição.

Ou seja, uma condição insalubre pela legislação brasileira.

B.2) Exposição com interrupções de 10 minutos à cada 50 minutos de trabalho.

Esse indivíduo, para um período total de 480 minutos (8 horas) e 1/6 do tempo (80 minutos)

exposto a menos de 80 dBA (75 dBA, por exemplo), terá recebido no final do dia a dose:

$$d = 400/240 = 1,67$$

onde

400 é o tempo total a 90 dBA e

240 o tempo máximo permitido a essa exposição.

O Nível de Pressão Sonora médio de exposição durante a jornada diária, com o período de descanso, é de:

$$NPS_{\text{médio}} = 10 \log ((5/6) \times 10^9 + (1/6) \times 10^{7,5}) = 89,2 \text{ dBA}$$

Este valor é superior ao máximo permitido, que é de 85 dBA. Ou seja, o período de “descanso” ocasionou uma redução no nível médio de exposição de apenas 0,7 dB, valor esse que não traz benefício algum ao usuário do protetor deficiente. Ou seja, também caracteriza uma condição insalubre.

II - Segundo exercício:

Como exercício útil para complementação da análise, calculemos o tempo total que o indivíduo com jornada de trabalho de 8 horas, e com o protetor deficiente, teria de “descansar” em local com ruído abaixo de 80 dBA.

Tempo máximo permitido para exposição a 90 dBA:

$$240 \text{ min } (d = 1), \text{ pois } (240/240) = 1$$

Tempo mínimo necessário para “descanso”:

$$480 - 240 = 240 \text{ minutos}$$

Isto é, o indivíduo com protetor deficiente deverá ficar afastado 50% do seu tempo de trabalho num local com menos de 80 dBA, para que tal medida lhe traga algum benefício. Isto é: necessi-

tará de um intervalo de repouso auditivo de 240 minutos, com o que os 80 minutos preconizados mostram-se insuficientes.

III - Terceiro exercício:

Vamos determinar qual é o nível de ruído a que um indivíduo com protetor deficiente deve estar exposto, para que o “descanso” de 10 minutos a cada hora, traga benefícios.

Esse tempo deverá ser tal que a dose, no final da jornada, seja unitária. Para determinarmos esse tempo, utilizaremos a fórmula empregada para se determinar os tempos máximos de exposição aos diferentes níveis de pressão sonora, indicados na tabela apresentada no Anexo 1 da NR 15:

$$T = \frac{16}{2^{(L-80)/5}}$$

onde

T é o tempo máximo permitido a uma exposição de L dBA.

Como o tempo T que o funcionário estaria exposto ao nível de ruído procurado é de 400 minutos, deveremos determinar qual é esse nível L.

Resolvendo-se essa equação, com T = (400/60) horas, determinamos que L é 86,3 dBA.

Ou seja, o “descanso” só traz benefícios no caso em que o nível de ruído a que o indivíduo está exposto seja igual ou inferior a 86,3 dBA (valor ligeiramente superior ao máximo permitido de 85 dBA).

DISCUSSÃO

A questão da intermitência da exposição ao ruído foi analisada por alguns estudos (2-4). Tem-se

constatado que a interrupção em uma exposição contínua reduz o risco de PAIR, provavelmente porque alguma recuperação ocorre nos períodos de “descanso”. Em outras palavras; redução na intensidade da exposição, ou períodos de repouso auditivo durante a mesma, protegem o ouvido. A questão é então quantitativa ou seja: definir quanta proteção a intermitência proporciona, através de um fator de correção (ou período de “descanso”).

Pela necessidade de simplificação, existe a fascinação pela idéia de um simples número para correção. Assim, a abordagem iguala ruídos que apresentam grande variação temporal em termos de energia equivalente. Também simplifica a questão da proteção auditiva, que é presumida como amplamente eficiente.

A adoção indiscriminada de um simples número é provavelmente uma atitude muito incorreta, ou ao menos de aplicação restrita. Períodos de repouso curtos como poucos segundos podem ser úteis para proteger os ouvidos, particularmente naquelas condições em que o ruído está presente por poucos minutos. Talvez seja pelos períodos de repouso que os músicos de rock não desenvolvem grandes perdas auditivas (5).

Os intervalos de repouso auditivo preconizados pela Norma Técnica do Estado de São Paulo são desnecessários no caso de protetores eficientes, e não trazem qualquer benefício quando o protetor é deficiente. Ou pode, até, trazer algum malefício, por induzir os responsáveis pela conservação auditiva e o empregado, que está exposto ao ruído, à uma falsa sensação de salubridade.

CONCLUSÕES

1. Indivíduos expostos a baixos níveis de ruído, ou a níveis elevados mas adequadamente protegidos, não têm nenhum benefício adicional.

A tabela em uso no Brasil tem por base os limites de tolerância estabelecidos pela ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, dos Estados Unidos) em 1975, onde o tempo de exposição permitido, sem proteção auditiva, é dado pela fórmula $T = 16/2^{(L-80)/5}$, válida para níveis de pressão sonora iguais ou superiores a 80 dBA. Assim, na fórmula $Dose = C1/T1 + C2/T2 + \dots + Cn/Tn$, só devem ser consideradas exposições a 80 dBA ou mais.

2. Indivíduos expostos a níveis elevados de ruído, e com protetores deficientes, também não são protegidos por esse intervalo.

3. Indivíduos com protetores deficientes, expostos a níveis elevados de ruído, podem ter uma falsa sensação de proteção, a qual efetivamente não estão recebendo.

4. Só há proteção eficiente ao indivíduo, no caso da necessidade do uso de protetores auriculares, se eles efetivamente reduzirem a exposição a níveis inferiores a 80 dBA, durante todo o tempo a que estão expostos à níveis elevados de ruído.

5. A alínea IV, item 2 - a), da Resolução SS 317 de 24/5/94, do Estado de São Paulo, necessita de revisão pois é informação imprecisa.

devices, p. 23, 1994.

2. WARD, W.D. Noise-induced hearing loss. Research since 1978. In Proceedings of the Fourth International Congress: Noise as a Public Health problem. Wash., DC: Environmental Protection Agency, 125-141, 1983.

3. KRAACK, W. Investigations on criteria for the risk of hearing loss due to noise. In Tobias, J.V., Schubert, D. (Eds): Hearing Research and Theory (Vol. 1), 1982.

4. MILLS, J.H. Effects of noise on auditory sensitivity, psychophysical tuning curves, and suppression. In Hamernik, R. et al (Eds): New Perspectives on Noise-Induced Hearing Loss (pp. 249-263), New York, Raven Press, 1982.

5. HUMES, I.F., Bess, F.H. On the potential deterioration in hearing due to hearing aid usage. Journal of Speech and Hearing Research, 24: 3-15, 1981.

BIBLIOGRAFIA

1. U.S. Department of Health and Human Services (National Institute for Occupational Safety and Health - NIOSH). The NIOSH compendium of hearing protection

TABELA 1

Nível de Ruído dB(A)	Máxima Exposição Diária Permissível
85	8 horas
86	7 horas
87	6 horas
88	5 horas
89	4 horas e 30 minutos
90	4 horas
91	3 horas e 30 minutos
92	3 horas
93	2 horas e 40 minutos
94	2 horas e 15 minutos
95	2 horas
96	1 hora e 45 minutos
98	1 hora e 15 minutos
100	1 hora
102	45 minutos
104	35 minutos
105	30 minutos
106	25 minutos
108	20 minutos
110	10 minutos
112	10 minutos
114	8 minutos
115	7 minutos

O USO DE MATERIAIS ABSORVENTES NO CONTROLE DE RUÍDO INDUSTRIAL: POSSIBILIDADES E LIMITAÇÕES

PROF. JULES G. SLAMA

PEM COPPE/UFRJ

PRO-ARQ/FAU/UFRJ

CAIXA POSTAL 68503 CEP 21945-900

RIO DE JANEIRO

E-mail: jules@serv.com.ufrj.br

LIA KORTCHMAR

PEP COPPE/UFRJ

PRO-ARQ/FAU/UFRJ

CAIXA POSTAL 68503 CEP 21945-900

RIO DE JANEIRO

E-mail: liak@pep.ufrj.br

RESUMO

Este trabalho é motivado pela constatação de que, em diversos projetos de tratamento acústico, o uso de revestimentos acústicos absorventes nas paredes e no teto do recinto não apresenta a eficiência esperada, apesar da experiência dos profissionais envolvidos.

As metodologias clássicas para definir os revestimentos absorventes em ambientes industriais não parecem conduzir à bons resultados. Os locais considerados apresentam grandes dimensões, embora a distância teto-piso seja pequena em comparação às distâncias transversais.

A proposta deste trabalho baseia-se na utilização da curva de decréscimo do som em função da distância para caracterização da absorção do teto do ambiente a ser tratado. Para o cálculo desta curva, necessita-se empregar os métodos referentes à Acústica Previsional ainda no nível do projeto, de modo a relacionar as propriedades físicas do ambiente com a queda do som em função da distância.

Neste trabalho são abordados, de forma concisa, as teorias, métodos e procedimentos práticos que permitem o equacionamento das questões relativas à propagação do som em recintos industriais.

1. INTRODUÇÃO

A estrutura moderna da produção industrial atribui uma importância cada vez maior às condições de trabalho internas à unidade de produção e à poluição do meio externo, sendo que o ruído industrial é um dos principais aspectos considerados. Nos países desenvolvidos, esse tema tem suscitado um grande interesse dos responsáveis pelos setores privados e públicos. Assim, na esfera da ISO (Internacional Standard Organization), um

grupo de trabalho (ISO/TC43/SC1) foi constituído para elaborar as normas internacionais relativas à acústica industrial.

O objetivo, a médio prazo, deste grupo de trabalho, é organizar um quadro normativo coerente e completo que atue como subsídio na elaboração de regulamentos e portarias nacionais. O presente trabalho constitui uma contribuição para a elaboração de uma recomendação relacionada com a utilização de materiais absorventes acústicos em locais industriais.

2. METODOLOGIA EM ACÚSTICA INDUSTRIAL

Uma etapa importante do trabalho do profissional da área de acústica, no que concerne à qualidade acústica do ambiente industrial, é definir, juntamente com o cliente, o desígnio a ser atingido. Este se apresenta sob a forma de um critério, definido por norma ou lei, relacionado ao tipo de ambiente a ser tratado. Esta base para a decisão é resultante de uma extensa atividade conjunta de engenheiros, arquitetos, médicos, físicos, normalizadores, legisladores e outros profissionais.

No Brasil, a Norma NR-15 do Ministério do Trabalho, determina que o trabalhador não deve ser submetido a um ruído contínuo ou intermitente maior que 85 dBA durante as 8 horas de trabalho diárias e apresenta também uma forma de avaliar a exposição ao ruído do trabalhador. Desta forma, para cada posto de trabalho é calculada a dose de ruído associada e definida a redução necessária para cumprimento da norma.

Definido o objetivo, o acústico tem à sua disposição várias ferramentas para auxiliar na sua concretização:

- instrumentos de medição;
- fórmulas e teorias relacionadas com a propagação do som no ambiente (inclusive envolvendo recursos computacionais), que constituem a acústica previsional;
 - banco de dados relativos às características de materiais;
 - banco de dados sobre máquinas e equipamentos;
 - resultados empíricos relacionados à acústica industrial;

O profissional da área de acústica, empregando esses recursos, estará apto a determinar o procedimento adequado à situação. Algumas das recomendações mais frequentes no tratamento de recintos industriais incluem:

- uso de protetores auriculares individuais;
- enclausuramento das máquinas;
- uso de barreiras acústicas;

- uso de silenciadores para ventiladores;
- aplicação de materiais acústicos absorventes nas paredes.

Não se deve esquecer, porém, que as primeiras providências a serem adotadas para o bom desempenho acústico do ambiente e o controle do ruído industrial incluem um lay-out adequado e a escolha/utilização de máquinas menos ruidosas, o que normalmente significa máquinas mais eficientes e econômicas.

É importante observar que, a utilização de materiais absorventes⁴ nas paredes apresenta resultados muitas vezes discutíveis. Observando os locais tratados com este recurso, percebe-se uma insatisfação quanto à qualidade acústica final do ambiente. Este fato ocasiona algumas questões:

- É necessário recomendar uma aplicação sistemática de material absorvente nas paredes? Em caso afirmativo, qual a quantidade e de que modo deverá ser distribuído no ambiente?
- Existe a possibilidade de propor um teste simples para verificar se a absorção de um local é adequada?
- Qual é a influência da conformação do teto do recinto industrial no decaimento do som em função da distância?

As respostas a essas questões constituem o objeto deste trabalho e derivam de uma análise crítica dos modelos que representam o propagação do som em salas com paredes absorventes.

3. A PROPAGAÇÃO DO SOM NO LOCAL DE TRABALHO

Neste item são apresentados, de forma concisa, os métodos que permitem equacionar e simular a propagação do ruído numa sala e apontados alguns resultados teóricos.

3.1 ACÚSTICA PREVISIONAL

Chamamos "Acústica Previsional" o conjunto de técnicas utilizadas para prognosticar o nível de

ruído em um ambiente determinado. Esta previsão é realizada a partir de informações a respeito das características geométricas e da absorção do local, da quantidade, localização e tipo de fontes sonoras e dos obstáculos à propagação do som.

As equações de propagação do som numa sala podem ser formuladas através de equações diferenciais, integrais ou princípios variacionais. As soluções destas equações podem ser obtidas, na maioria das vezes, através de métodos numéricos aproximados e, em determinados casos, através da “convolução” da função fonte pela função de Green do problema.

Métodos baseados na teoria dos raios e das imagens são comuns em acústica previsional, conduzindo à implementações numéricas eficientes nas frequências médias e altas. Nas baixas frequências, a utilização de desenvolvimento em modos de vibrações é mais apropriada. Os modelos semi-empíricos, propostos anteriormente para estimar o nível do ruído numa sala, representam incorretamente o ruído em um ambiente.

3.2 FONTES SONORAS EM ACÚSTICA INDUSTRIAL

A emissão de ruído por máquinas e equipamentos é, por vezes, extremamente complexa. Uma das atividades importantes em acústica industrial, relacionada com previsão, é o estudo, caracterização e classificação dos mesmos como fontes de ruído.

Mesmo em um caso simples, uma fonte sonora é caracterizada pela sua potência sonora W e o seu coeficiente de direcionalidade $Q(\theta, \phi)$, que depende dos ângulos em relação a um sistema de coordenadas esféricas. A medição da potência sonora é objeto de várias normas e estudos, enquanto que a direcionalidade é pouco discutida.

São numerosos os dados obtidos, fazendo-se necessário uma metodologia de armazenamento da informação. Uma das tentativas, de relativo sucesso, é a representação do campo sonoro por uma superposição linear de funções conhecidas como, por exemplo, os harmônicos esféricos^{7,8}. Porém, em trabalhos de acústica previsional ainda é comum adotar fontes omnidirecionais para represen-

tar fontes reais, o que simplifica bastante os cálculos. Os modelos mais frequentemente utilizados para as fontes de ruído industrial são:

- Fontes emitindo som com frequências discretas
- Fontes emitindo ruído aleatório estacionário

Na prática, o ruído não é estacionário, fazendo-se necessário um estudo estatístico experimental para caracterização do campo. Apesar disto, os modelos comumente utilizados para previsão são estacionários. Consideraremos unicamente estes casos, nos quais a descrição da solução é fornecida no domínio das frequências.

3.3 O MÉTODO DAS IMAGENS

É possível verificar que, no caso de um contorno constituído por uma única superfície plana infinita, a condição de Neumann correspondente a uma superfície infinitamente rígida pode ser satisfeita. Bastando, para tal, substituir o contorno por uma fonte simétrica ao mesmo, em fase com a fonte real, denominada fonte imagem ou fonte virtual.

É impossível satisfazer exatamente a condição de contorno correspondente a uma fronteira com absorção mediante a utilização de uma fonte imagem, como no caso da condição de Neumann. Apesar disto, é possível continuar a utilizar o conceito de fonte imagem sabendo-se que esta não é tão bem determinada como no caso de fronteira rígida^{2,9}. A fonte imagem é imperfeita, turva, deformada e localizada numa região simétrica ao suporte da fonte. Sua potência será inferior à potência da fonte verdadeira, sendo proporcional ao coeficiente de reflexão médio para ondas planas da superfície.

3.3.1 INFLUÊNCIAS DA ALTURA E DA ESTRUTURA DO TETO NA POSIÇÃO DAS FONTES IMAGENS¹⁰

O modelo de fontes imagens, apesar de aproximado, é o mais apropriado para interpretar o decréscimo do som em um recinto em função da dis-

tância fonte-ouvinte. Observando-se a distribuição de fontes imagens em torno de uma sala, verifica-se a existência de uma relação entre as posições e as intensidades das fontes imagens com o decréscimo do som.

Consideraremos locais industriais de grandes dimensões com a altura muito inferior às distâncias laterais. Caso o teto seja plano e a fonte localizada longe das paredes, as fontes imagens, devidas às reflexões no conjunto teto-chão, são situadas sobre uma linha perpendicular ao chão. O campo refletido, longe das paredes, apresentará simetria cilíndrica, decrescendo com a distância, distinguindo-se de um campo difuso clássico onde o campo reverberante é constante em todos os pontos da sala.

A intensidade do campo refletido não será nula como no caso difuso. Porém, a inclinação do teto numa certa direção resultará em um deslocamento de fontes virtuais na mesma direção, provocando uma dissimetria do campo sonoro em torno da fonte. No caso de teto ondulado, as fontes são atuantes em algumas regiões e o campo apresenta oscilações.

3.4 DIFUSÃO DO SOM

O espaço dentro de um local industrial é preenchido por máquinas e outros volumes. Deste modo, o som se propaga encontrando obstáculos. Assim acontecendo, a energia é redistribuída, dependendo da forma do objeto e da relação entre a dimensão do obstáculo (a) e o comprimento da onda incidente (λ).

No caso de a e λ serem de mesma ordem, ocorre o fenômeno da difração e a energia sonora é reemitida num conjunto de direções. Se $a \gg \lambda$, as ondas são refletidas.

Sendo os comprimentos de ondas em acústica industrial da ordem de 3cm (10kHz) até 2,70m (125Hz), o som, em um local industrial, é submetido a um conjunto de reflexões e difrações. Assim, a queda do som em função da distância em locais ocupados deverá ser diferente daquela em locais livres.

3.5 TEORIA MODAL

A resolução das equações de propagação do som numa sala pode ser obtida através da aproximação modal. A pressão sonora será representada como uma superposição de modos. As condições de contorno de Robin conduzem a modos não ortogonais¹. Esta representação, interessante nas baixas frequências, não será apresentada no presente trabalho.

4. O DECRÉSCIMO DO SOM EM FUNÇÃO DA DISTÂNCIA

Consideremos uma recinto industrial de grandes dimensões, com a altura do teto inferior às dimensões transversais. Longe das paredes, o campo sonoro de uma fonte omnidirecional apresentará uma simetria cilíndrica. Este local será caracterizado pela sua curva de decréscimo do som em função da distância, a saber:

$$NPS(r,f) - NWS(f) = \phi(r,f) \quad (1)$$

onde:

NPS é o nível de pressão sonora

NWS é o nível de potência sonora

ϕ é a função que representa o decaimento sonoro em relação à distância.

Esta curva, válida em uma região próxima da fonte e longe das paredes, poderá ser determinada tanto por fórmulas empíricas simplificadas propostas por diversos autores, quanto através de simulações numéricas, bem como experimentalmente utilizando-se uma fonte de referência. Dependendo do tipo de sala, esta curva apresenta um gráfico em banheira composto de três regiões distintas na medida em que se afasta da fonte.

A primeira região de forte decréscimo decorrente da distância da fonte corresponde ao som direto; o nível sonoro nesta região decresce na razão de 6dB/dd (decibéis por duplicação da distância). A segunda região, de decréscimo nulo ou inferior a 6dB/dd é característica do campo refle-

tido pelo teto e pelo piso, com pouca influência das paredes. Na terceira região, o som volta a crescer devido a proximidade das paredes.

Levantamentos experimentais, tais como estudos de acústica previsional tem mostrado que a forma da curva na segunda região varia de acordo com a absorção do ambiente, em particular com a absorção do teto. Nesta região, a curva decresce e a sua inclinação aumenta conforme o aumento da absorção.

Foram realizados estudos sobre a relação entre absorção na sala e a inclinação da curva em dB/dd. A partir destes estudos foram propostas, em vários países europeus, regulamentações especificando a inclinação mínima da curva para recintos industriais. Uma tentativa de unificação destes conceitos pela comunidade comum europeia se encontra em andamento.

A seguir são apresentadas algumas idéias e modelos para caracterização da curva de decréscimo do som em locais industriais.

4.1 SOM DIRETO

A fórmula que apresenta o decréscimo do nível de pressão sonora em função da distância fonte-ouvinte, na propagação em campo livre, será utilizada como referência para outras situações.

Em campo livre, sem obstáculos, o som se propaga segundo a lei do inverso do quadrado da distância. O som decai 6dB (6dB/dd) cada vez que a distância do ouvinte à fonte é duplicada. Para uma fonte omnidirecional, a intensidade sonora (I) pode ser expressa em relação a potência da fonte (W) da seguinte forma:

$$I = \frac{W}{4\pi r^2} \quad (2)$$

onde r é a distância da fonte sonora ao ponto considerado.

Em relação aos níveis sonoros, apresenta-se a equação abaixo para o cálculo do nível de pressão sonora:

$$NPS (f) = NWS (f) + 10 \log \left[\frac{1}{4\pi r^2} \right] \quad (3)$$

4.2 PROPAGAÇÃO DO SOM EM SALAS

Em uma sala, as ondas sonoras são refletidas várias vezes pelas paredes, ocasionando a redução de sua intensidade decorrente da absorção das superfícies.

Devido a estas reflexões, o nível sonoro na sala é superior ao nível sonoro correspondente no campo livre. Várias expressões foram propostas para descrever o decréscimo do som em função da distância em recintos industriais.

Dentre todas as fórmulas, a mais conhecida é a Fórmula Clássica⁴ na qual o som da sala é decomposto em dois campos:

- o campo direto, que atinge o ouvinte diretamente da mesma forma que no campo livre;
- o campo refletido ou reverberante.

O campo direto obedece a lei de propagação em campo livre e decai 6 dB cada vez que a distância da fonte sonora ao ouvinte é duplicada.

O campo reverberante atinge o ouvinte com ondas provenientes de todas as direções. Neste campo, as relações entre intensidade sonora e pressão sonora não são as mesmas da onda plana, na qual o nível de intensidade é igual ao nível de pressão sonora (IL = NPS). No campo reverberante a intensidade é nula, já que as ondas sonoras refletidas se propagam em todas as direções.

Neste modelo, o nível de pressão sonora pode ser expresso pela seguinte expressão:

$$NPS (f) = NWS (f) + 10 \log \left[\frac{Q(f)}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right] \quad (4)$$

A expressão acima pode ser decomposta em relação ao campo direto e ao campo reverberante.

SYSNOISE

SOFTWARE DE ANÁLISE ACÚSTICA

Em resposta às crescentes exigências dos consumidores sobre a indústria para redução de ruído em seus produtos, fato reforçado pelas mudanças recentes na legislação brasileira sobre ruído, mais uma vez a SMI é pioneira, trazendo para o mercado brasileiro o software SYSNOISE, utilizado com enorme sucesso em todo o mundo na área de acústica.

Aplicações de destaque do SYSNOISE: acústica veicular, redução de ruído em eletrodomésticos, ruído em aeronaves e controle de ruído em equipamentos industriais.

Com uma grande vantagem: as soluções SMI para implementação da tecnologia, treinamento teórico e prático e consultoria em acústica e vibrações.

smi

SMI - SOFTWARE MARKETING INTERNATIONAL LTDA.

SÃO PAULO: Av. Brig. Faria Lima, 613 - 10º and. - CEP 01451-000 - Fone (011) 820-0388 - Fax (011) 820-7361

RIO DE JANEIRO: Rua da Assembléia, 10 - Grupo 3701 - CEP 20119-900 - Fone (021) 531-2337 - Fax (021) 531-2388

Numerical
Integration
Technologies



Piano de Criação



S&V

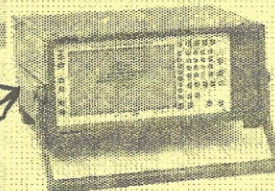
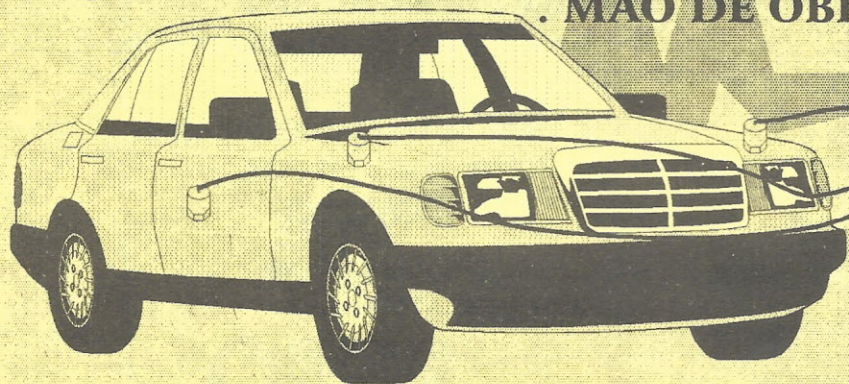
SOUND & VIBRATION
CONSULTORIA TÉCNICA,
INTERMEDIações S/C LTDA

. PARCERIA

. BAIXO CUSTO

. QUALIDADE

. MÃO DE OBRA ESPECIALIZADA

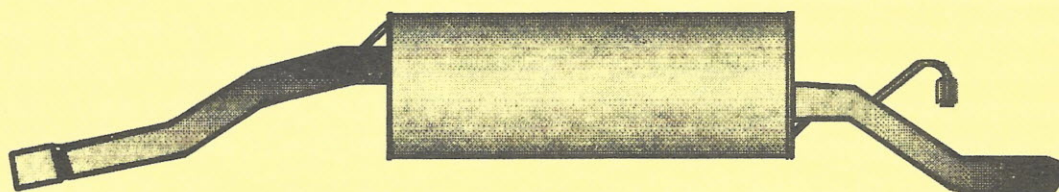


. TECNOLOGIA

R. TOMÉ DE SOUZA, 226 S/17 - CENTRO
CEP 09710-220 - S.B. CAMPO - SP
FONE: 414-6366 - FONE/FAX: 414-6529



Alta tecnologia em silêncio.



Rodovia Fernão Dias, Km 843
Cambuí / MG - Fone (035) 431.1000 Fax (035) 431.1044/1904

Vibrac

A sua melhor Assessoria em vibração e acústica.

Exclusiva na América Latina, a VIBRAC possui modernos equipamentos projetados para precisos testes acústicos e de vibração. Atendendo desde a linha automobilística (veículos leves e pesados), eletro-eletrônicos e motores, até materiais de uso doméstico como carpetes e forrações, a tecnologia VIBRAC desenvolve um trabalho moldado nos padrões internacionais de qualidade. A VIBRAC está pronta para servir o mercado com o que existe de mais avançado em ensaios acústicos e de vibrações.

- Câmara semi-aneecóica
- Câmara para desenvolvimento de produtos
- Câmara de transmissibilidade



TORO

Toro Ind. e Com. Ltda.
Av. Toro 66 Diadema SP Cep 09890-901
TPD Fone (011) 448 2299 Fax (011) 448 5195

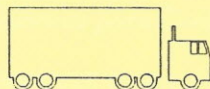
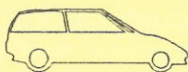
GUIA AMARELO DE ACÚSTICA E VIBRAÇÕES



35 ANOS

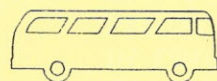
DE DESENVOLVIMENTO

Com tecnologia própria e alto padrão de qualidade a Algodoeira Olan fabrica peças termo-acústicas dentro do mais rígido controle, com seu Departamento de Desenvolvimento Técnico acompanha as evoluções tecnológicas e as necessidades dos mercados: automobilístico, industrial, de confecções, calçados e produtos descartáveis. Sua linha é composta por:

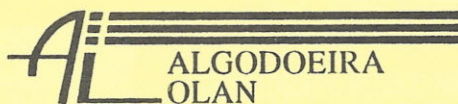


- . isolantes termoacústicos em peças planas e moldadas
- . feltros resinados (FLEX-O-LAN)
- . fibra cerâmica (FIBROCER)

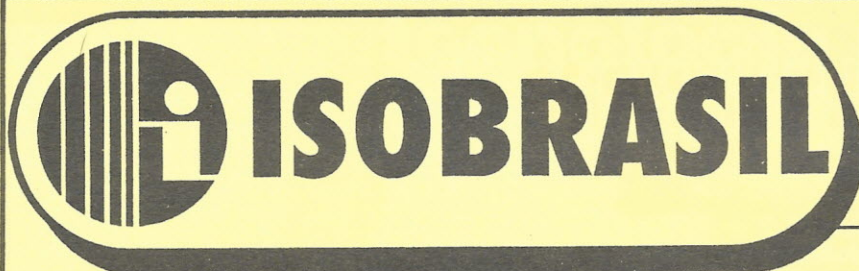
- . laminado asfáltico
- . nãotecidos
- . feltro fenólico



Entre em contato para obter detalhes, ou consultas sobre produtos especiais.



Av. Miro Vetorazzo, 1075
09820-130 - S. Bernardo do Campo - SP - Brasil
Tel.: (011) 753-6400 - Fax: (011) 753-7678



**MEDIÇÃO E AVALIAÇÃO DE NÍVEIS
DE PRESSÃO SONORA.**

**DIAGNÓSTICO E CONTROLE DE
VIBRAÇÃO.**

**PROJETOS E MONTAGENS DE
TRATAMENTO ACÚSTICO.**

**CONSTRUÇÃO DE CABINES
ANTI-SÔNICAS.**

Rua Domingos Monteiro, 333 - Bairro Jardim Industrial
CEP 32.215-380 - Contagem / MG
Fone: (031) 333-7674 - Fax: (031) 333-3762

39 ANOS DE

EXPERIÊNCIA

EM ENGENHARIA

ACÚSTICA

COMPROVADOS

EM ALTO

E BOM SOM

GUIA AMARELO DE ACÚSTICA E VIBRAÇÕES

NÓS TEMOS SOLUÇÕES ACÚSTICAS !

A **ROCKFIBRAS DO BRASIL**, tradicional fabricante de isolantes termo-acústicos em Lã de Rocha Basáltica **THERMAX®**, desenvolve produtos específicos para solucionar problemas nas áreas:

AUTOMOBILÍSTICA: interiores, revestimento de capôs, escapamentos;

CIVIL: forros, divisórias, atenuadores e barreiras acústicas;

MECÂNICA E EQUIPAMENTOS: abafadores de ruídos, isolamento de dutos

ROCKFIBRAS DO BRASIL IND. E COM. LTDA.

R. Geraldo Flausingo Gomes, 42 - 6º And - Brooklin - 04575-060 São Paulo/SP
Tel. (011)505-0477 Fax 505-1505

RUÍDO. ISTO MERECE UM PROJETO.

Para você que sabe a importância de um ambiente acusticamente adequado, a illbruck desenvolveu a linha acústica

SONEX.

SONEX é um revestimento criado especialmente para aplicações acústicas em ambientes de trabalho, áreas industriais, edifícios comerciais e residenciais.

Atendendo às normas internacionais de qualidade, **SONEX** é leve, oferece um design diferenciado, e além disto, é disponível em 18 cores.

Fácil de aplicar, **SONEX** garante total eficiência e oferece suporte técnico para a correta especificação dos produtos.

Dê ouvidos ao bom senso, pois

SONEX é único.

SONEX

A linha acústica profissional.

Distribuidores Autorizados: São Paulo (SP) Tel. 579.0011 - 864.6600 - 915.7500 - 753.8058 - Campinas (SP) Tel. 52.3833 - S. J. Campos (SP) Tel. 21.9233 - Rib. Preto (SP) Tel. 624.1458 - Porto Alegre (RS) Tel. 228.1111 - Rio de Janeiro (RJ) Tel. 717.8380 - 260.0395 - Curitiba (PR) Tel. 277.4000 - Belo Horizonte (MG) Tel. 333.7874 - Blumenau (SC) Tel. 22.8202 - Brasília (DF) Tel. 233.8773 - Goiânia (GO) 233.9125 - Salvador (BA) Tel. 378.2816 - Fortaleza (CE) Tel. 221.1216 - Recife (PE) Tel. 424.1022 - Maceió (AL) Tel. 326.4020 - Aracaju (SE) Tel. 241.1881 - Manaus (AM) Tel. 622.3310



illbruck

(011) 418-6033

RUÍDO

**REDUÇÃO DO RUÍDO INDUSTRIAL
ACÚSTICA SÃO LUIZ ENG. E CONSTRUÇÕES**
Mais de 20 anos de experiência

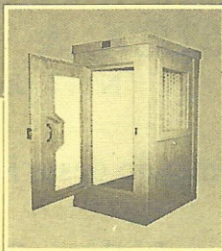
*Cabinas Isolantes Acústicas para Máquinas;
Atenuadores de Ruído para Exaustores e
Ventiladores; Projetos e Estudos Técnicos
de Acústica; Cabinas Anecóicas. Salas Isolantes
Acústicas para Compressores e Prensas.*

CABINAS PARA AUDIOMETRIA, mais de 500
Unidades Fornecidas para Fonoaudiólogos, de
Acordo com as Normas.

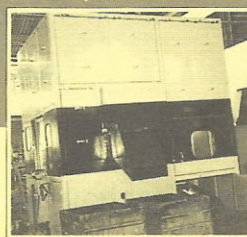
**LIVROS : REDUÇÃO DO RUÍDO INDUSTRIAL E
PROJETOS DE ACÚSTICA, COM DESENHOS
DE PROJETOS, COM MAIS DE 20 ANOS DE
EXPERIÊNCIA NUM SÓ LIVRO.**

Alguns Clientes: AUTO LATINA-COLGATE-MERCEDES-BENZ-PHILIPS-CABOT
NITROQUIMICA-SIEMENS-TINTAS CORAL-GENERAL ELETRIC
ORNIEX-PLAVINIL-CONSTRAN-3M DO BRASIL-PEPSI COLA
SABROE DO BRASIL-ROLAMENTOS FAG-CORNING

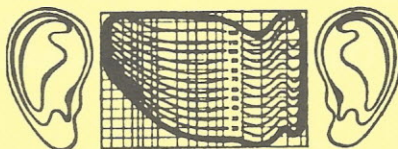
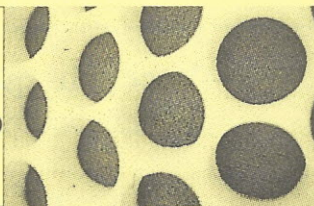
CABINA P/AUDIOMETRIA



CABINA P/PRENSAS



**ABSORÇÃO E ISOLAÇÃO
ACÚSTICA COM ESPUMA ACÚSTICA
SÃO LUIZ, ESPUMEX.®**
ESPUMEX.® É UMA ESPUMA DE ALTO
PODER DE REDUÇÃO DO RUÍDO
E DE BAIXO CUSTO.



ACÚSTICA SÃO LUIZ

A TECNOLOGIA DO SILÊNCIO PARA O BEM DA HUMANIDADE
RUA CONS. BROTERO, 91 (011) 67.5080 / TELEFAX. (011) 825.3154
BARRA FUNDA - SÃO PAULO - SP

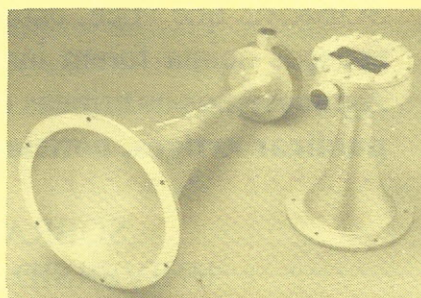
Nova tecnologia do som ajuda indústrias

Desenvolvido após cinco anos de pesquisas que consumiram investimentos de US\$ 2 milhões, o Gás Crost, da Spirax Sarco Indústria e Comércio, de Cotia (SP), utiliza a inédita tecnologia da emissão acústica. O aparelho emite sons a baixas frequências, tornando mais econômicas e seguras as operações de limpeza de resíduos em vários tipos de equipamentos industriais (caldeiras, aquecedores, exaustores, tubulações, silos, misturadores, filtros e radiadores, entre outros).

Até hoje, este tipo de limpeza tem causado às indústrias uma série de problemas, que incluem a parada forçada da linha de produção (com conseqüente queda da produtividade) e gastos com produtos químicos e serviços de manutenção, além de riscos à segurança dos funcionários. A concentração de resíduos de matéria-prima muitas vezes pode causar avarias que levam à completa inutilização da máquina. Com a aplicação do emissor sônico Gás Crost, que é acionado por ar comprimido, a remoção de pó, fuligem e outros resíduos passa a ser feita de maneira constante e automática, sem a necessidade de parar a produção, possibilitando grande economia e segurança.

O emissor sônico Spirax Sarco está disponível em duas versões: GC 75 e GC 230 (respectivamente capazes de

emitir 75 e 230 Hertz). A empresa desenvolveu o novo produto pioneiramente no Brasil, a partir da soma de técnicas adquiridas em diversos países — como Suécia, Inglaterra e Estados Unidos. O sucesso de sua aplicação tem sido tão intenso (principalmente junto às indústrias químicas, de cimento e usinas de álcool e açúcar) que 80% da produção do novo equipamento já está destinada ao mercado norte-americano. Maiores informações pelo telefone (011) 7924-0633.



**Gás Crost: emissor sonoro simplifica
limpeza de máquinas.**

**spirax
/sarco**

Ficha de Avaliação da Revista
ACÚSTICA & VIBRAÇÕES
Nº 17 Jul/96

1 - O que você achou do conteúdo desta REVISTA?

Muito bom [] Bom [] Razoável [] Péssimo []

2 - Você acha que se as REVISTAS continuarem nesta forma você estará se beneficiando com a SOBRAC?

Sim [] Não []

3 - Qual o tipo de matéria que você mais gostou?

4 - Quais os assuntos, na área de vibrações e acústica, você gostaria que fossem abordados?

5 - Opine sobre: qualidade de impressão, lay-out, desenhos etc..

É de grande importância para nós da Comissão Editorial da Revista da SOBRAC que você, caro associado, nos envie esta ficha preenchida. Caso os espaços acima forem insuficientes, escreva-nos dando sua opinião ou crítica. Agradecemos as críticas e comentários, e **gostaríamos de convidar V.S^a para publicar artigos, notícias, informações etc., nas próximas edições.**

SOBRAC - Sociedade Brasileira de Acústica
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LVA - CAIXA POSTAL 476

88040-900 - FLORIANÓPOLIS - SC

Fone: 048-234-4074 ou 231-9227 - Fax: 048-234-1519 ou 231-9677

Att.: Prof. Samir N. Y. Gerges, Ph.D.

SOBRAC — Sociedade Brasileira de Acústica

SECRETARIA GERAL

Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Centro Tecnológico - CTC

Departamento de Engenharia Mecânica - EMC

Laboratório de Vibrações e Acústica - LVA

Caixa Postal 476 - Campus Universitário

88040-900 - Florianópolis - SC

Tel.: (048) 231-9227 ou 234-4074 - Fax: (048) 234-1519 ou 231-9677

FICHA DE INSCRIÇÃO

NOME: _____

DATA NASC.: _____ LOCAL: _____

FORMAÇÃO: _____ ESPECIALIDADE: _____

OCUPAÇÃO PRINCIPAL: _____

ENDEREÇO PESSOAL

Rua: _____ N°: _____

Bairro: _____ Cidade: _____

CEP: _____ Tel: _____ Fax: _____ Estado: _____ País: _____

ENDEREÇO PROFISSIONAL

Empresa/Instituição: _____

Rua: _____ N°: _____

Bairro: _____ Cidade: _____

CEP: _____ Tel: _____ Fax: _____ Estado: _____ País: _____

ENDEREÇO PARA CORRESPONDÊNCIA: Res. [] Com. []

ÁREAS DE INTERESSE PRINCIPAL

CATEGORIA DA INSCRIÇÃO

EFETIVO []
(Autônomo ou Individual)

INSTITUCIONAL []
(Empresas)

ESTUDANTE []

Caso INSTITUCIONAL, favor fornecer dados dos representantes

Primeiro Representante - Nome: _____

Endereço: _____

Segundo Representante - Nome: _____

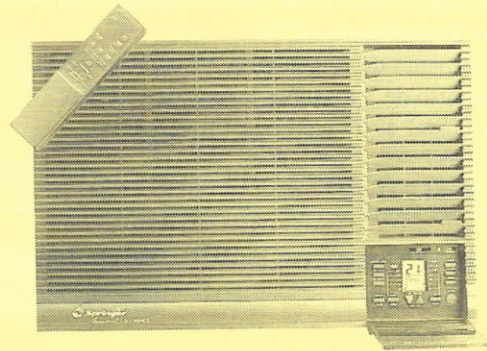
Endereço: _____

**Usar verso para adicionar mais representantes*

Local: _____ Data: _____

Assinatura: _____

COMO
DEIXAR O
SEU QUARTO
COM ARES DE
GRANDE
HOTEL.



ESCALA

Só a Springer Carrier desenvolve condicionadores de ar tanto para espaços domésticos como para grandes áreas comerciais e industriais.



Rua Berto Círio, 521 - Fone: (051) 477.2244 - CEP 92420-030
Canoas - RS - Brasil - Internet: Springer.mkt@Carrier.wtk.com

SoundPLAN

Integration

SoundPLAN
Designing a Sound Environment



Sound PLAN é um software para modelagem completa e integrada de ruído ambiental. Ruído Industrial pode ser integrado com ruído de rodovias e ferrovias. Opções de representações gráficas, documentação e sistemas especialista) para "round out" cada situação. Berndt e nossas distribuidoras internacionais da SoundPLAN estão a disposição para atendê-los!

Para maiores informações, contato: Braunstein + Berndt GmbH, Rober-Bosch-St. 5, D-71397 Leutenbach, Germany
Tel: +49 7195 178828, Fax: +49 7195 63265, CompuServe: 100014, 2152

GUIA AMARELO DE ACÚSTICA E VIBRAÇÕES

ESTES PRODUTOS :

 **Sonex**[®]

illbruck

nonteck[®]



Lã de vidro



você encontra na

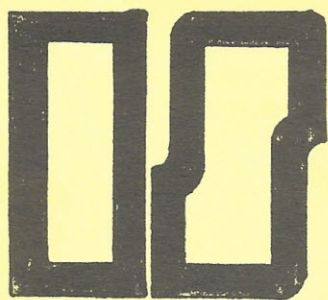
 **COMERCIAL RAFAEL
DE SÃO PAULO LTDA.**

FONE: (011) 915-7500

FAX: (011) 914-1818

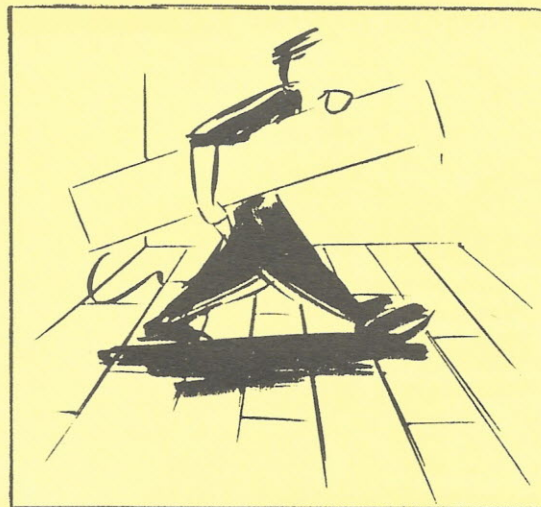
** PRONTA ENTREGA * ORIENTAÇÃO TÉCNICA **
Rua Santa Cruz, 2.102 - São Paulo - SP - CEP 04122 - 002

ACABAMENTOS INTER-SERVICE



Inter-Service

EXECUÇÃO DE SERVIÇOS
DESTINADOS AO MELHOR
CONFORTO ACÚSTICO E
TÉRMICO DE AMBIENTES.
CABINES ACÚSTICAS



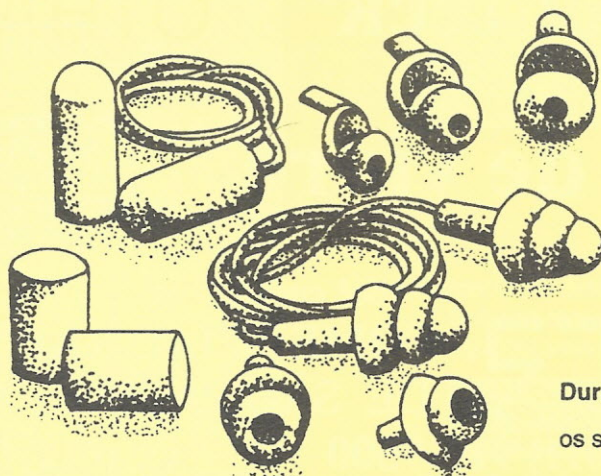
ATENDIMENTO NACIONAL

TELS(O11). **825-7880 / 67-3270** FAX(O11) 66-1960

Rua Lavradio, 535 - Cep 01154-020- São Paulo

ESTA VOCÊ NÃO CONHECE SÓ DE OUVIDO.

Ninguém é tão tradicional e completo no mercado de Equipamentos de Proteção Individual quanto a **Duráveis**, que fabrica e comercializa produtos de alta qualidade há mais de 40 anos. Inclusive uma ex-



tensa linha de protetores auditivos, com modelos do tipo concha, do tipo inserção de espuma automoldável ou pré-moldado em plástico.

Duráveis. Segurança em todos os sentidos.

DURÁVEIS

DURÁVEIS EQUIPAMENTOS DE SEGURANÇA LTDA.
Via Anchieta, 463 - CEP 04247-000 - S. Paulo - SP
Tel.: (011) 273-6700 - Fax: (011) 273-6053

Protetor Auricular de Silicone **POMP**

MÉDIA DE ATENUAÇÃO (dB) POR
FREQÜÊNCIA (Hz) E DESVIO PADRÃO

125	250	500	1000	2000	3000	4000	6000	8000
26	28	28	32	33	40	46	50	51
1.3	2.6	1.6	4.2	2.2	2.8	2.6	2.1	2.1

NRR 27 - C.A. 2271
CRF 029

• Plug atóxico, flexível,
nos tamanhos pequeno,
médio e grande.

• Atenuação alta e
duradoura
(mais de 1 ano).

• Não resseca ou
endurece
com o tempo.

• Higiénico e
fácil de lavar
com água
e sabão.

MULTIPLAST

DIVISÃO SEGURANÇA

GUIA AMARELO DE ACÚSTICA E VIBRAÇÕES

VIBRANIHIL

AMORTECEDORES DE VIBRAÇÃO
MEDIÇÕES DE RUÍDOS E VIBRAÇÕES

COXIM DE BORRACHA

BASES DE INÉRCIA

NOVO
FONE: 011 6917 1166
FAX: 011 6917 1966
À PARTIR DE 10/08/96

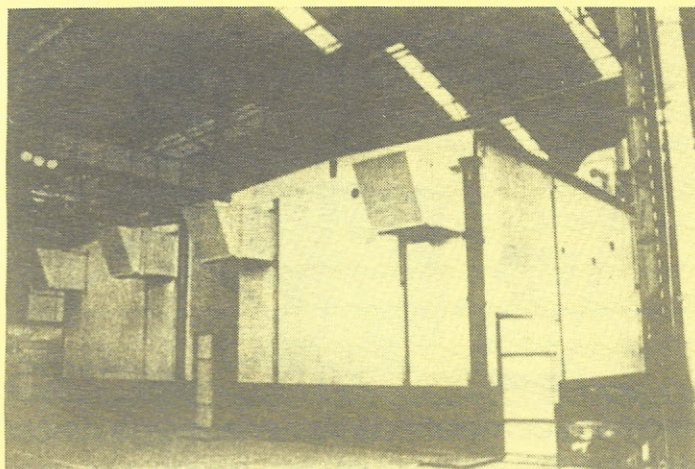
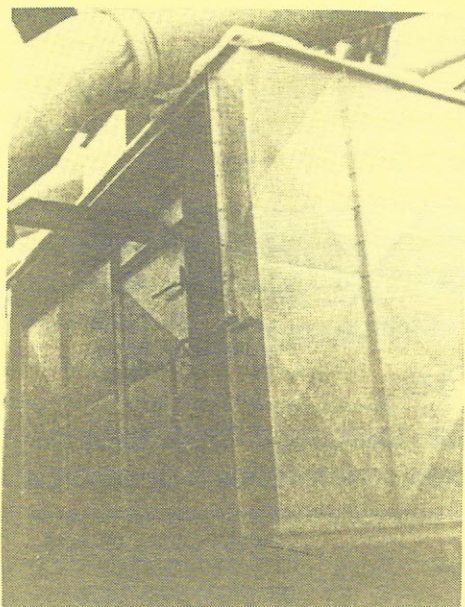
FONE: (011) 917 1166
FAX: (011) 917 1966

RUA DAS ALFAZEMAS 31 - VILA ALPINA

CABINES DE ENCLAUSURAMENTO ACÚSTICO

Fabricadas em vários tamanhos e classes, para as mais diversas aplicações, onde seja requerido enclausuramento acústico.

Aplicam-se a turbinas à gás, Compressores, Bombas, Ventiladores Centrífgos e Axiais, grupo geradores, etc.



ABBA ENGENHARIA LTDA.
RUA FLÁVIA FARNESE, Nº 466 - BONSUCESSO
RIO DE JANEIRO - RJ - CEP. 21043-010
TELEFAX: (021) 280-1615

GUIA AMARELO DE ACÚSTICA E VIBRAÇÕES

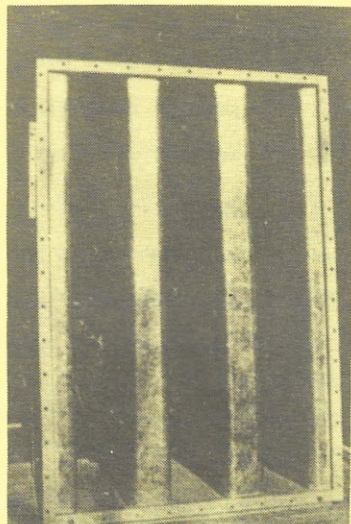
ATENUADORES DE RUÍDOS

A ABBA ENGENHARIA projeta Sistemas de Controle de Ruídos, e fabrica vários tipos de Atenuadores e Cabines de Enclausuramento Acústico.

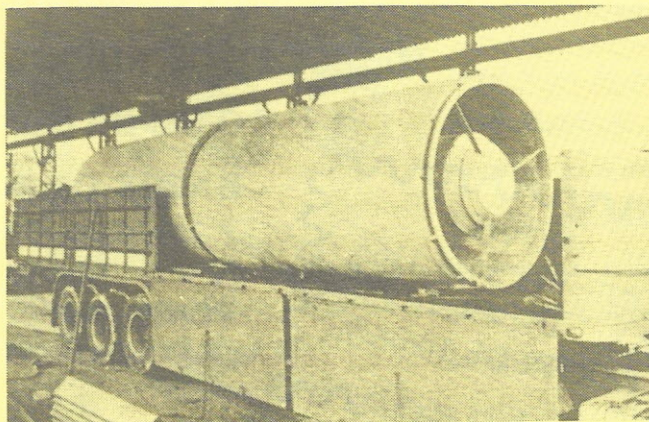
Os Atenuadores de Ruídos (silenciadores), possuem formas aerodinâmicas, a fim de se obter o máximo rendimento, sem impedir o fluxo normal de ar ou gases.

Fabricados em tamanhos e classes padronizados, são geralmente aplicados em : Ventiladores Axiais e Centrifugos, Compressores, Turbinas, Motores de Combustão interna, Bombas de Vácuo, Instalações Civas, Comerciais, Industriais, Marítimas, Off-Shore, etc.

TIPO RETANGULAR



TIPO CIRCULAR

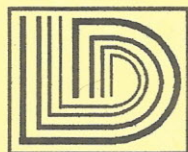


ABBA ENGENHARIA LTDA.

RUA FLÁVIA FARNESE, Nº 466 - BONSUCESSO

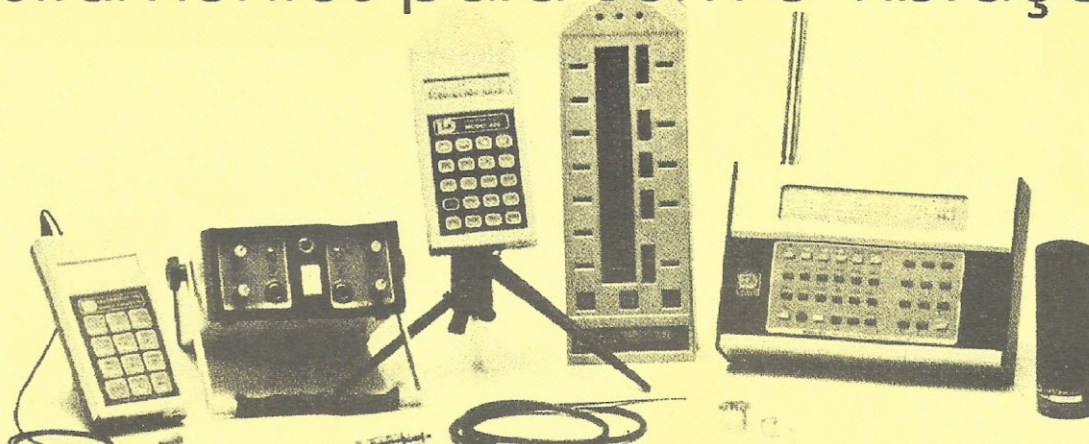
RIO DE JANEIRO - RJ - CEP. 21043-010

TELEFAX: (021) 280-1615



Larson-Davis

Instrumentos para Som e Vibração



Uma linha completa de instrumentos de precisão com dosímetros, medidores de nível sonoro, analisadores em tempo real, calibradores, microfones e acessórios.

 **GROM**
Representante exclusivo

CAIXA POSTAL 68.534
CEP 21945-970
TEL (021) 590-3428
FAX (021) 590-4334

Campo direto:

$$NPSD(f) = NWS(f) + 10 \log \left[\frac{Q(f)}{4\pi r^2} \right] \quad (5)$$

Campo reverberante:

$$NPSR(f) = NWS(f) + 10 \log \left[\frac{4}{R} \right] \quad (6)$$

onde:

NPSR(f) é o nível de pressão sonora reverberante para uma frequência determinada, resultante das múltiplas reflexões do som nas paredes da sala; NPSD(f) é o nível de pressão sonora direta para uma frequência determinada, decaindo 6dB cada vez que a distância é dobrada;

NWS(f) é o nível de potência sonora da fonte; Q é o coeficiente de direcionalidade da fonte;

R é a constante da sala definida por $R = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}}$,

$\bar{\alpha}$ é o coeficiente de absorção média da sala de-

terminado por $\bar{\alpha} = \frac{\sum_i \alpha_i S_i}{\sum_i S_i}$, onde α_i é o coeficiente de absorção da superfície S_i

4.3 FÓRMULA DE THOMPSON¹¹

Considerando as características de locais industriais, Thompson propõe uma nova expressão para o decréscimo do som em função da distância. Esta fórmula é recomendada pela ASHRAE para os cálculos da propagação do som em casas de máquinas e recintos industriais, a saber:

$$NPS(f) = NWS(f) + 10 \log \left[\frac{Q(f)}{4\pi r^2} + \frac{4MFP}{rR} \right] \quad (7)$$

onde MFP é o livre percurso médio: $MFP = (4V)/S$, V é o volume da sala e S é a área das super-

fícies internas da sala.

Na fórmula de Thompson, o campo reverberante depende da distância da fonte ao ouvinte, apresentando a mesma expressão da fonte linear infinita. O decréscimo do som com a distância é de 3dB/dd.

4.4 FÓRMULA DE BIANCHI¹²

Bianchi estudou a propagação do som a partir de uma fonte sonora em um local limitado verticalmente por duas superfícies afastadas por uma distância h. O teto se apresenta com coeficiente de reflexão γ_1 e o piso com coeficiente de reflexão γ_2 . Neste caso, o nível sonoro é constante com a distância. O nível de pressão sonora é obtido segundo:

$$NPS = NWS - 10 \log_{10}(2\pi h) - 4.3 \frac{\alpha_m}{h} \quad (8)$$

onde:

α_m é o coeficiente médio de absorção teto piso,

calculado por $\alpha_m = 1 - \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2}$

4.5 FÓRMULA DE FRIBERG¹³

Friberg propõe uma fórmula empírica para o cálculo do decréscimo do nível de ruído em dB(A) quando a distância a partir de uma fonte é dobrada:

$$\Delta L = a \alpha + b \text{ em dB(A) / dd} \quad (9)$$

na qual a e b dependerão da forma do local, sendo determinados a partir da tabela abaixo. É importante observar que, neste caso, o fenômeno da difusão é considerado.

Forma do local	Ocupação do local	a	b
Largura >6 altura	H	3	4
	M	2,5	3,75
	L	2	3,5
Largura <4 altura	H	3	3
	M	2,75	2,75
	L	2,5	2,5

H representa uma densidade considerável de máquinas altas (alturas das máquinas > 0.25 altura do teto);

M representa uma densidade considerável de máquinas médias.(alturas das máquinas entre 0.25 e 0.125 altura do teto);

L representa uma densidade considerável de máquinas baixas.(alturas das máquinas < 0.125 altura do teto);

5. COMPARAÇÃO: FÓRMULAS EMPIRICAS VERSUS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS^{14,15,16,18}

As fórmulas apresentadas acima são válidas, cada qual, em uma faixa limitada de valores de absorção da sala. Por isso são cada vez mais utilizadas no cálculo do campo sonoro, em simulações numéricas baseadas no método dos raios acústicos, conduzindo a resultados precisos em altas frequências. Uma exposição detalhada da teoria da acústica geométrica e da sua implementação em computadores é apresentada na referência [14].

Na figura abaixo observa-se os níveis de pressão sonora obtidos mediante a utilização de três métodos distintos: fórmula clássica; fórmula empírica de Thompson; simulações numéricas realizadas através do programa SAS, desenvolvido no LAVI (Laboratório de Acústica e Vibrações da

COPPE). Em cada um dos três casos, foi calculado o campo sonoro produzido pela mesma fonte situada no centro de uma mesma sala, cujas propriedades de absorção variavam.

Os resultados foram analisados com o objetivo de relacionar o decréscimo do som em função da distância com as propriedades de absorção da sala.

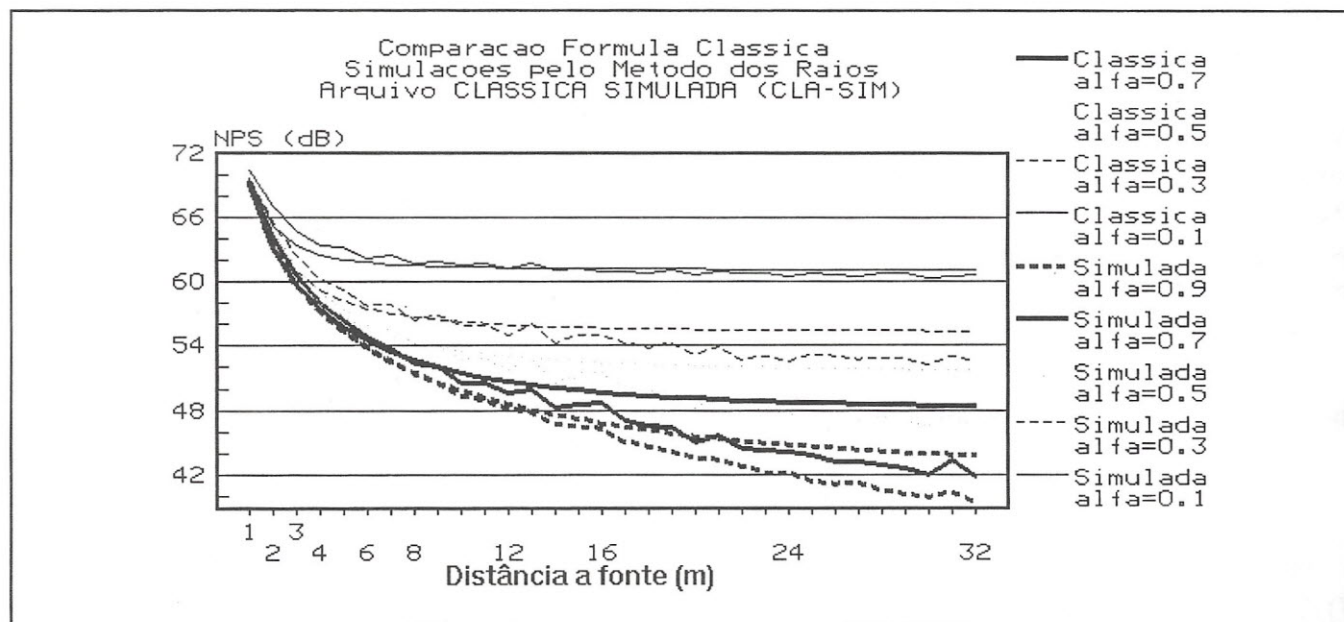
A fórmula clássica fornece resultados precisos quando a absorção da sala é pequena. Neste caso, o campo sonoro longe da fonte, composto principalmente pelo campo reverberante, é constante em toda a sala.

A fórmula de Thompson se mostra mais precisa em ambientes de média absorção (0,3 e 0,5), perdendo precisão em ambientes com baixa ou alta absorção. Neste caso, o campo sonoro, longe da fonte, decresce 3dB cada vez que a distância fonte-ouvinte é dobrada.

Os resultados obtidos a partir de simulações numéricas demonstram que, o decréscimo do nível de pressão sonora aumenta de forma contínua com a absorção.

Fica claro que, atualmente, programas de simulação numérica baseados no método dos raios sonoros constituem um meio preciso e quase indispensável para o cálculo do campo sonoro numa sala, já que este consegue acompanhar a variação do campo reverberante de acordo com a absorção.

Mediante estes programas é possível caracterizar a absorção de uma sala através do decréscimo



do som em função da distância em dB/dd. Entretanto, resta ainda definir valores aceitáveis do decréscimo para cada situação determinada. Procedimentos experimentais também poderão ser propostos para medir o decréscimo.

6. CONCLUSÕES

A partir das questões levantadas inicialmente, foram considerados vários aspectos da acústica industrial, desde a fonte sonora até os métodos previsionais. Chegou-se a conclusão de que a aplicação de uma quantidade suficiente de materiais absorventes nas paredes de um ambiente industrial é pertinente. Trata-se de um dispositivo de redução do ruído global em um recinto, fator bastante importante no caso de um ambiente industrial. Este tema está sendo desenvolvido pela ISO e é objeto de uma proposta de norma europeia.

As tendências na legislação europeia conduzem a valores de decaimento da ordem de 2dB(A)/dd (anexo 2). A determinação da quantidade necessária deverá ser relacionada com aspectos práticos e econômicos. Será necessário desenvolver programas de acústica previsional cada vez mais sofisticados, considerando os efeitos de difusão e de difração. Métodos de medição da queda do som em função da distância também deverão ser propostos e normalizados. É importante considerar o decaimento sonoro em função da distância quer seja no caso de ruído urbano,¹⁷ como no caso de ruído industrial.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] Van Der Dungen, F.H. "Acoustique des Salles", Gauthier-Villars & Cie, Paris, 1934.

[2] Pierce, A. D., "Acoustics, An introduction to its Physical Principles and Applications", McGraw-Hill Book Company, New York 1981.

[3] Northwood T.D., "Architectural Acoustics", Benchmark Papers in Acoustics/10, Dowden Hutchinson & Ross, Inc., 1977.

[4] Gerges, Samir, N.Y.; "Ruído: fundamentos e controle", Imprensa Universitária, Universidade Federal de Santa Catarina, 1992.

[5] J.G.Slama " Sur une methode de decomposition d'un champ sonore aleatoire stationnaire", Thèse de Doctorat en Acoustique et Dynamique des vibrations, Universite d'Aix Marseille II

[6] Lourdes Zunino Rosa., "Absorção Acústica na Qualidade do Ambiente Construído: da Sala de Estar ao Estúdio de Som", Tese de Mestrado/FAU/UFRJ, 1992.

[7] G. Weinreich and Arnold E.B, "Method for measuring acoustic radiation fields", 1980 Journal of the Acoustical Society of America , Vol 68, p. 404-411

[8] FILIPPI P.J.T, PIRAUX J., Journal of sound and vibration (1985) 98, p.596-600. Noise sources modeling and identification

[9] Morse e Ingard , "Theoretical Acoustics", Mc Graw Hill Books 1968, New York

[10] Stephan Czarnecki, "Mirror Image Method of Analysing Combined Effects of Barriers and Absorbing Surfaces in Industrial Interior and Apartments", Noise Control Engineering, July-August 1978.

[11] Thompson J.K., L.D. Mitchell, and C.J. Hurst, "A Modified Room Acoustics Approach to Determine Sound Pressure Levels in Irregularly Proportioned Factory Spaces", Proceedings Inter.noise 76, New York, p.465.

[12] Bianchi F., "Diffusion du champ sonore dans les bureaux et dans les locaux industriels " ICA 8, London 1974, p.627

[13] Friberg R., "Noise Reduction in industrial halls", 8 ICA, London 1974.

[14] Ballesteros, M.L., "Simulação Numérica de Acústica de Salas", Tese de Mestrado/COPPE/UFRJ, 1991.

[15] Ballesteros, M.L.; Slama, J.G., "Estudo do decaimento do som numa sala via simulações numéricas" I Congresso Ibero Americano de Ingenieria Mecanica, Madri, 21-24 de Septiembre de 1993.

[16] J.G.Slama, "Projeto de Acústica Previsional no LAVI: Aplicação ao estudo da Propagação do ruído numa rua". IV Seminário Internacional de Controle de Ruído, Rio de Janeiro, Maio de 1992

[17] R.Tenembaum, J.G. Slama, M. L. Ballesteros, "Numerical Simulation of Sound Propagation applied to Urban Noise Control" Proceedings Internoise 92, Toronto CANADA.07/92

[18] R.Tenembaum, J.G. Slama, M. L. Ballesteros, "Numerical Simulation of Room Acoustics: A New Approach for Source Modelling", Proceedings, 14th International Congress on Acoustics, Beijing, China 09/92

ANEXO

Regulamento de 30 de agosto de 1990 relativo à aplicação do Artigo R.235-11 do Código de Trabalho da França para correção acústica dos locais de trabalho.

ART.1 - O presente regulamento se aplica a construção ou melhoria dos locais de trabalho do artigo R.235-11, do Código de Trabalho, onde devem ser instalados máquinas e aparelhos suscetíveis de submeter o trabalhador ao nível diário de pressão sonora superior a 85 dB(A).

O documento determina as características mínimas que estes locais devem apresentar, de forma a reduzir a reverberação do ruído nas paredes quando a mesma aumenta consideravelmente o nível de exposição sonora dos trabalhadores.

O acréscimo de exposição é apreciado em relação ao que seria a exposição de cada um dos trabalhadores neste mesmo local, idealmente tratado, quer dizer, sem nenhuma reverberação.

As prescrições técnicas do artigo 2 do presente

regulamento são aplicáveis desde quando estabelecidas que a reverberação, avaliada por um método de Acústica Previsional, provocaria um aumento do nível de exposição sonora cotidiana de um trabalhador, igual ou superior a 3 dBA.

Caso não exista estudo mencionado na linha precedente, as prescrições do artigo 2, a seguir, são aplicáveis:

ART.2 - As paredes dos locais, mencionados no 1º Artigo, devem receber uma correção acústica, tal que o decrescimento do nível sonoro por duplicação da distância à fonte, medida no local, livre de máquinas ou instalações de produção, atinga, no mínimo, o valor dado pela regra seguinte:

DL = 2 dB(A) se $S \leq 210$ metros quadrados.
DL = $1,5 \log S - 1,5$ se $210 < S \leq 4600$ metros quadrados
DL = 4 dB(A) se $S > 4600$ metros quadrados.

onde S representa a superfície do local (m^2) e DL é expresso em dB (A).

Quando o decréscimo do nível sonoro pela duplicação da distância à fonte é medida no local após instalação das máquinas e equipamentos de produção, o valor DL, atinge, no mínimo o valor dado pela seguinte regra:

DL = 3 dB(A) se $S \leq 210$ metros quadrados.
DL = $1,5 \log S - 0,5$ se $210 < S \leq 1000$ metros quadrados.
DL = 4 dB(A) se $S > 1000$ metros quadrados.

Este critério deverá respeitar as tolerâncias de medidas previstas. O mesmo não é aplicável se for contraditório com as regras de higiene particulares aplicado à alguns locais e exige, especificamente, uma limpeza regular das paredes.

ART.3 - O método de medida do decrescimento do nível sonoro por duplicação da distância da fonte está anexado a este regulamento.

MÉTODO PARA MEDIR O DECRESCIMENTO DO NÍVEL SONORO POR DUPLICAÇÃO DA DISTÂNCIA

À FONTE:

1 - *Definição da região a ser controlada:* Se a localização das máquinas suscetíveis de submeter os trabalhadores a um nível de exposição sonora cotidiana superior a 85dB (A) não é conhecida, a região a controlar é o local inteiro.

Se a localização das máquinas é conhecida, deve ser considerado um retângulo contendo esta localização cujos os lados são paralelos às paredes do local. A região a controlar é o retângulo obtido adicionando sobre o contorno do retângulo de base uma faixa cuja largura é altura média do chão até o teto sem ultrapassar os limites do local. Em alguns casos, dependendo da forma do local e da localização das máquinas, definem-se várias regiões a serem controladas.

2 - *Dispositivo de medição:* O dispositivo de medição do decrescimento do nível sonoro por duplicação da distância à fonte é constituído de uma fonte sonora estável e não direcional e de um conjunto de pontos de medição.

a) Local vazio

Uma linha de medida está situada sobre o eixo transversal da região a controlar. A fonte sonora de referência e os pontos de medição são situados sobre as linhas de medição. A fonte sonora é posicionada no chão, os pontos de medição são situados a uma altura de 1,2m e a distância do solo de 3m, 4m, 6m, 8m, 12m, 16m e 24m da fonte. A fonte sonora deve ser situada a 4m ao mínimo da extremidade da linha de medição se esta extremidade é constituída por uma parede.

O último ponto de medida deve ser situado no mínimo a 4m da outra extremidade da linha de

medição se ela é constituída por uma parede. Em caso contrário o número de ponto de medição deve ser reduzido para satisfazer estas condições. Deve-se prever que na linha de medição, os eixos longitudinal e transversal da região a controlar contenham múltiplos de 30m.

b) Local com máquinas e equipamentos de produção instalados

A linha de medição deverá ser situada no meio do caminho mais próximo do eixo transversal da região a controlar. As outras recomendações são idênticas àquelas do local vazio.

3 - *Medição:* Em cada ponto de medida deve ser levantado o nível sonoro nas faixas de oitava de 250, 500, 1000, 2000 e 4000Hz. Deve-se utilizar um sonômetro de classe de precisão 1 e filtros de oitavas compatíveis com as normas C 97-010. Calcula-se o nível sonoro em dB (A) que existiria em cada ponto de medição se a fonte sonora emitisse um ruído rosa.

O nível do ruído de fundo deve permanecer 6dB abaixo do ruído emitido pela fonte sonora para cada faixa de oitava e para cada ponto de medição. O nível sonoro calculado é corrigido de modo a eliminar a influência do ruído de fundo.

4 - *Cálculo do decrescimento espacial:* Sobre um gráfico que comporta na abscissa o logaritmo das distâncias dos pontos de medição e, na ordenada, os níveis sonoros em dB (A), procura-se, por regressão linear, traçar uma reta para obtenção da melhor aproximação da curva que liga os resultados da medição.

O coeficiente desta reta é expresso em dBA. Este resultado é arredondado no décimo de decibel.

DICAS PARA CONTROLE DE RUÍDO

Parte III

STIG INGEMANSSON

RESUMO

Professor Stig Ingemansson é consultor e professor da Universidade de Tecnologia Chalmers em Gothenburg, Suécia . Os materiais publicados nestes artigos foram extraídos do seu livro “Controle de Ruídos: Princípios e Prática” 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 e na edição nº 16/Dezembro de 1995 foram apresentados os casos 1 a 11. Aqui serão apresentados os casos 12 a 20.

12 - AS RESSONÂNCIAS AMPLIFICAM A EMISSÃO DE RUÍDO MAS PODEM SER FACILMENTE AMORTECIDAS

A ressonância amplifica acentuadamente o ruído de uma placa vibratória, porém pode ser evitada através de amortecimento das placas. A colocação de uma camada fina de material de amortecimento pode diminuir os picos de ressonância e, em consequência disso, diminuir sensivelmente o ruído (Figura 12a).

Exemplo 1:

Uma lâmina de serra circular gera um ruído de nível elevado, pois ressoa, e o seu amortecimento interno é fraco (Figura 12b).

Solução 1:

Intercalando um disco elástico entre a lâmina e o disco rígido, aumenta-se simultaneamente a massa e o amortecimento da lâmina, e reduz-se assim a amplificação devido às ressonâncias (Figura 12b).



Figura 12a

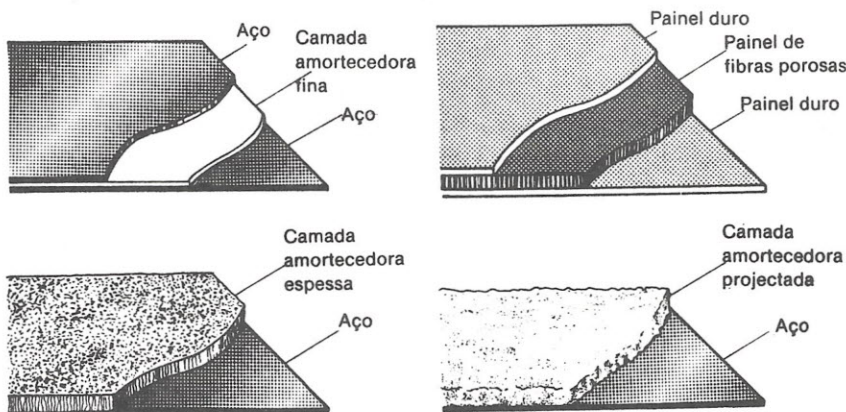
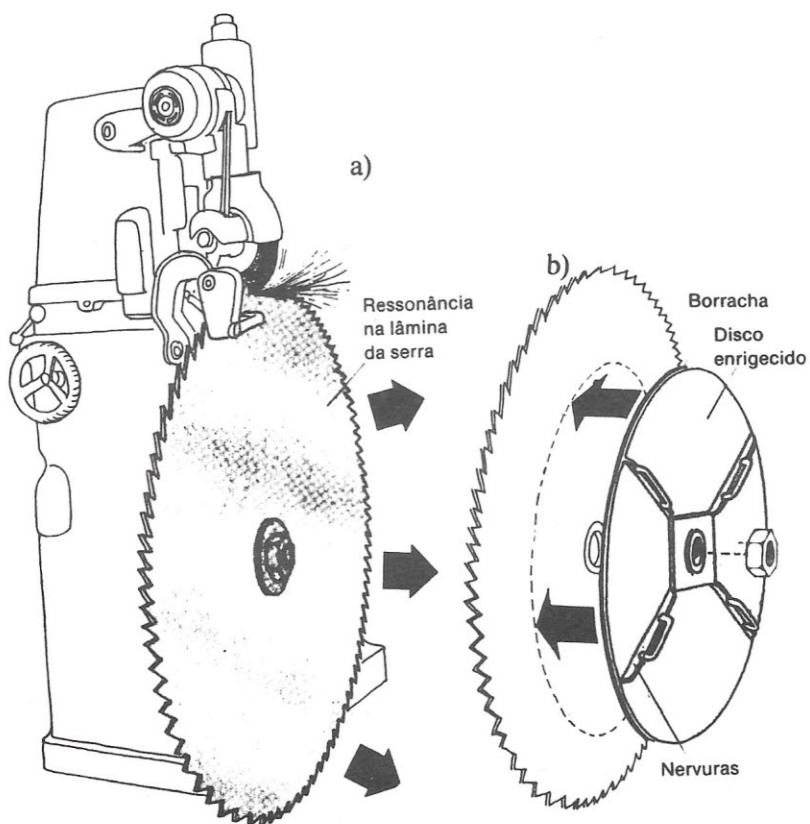


Figura 12b



Exemplo 2:

Quando se serra uma placa de metal, o movimento de corte provoca fortes ressonâncias na placa cuja superfície emite ruídos elevados (Figura 12c).

Solução 2:

Instalando-se temporariamente material de amortecimento, diminui-se a amplitude das ressonâncias e reduz-se o ruído a um nível aceitável (Figura 12c).

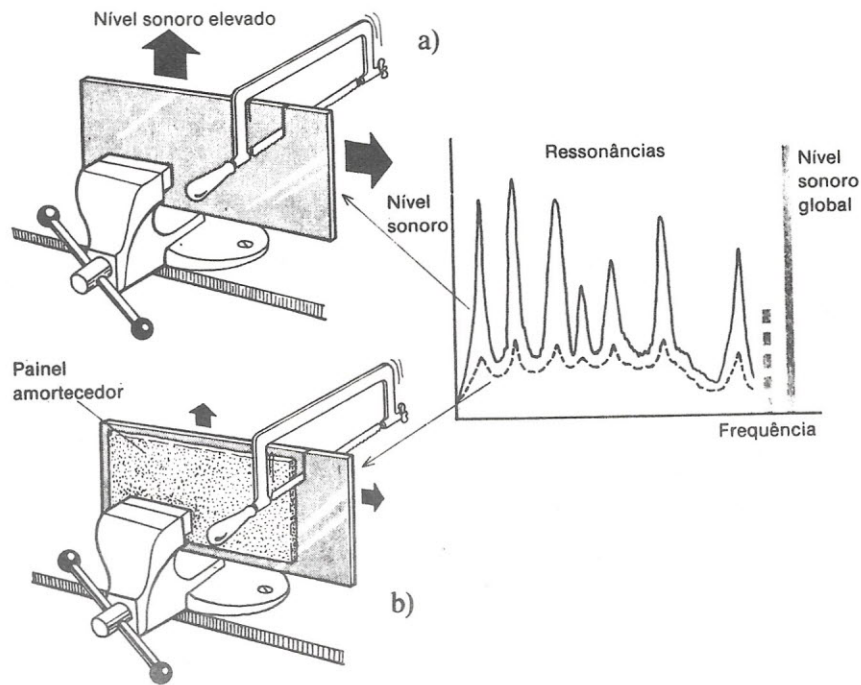


Figura 12c

Exemplo 3:

A rebiteagem de grandes estruturas como os aviões, barcos ou chapas em geral, gera ruído intensos por causa dos choques múltiplos e da grande dimensão dos elementos que convertem facilmente a energia vibratória em ruído (Figura 12d).

Solução 3:

A aplicação temporária de material de amortecimento durante a rebiteagem reduz a amplitude das ressonâncias e atenua também, as vibrações quando do transporte da estrutura (Figura 12d).

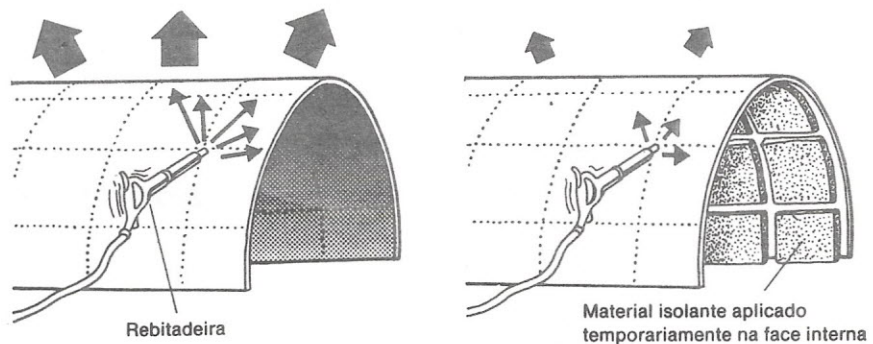
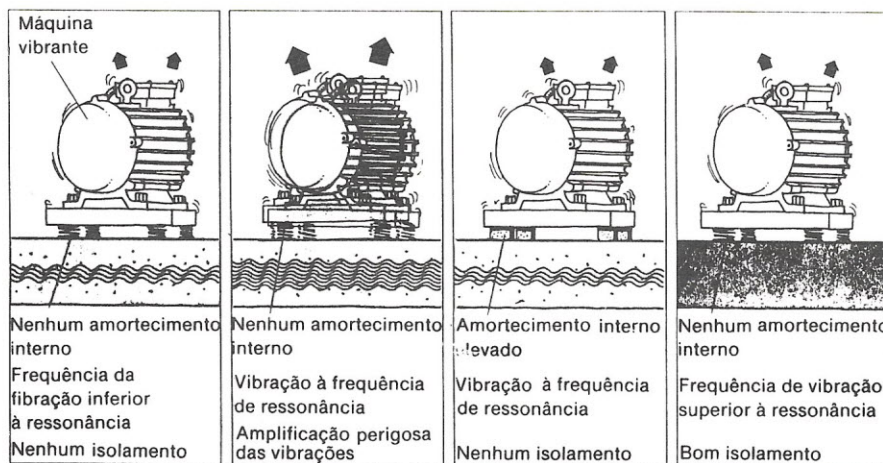


Figura 12d

13 - MONTAGENS MAL ESCOLHIDAS PODEM AMPLIFICAR AS VIBRAÇÕES

Uma máquina instalada sobre um apoio elástico possui sempre frequências de ressonâncias características, que dependem da distribuição do peso da máquina e da rigidez do suporte. Se a máquina é leve e o apoio rígido, a frequência de ressonância fundamental será alta. Uma máquina pesada sobre um suporte muito elástico terá, pelo contrário, uma frequência de ressonância baixa. As frequências de vibrações produzidas pela máquina inferiores às frequências de ressonância do apoio não são isoladas, enquanto que aquelas que estão acima das frequências de ressonância, são isoladas. As vibrações cuja frequência é igual a frequência de ressonância podem ser amplificadas se o amortecimento interno do suporte for fraco e, de qualquer forma, elas não são isoladas. A frequência natural da máquina no seu apoio deve, pois, ser sempre inferior à rotação de funcionamento normal ou à frequência excitadora, para se isolar a máquina (Figura 13).

Figura 13



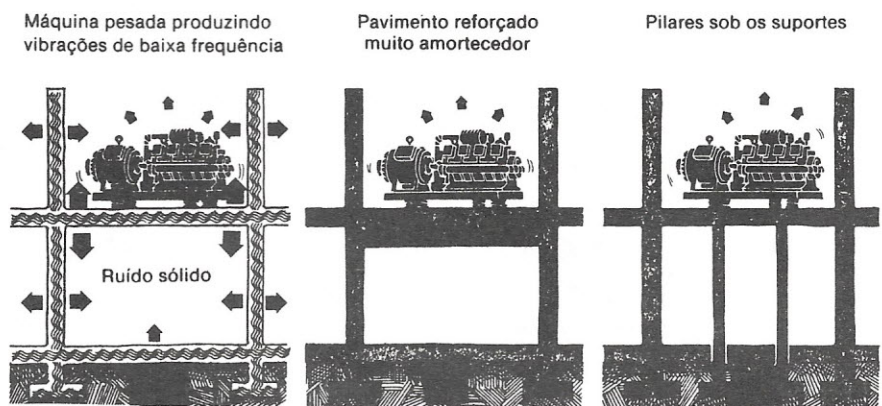
Exemplo:

Uma máquina pesada produzindo vibrações de baixa frequência pode fazer ressoar o pavimento, mesmo se estiver instalada sobre suportes corretos. Este problema encontra-se frequentemente nos edifícios de concreto, cujos pavimentos possuem um fraco amortecimento (Figura 13a).

Solução:

Para se obter o melhor isolamento, a frequência própria da máquina sobre os seus suportes deve ser, não só nitidamente inferior às frequências de excitação da máquina, mas também inferior às frequências de ressonância do pavimento. Na prática obtém-se este resultado reforçando a estrutura do pavimento para torna-lo mais rígido (Figura 13b). Pode-se também montar a máquina em pilares fixados diretamente nas fundações (Figura 13c)

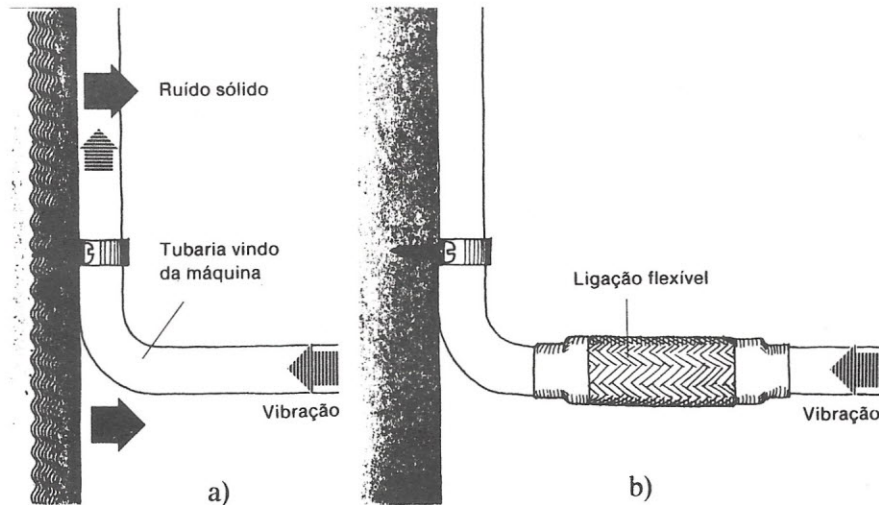
Figuras 13a, 13b e 13c



14 - EVITAR A TRANSMISSÃO SONORA VIA ESTRUTURAS DE TUBULAÇÕES

O mais eficaz isolamento contra as vibrações pode tornar-se totalmente inoperante se as vibrações forem transmitidas pelas tubulações, tais como dutos, conduítes elétricos, etc.. (Figura 14a). Para evitar a transmissão das vibrações, as tubulações devem ser flexíveis ou conter seções flexíveis (Figura 14a).

Figura 14a



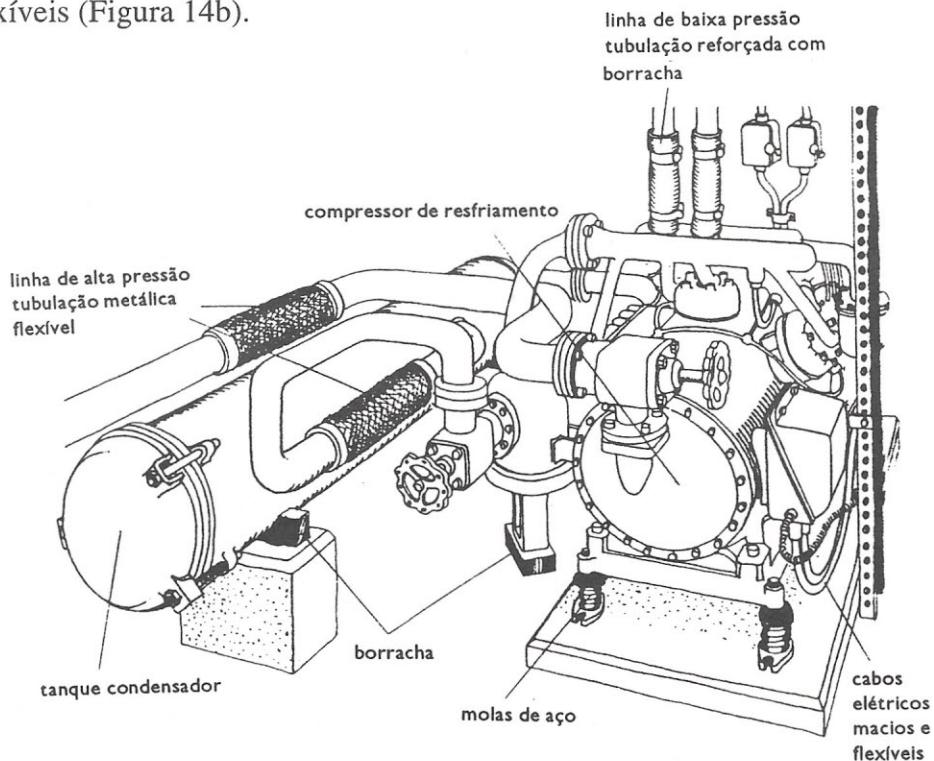
Exemplo:

Sistemas de refrigeração podem ser importantes fontes de ruído e vibrações devido a alta flutuação de pressão do fluido na saída dos compressores.

Solução:

Um sistema de refrigeração deve ser montado acima de isoladores de vibrações e, ainda, as tubulações com juntas flexíveis (Figura 14b).

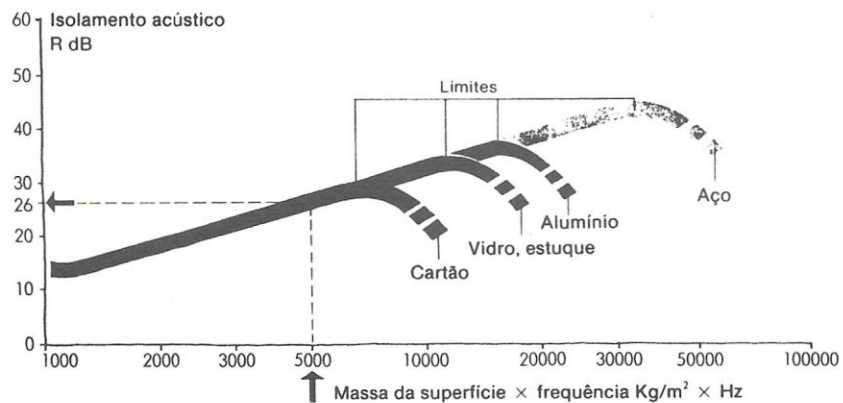
Figura 14b



15 - O ISOLAMENTO ACÚSTICO DE UMA PAREDE SIMPLES DEPENDE DO SEU PESO POR UNIDADE DE ÁREA

Quando o som incide em uma parede, esta entra em vibrações e o som é transmitido para outro lado. A parcela do som transmitido define o isolamento acústico da parede, que depende do seu peso por unidade de superfície. Regra geral, o isolamento aumenta com a frequência do som e com o peso por unidade de área da parede até um máximo, decrescendo depois por causa da coincidência (Figura 15).

Figura 15

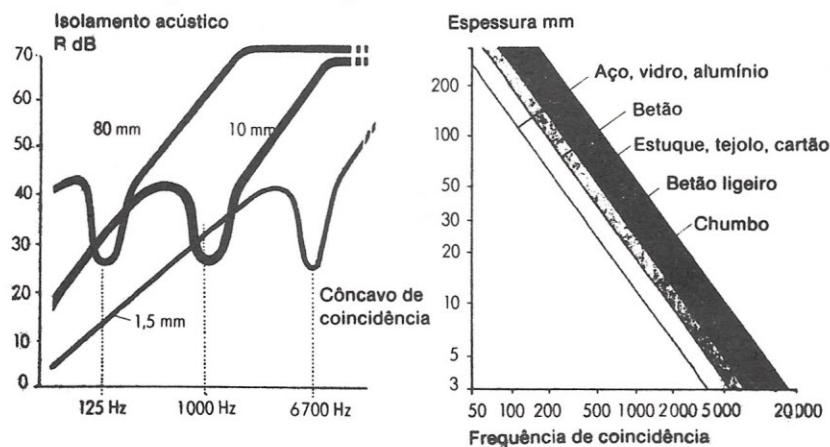


16 - UMA PAREDE SIMPLES POSSUI UMA BANDA DE FREQUÊNCIA DE BAIXO ISOLAMENTO, CHAMADA "COINCIDÊNCIA"

Um painel simples possui modos de flexão que dependem da sua rigidez e da sua espessura (Figura 16a). Quando o comprimento de onda do som incidente coincide com o comprimento de um dos modos de flexão, há condição de "coincidência" e o isolamento do painel diminui, aumentando de novo uma vez ultrapassadas as condições de coincidência. Esta queda de isolamento devido à coincidência só diminui quando o amortecimento interno do painel for elevado.

À medida que a espessura da parede ou do painel simples aumenta, a banda de fraco isolamento decresce em frequência. Para certas frequências, um painel mais fino dá melhor isolamento que um painel grosso (Figura 16a).

Figura 16a



Exemplo:

Uma oficina contém máquinas muito ruidosas a 1000Hz. Esta zona foi separada do resto da oficina por uma divisória de 25mm com vidraças de 6mm (Figura 16b). O isolamento acústico foi decepcionante pois a divisória possui uma frequência de coincidência a 1000Hz. A coincidência da vidraça é, por outro lado, superior a 2000Hz.

Solução:

A divisória foi substituída por outra constituída por painéis duplos, o que melhorou a situação em 10dB. Apesar do peso ter permanecido quase o mesmo, a rigidez da nova divisória é apenas um quarto do anterior. A frequência de coincidência situa-se a uma frequência muito superior, aproximadamente a 2500Hz.

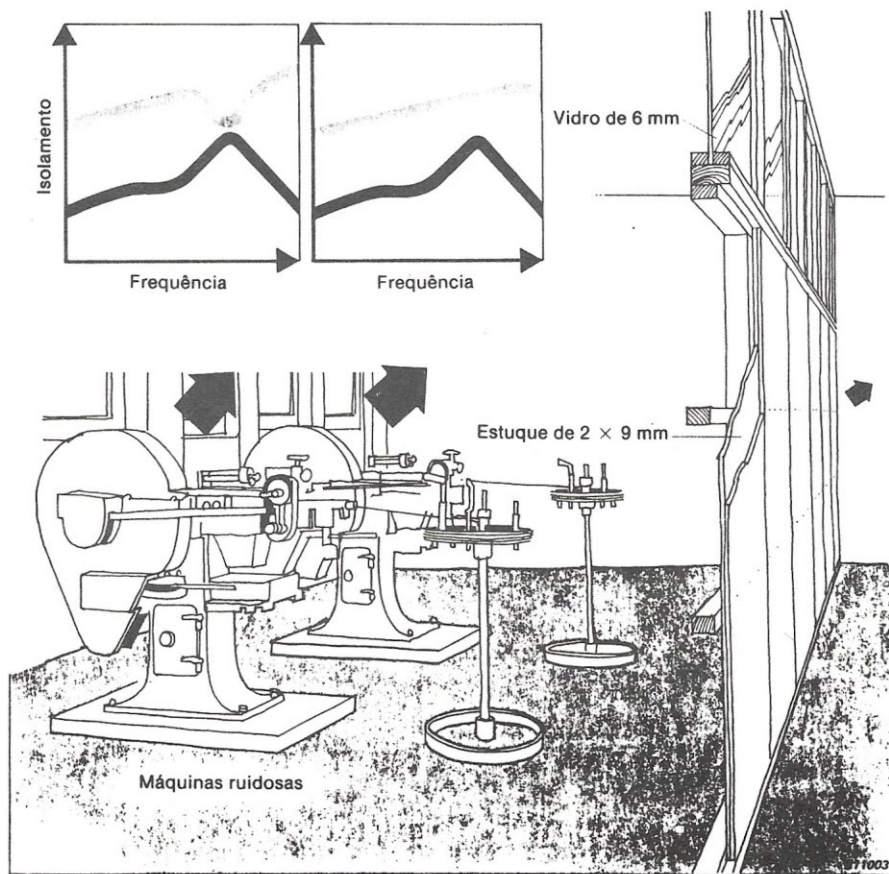
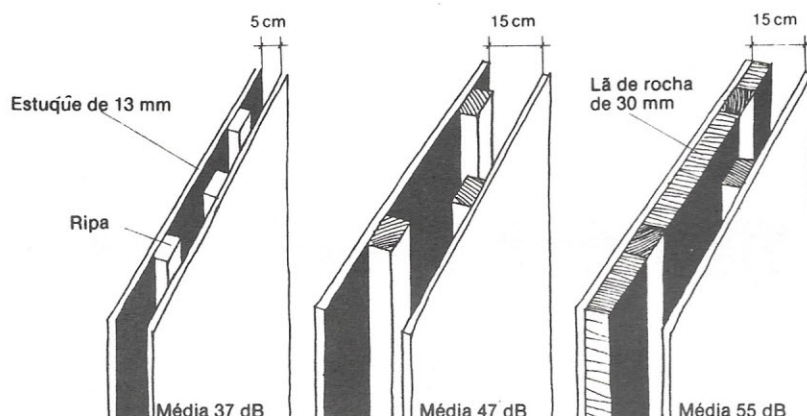


Figura 16b

17 - PAREDES DUPLAS E LEVES DÃO BOM ISOLAMENTO

Duas divisórias leves separadas por um espaço de ar dão bom isolamento especialmente quando se aumenta a espessura do espaço de ar (Figura 17). Quando colocado um material absorvente neste espaço, o isolamento aumenta. A melhor solução consiste em separar totalmente os dois painéis da divisória e fixá-los a caixilhos também separados.

Figura 17



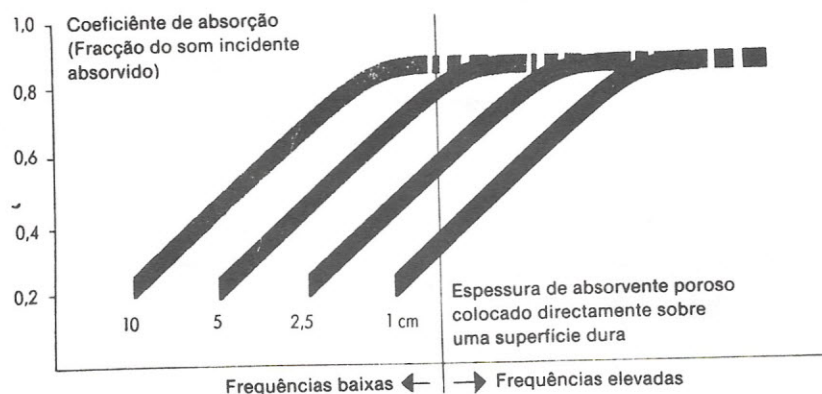
As fixações necessárias deverão ser as menores, menos numerosas e mais elásticas possíveis. Pode-se assim obter um isolamento equivalente ao de uma divisória simples 5 a 10 vezes mais pesada.

18 - OS MATERIAIS ESPESSOS E POROSOS SÃO BONS ABSORVEDORES, TANTO PARA BAIXAS COMO PARA ALTAS FREQUÊNCIAS

Os materiais porosos permeáveis ao ar são absorvedores acústicos excelentes. Podemos citar: as fibras de vidro, a lã mineral, a espuma de poliuretano e a fibra de madeira.

Materiais finos só podem absorver as frequências altas, enquanto que os materiais espessos podem absorver uma banda larga de frequências, tanto altas como baixas (Figura 18a). Para ser eficaz abaixo dos 100Hz, um material deveria ter uma espessura impraticável.

Figura 18a



Exemplo:

Para se reduzir o nível de ruído elevado, em banda larga de frequências, instalou-se grande número de absoventes suspensos que são muito eficientes, pois apresentam duas fases absoventes (baffles). Uma ponte rolante impossibilita a instalação desses painéis no outro lado da fábrica e, então, foram fixados painéis absoventes horizontais com espaço de ar para melhorar a absoção nas baixas frequências (Figura 18b). Com exceção das zonas situadas perto da fonte sonora, foi possível reduzir o ruído.

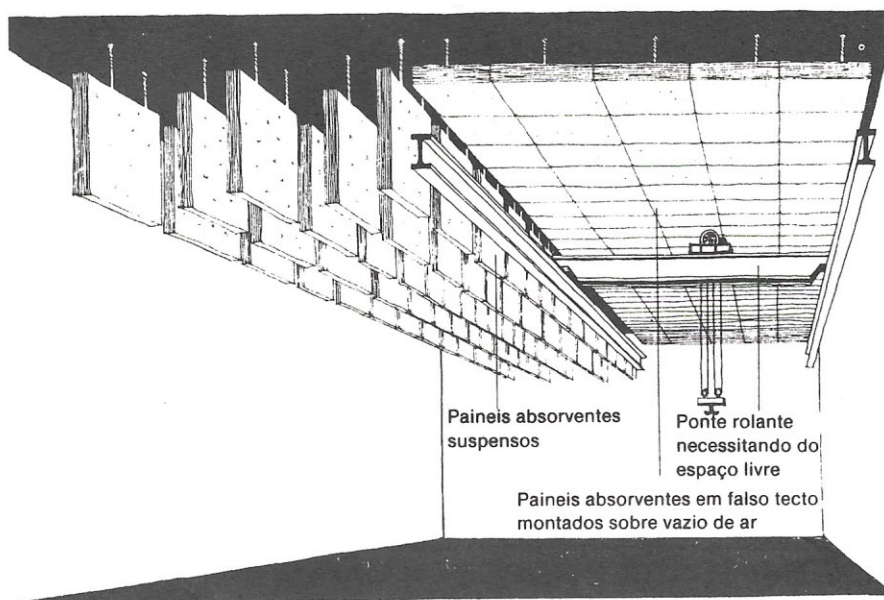


Figura 18b

19 - BARREIRAS ACÚSTICAS DEVEM SER USADAS COM TETOS ABSORVEDORES

O ruído de alta frequência pode ser atenuado com a utilização de barreiras. A barreira é mais eficiente quanto mais próxima da fonte estiver e quanto maior for sua área. O efeito de uma barreira é consideravelmente reduzido se o teto não for absovedor (Figura 19a).

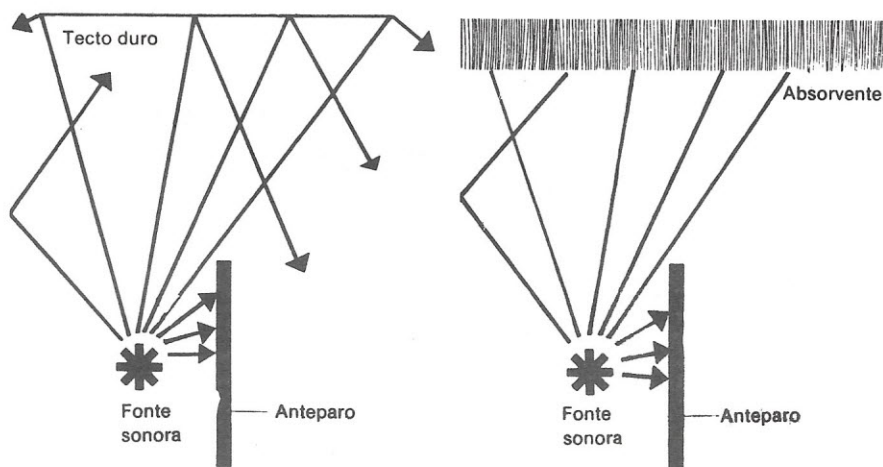


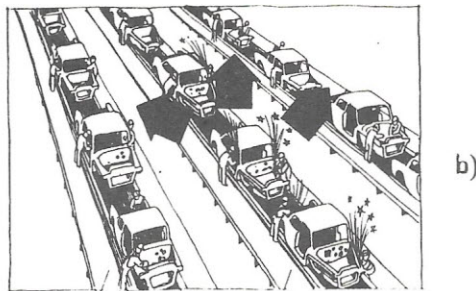
Figura 19a

Exemplo:

Numa linha de montagem de automóveis funcionam em paralelo um certo número de células de produção (Figura 19b). Uma delas, a preparação de carrocerias, é mais ruidosa do que as outras, emitindo um ruído de alta frequência que incomoda todos os operários da fábrica.

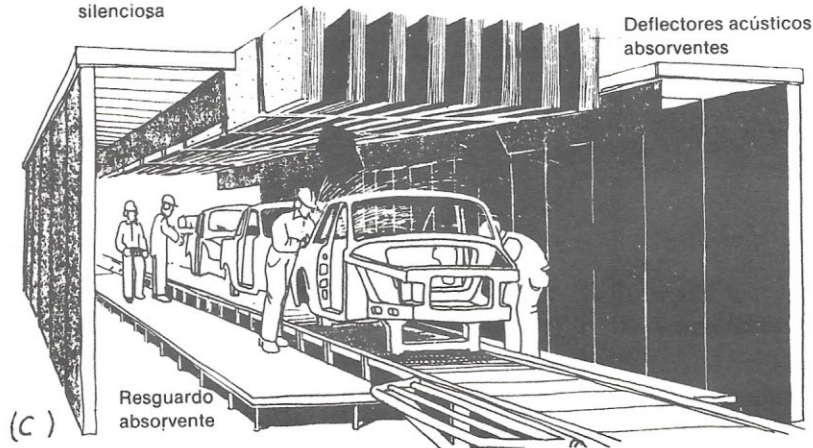
Solução:

Colocando a célula de produção dentro de duas barreiras acústicas e, por cima, absorvedores suspensos (baffles) (Figura 19c), reduziu-se o nível de ruído nas células vizinhas. Na célula ruidosa o nível do ruído permaneceu praticamente o mesmo.



Cadeia de montagem silenciosa Cadeia de montagem ruidosa

Figura 19b e 19c



20 - AS DESCONTINUIDADES NAS TUBULAÇÕES REDUZEM A TRANSMISSÃO DO RUÍDO

Quando ao longo do trajeto do ruído aparecem descontinuidades, uma parcela do ruído é refletida para a fonte. A descontinuidade pode ser causada por mudança de geometria, seção transversal, material das paredes ou aberturas laterais (Figura 20). No momento do projeto das tubulações, pode utilizar-se este mecanismo para obter um certo nível de atenuação denominada reativa.

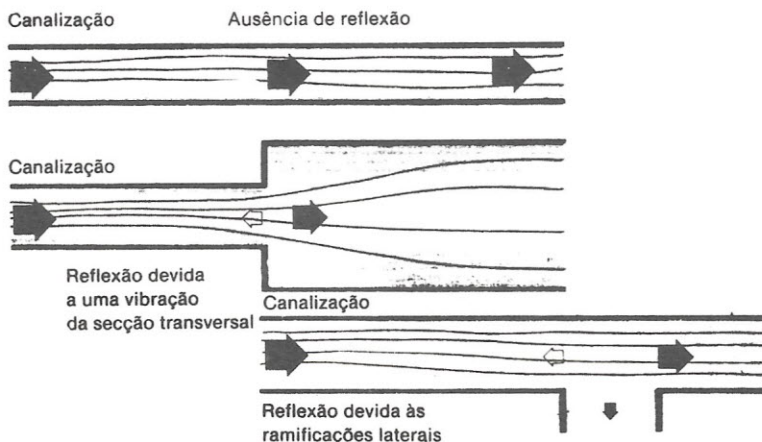
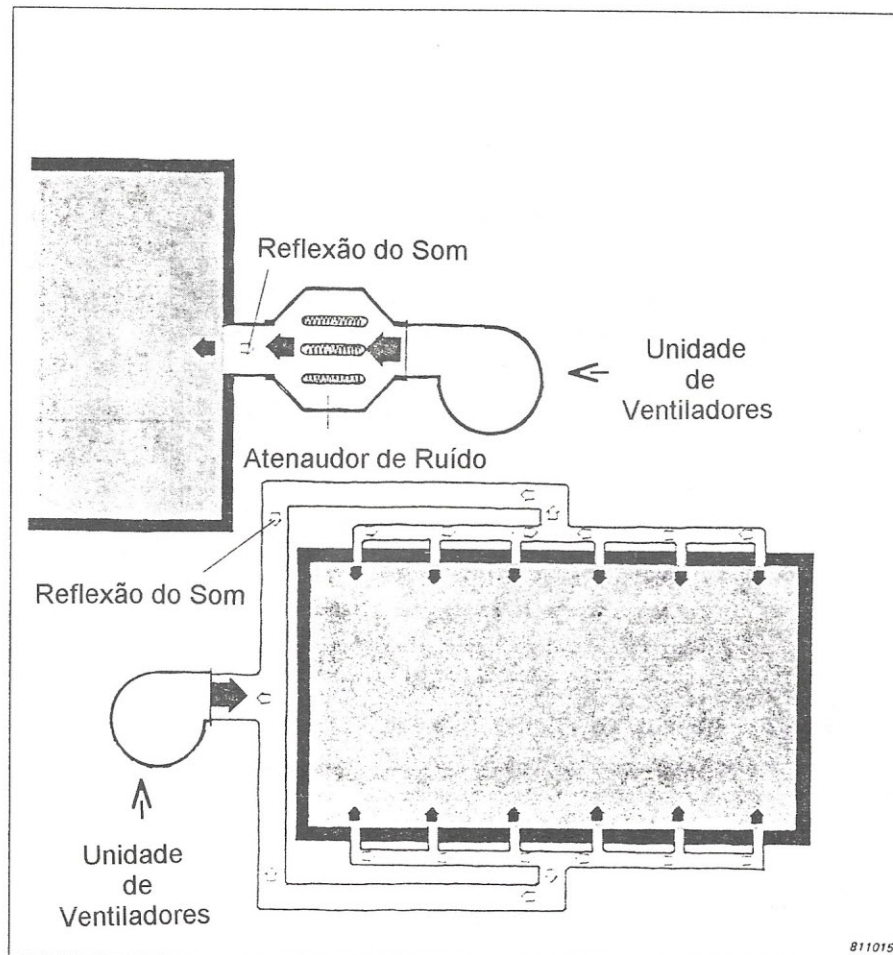


Figura 20

Exemplo:

Existem problemas de ruído em escritórios panorâmicos gerado pelo sistema central de ar condicionado, onde não existe espaço para a colocação de silenciadores. A solução usada foi através de um grande número de mudanças de áreas, mudanças na direção de fluxo e aberturas laterais. Com isso foi possível alcançar a redução até o limite desejado (ver figura 20a).

Figura 20a





**XVII Encontro de SOBRAC
PETRÓPOLIS
1996**

**I Simpósio Brasileiro de Metrologia
em Acústica e Vibrações - I SIBRAMA**

**XVII Encontro da Sociedade
Brasileira de Acústica - SOBRAC**

**Local: Hotel Quitandinha
Petrópolis, RJ - Brasil. Dezembro 4-6, 1996**

1ª Chamada de Trabalhos

Comitê Organizador

Coordenador Geral
José A. J. de Azevedo
INMETRO

Programa Técnico-Científico

Coordenador
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. Ferrano
MERCEDES BENZ
Helcio Onusic
MERCEDES BENZ-IFUSP
Jorge L. Pizzutti
UFSM
Moyses Zindeluk
COPPE-UFRJ
Ricardo Musafir
COPPE-UFRJ
Roberto Tenenbaum
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 Exposições

Mario Pimentel
VIBRANIHL
Hugues M.J. Serres
LGS Assessoria

Programa Social

Deca D'Angelo
PETROTUR

Secretaria Geral

Regina Copello Martins
INMETRO

Divulgação

Sonia Cardoso
INMETRO



Prezado Amigo,

É com grande satisfação que a Comissão Organizadora do XVII Encontro da Sociedade Brasileira de Acústica - SOBRAC comunica a realização simultânea do I Simpósio Brasileiro de Metrologia em Acústica e Vibrações - I SIBRAMA, a realizar-se de 4 a 6 de dezembro de 1996, no Hotel Quitandinha, em Petrópolis, Estado do Rio de Janeiro - Brasil. Os eventos serão promovidos pelo Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial INMETRO, pela Sociedade Brasileira de Acústica - SOBRAC e pela Empresa de Turismo de Petrópolis - PETROTUR.

A Comissão Organizadora está planejando o evento com uma programação leve e agradável, de modo que os congressistas possam aproveitar as atividades técnicas e sociais.

Embora os temas principais do Simpósio estejam ligados à medição e à avaliação em acústica e vibrações, a Comissão Organizadora estimula também a inscrição de trabalhos que cubram outros assuntos da área.

Estão confirmadas quatro palestras especiais e existe a previsão de 50 Trabalhos Técnico a serem apresentados durante os três dias do Simpósio.

Simultaneamente, será realizada uma exposição técnica envolvendo fabricantes de equipamentos, de materiais para controle de ruído e de vibrações e fornecedores de serviços para a área de acústica e vibrações.

O Comitê Técnico-Científico, composto por pesquisadores e especialistas da área de acústica e vibrações no País, irá avaliar os trabalhos inscritos e escolher os três melhores para premiação, na solenidade de encerramento. Da mesma forma, será escolhido o melhor expositor.

Petrópolis, situada na Região Serrana, a cerca de 60km da Cidade do Rio de Janeiro, é uma cidade turística onde é possível a visitação a monumentos, palácios e museus da época imperial. A Comissão Organizadora está planejando passeios turísticos, que incluem a cidade do Rio de Janeiro, para os acompanhantes dos congressistas, bem como uma visita técnica aos laboratórios do INMETRO, em Xerém, a 20km de Petrópolis.

No aguardo de sua participação no I SIBRAMA.

José A. J. de Azevedo
Coordenador Geral
I SIBRAMA

I SIBRAMA

Programa Técnico

Palestras especiais:

Dr. Samir N. Y. Gerges

Universidade Federal de Santa
Catarina - *Quanto o Protetor Auditivo
Pode Proteger*

Dr. Michael Vorländer

Universidade de Aachen - Alemanha
Building Acoustic Metrology

Dr. Arthur Palmeira Ripper

Universidade Federal do Rio de Janeiro
*Vibrações em Monitoramento de
Máquinas*

Dr. Hélcio Onusic

Mercedes Benz do Brasil
*Avaliação Acústica na Área
Automobilística*

Também está incluída no Programa Técnico a realização de uma Mesa-Redonda sobre *Credenciamento de Laboratórios de Calibração e de Ensaios*, com a participação de técnicos do INMETRO e de outras instituições.

Os Trabalhos Técnicos cobrirão assuntos ligados à medição e à avaliação acústica e de vibração segundo os seguintes subtemas:

- Medições em laboratórios
- Calibração de microfones, acelerômetros, medidores e calibradores
- Ruídos e vibrações na área de trabalho
- Acústica audiológica
- Mediações em campo
- Acústica e Vibrações na indústria automobilística
- Acústica no ambiente construído
- Medição de vibração para manutenção preditiva

Informações Gerais

Data

O evento ocorrerá de 4 a 6 de dezembro de 1996.

Visita

Está planejada uma visita técnica aos laboratórios da Divisão de Acústica aos laboratórios da Divisão de Acústica e Vibrações do INMETRO, em Xerém.

Língua Oficial

O Português será a língua oficial do Simpósio. Trabalhos em Espanhol e Inglês serão igualmente aceitos.

Exposição Técnica

Exposição de equipamentos, produtos e materiais utilizados na área de acústica e vibrações terá lugar em paralelo às atividades do Simpósio.

Programa Social

Coquetel de Abertura

Está previsto um coquetel de abertura na quarta-feira, 4 de dezembro, à noite no Palácio do Barão de Mauá, sede da PETROTUR.

Concerto Musical

Dentre as programações do Simpósio está previsto um recital instrumental de música brasileira, a realizar-se na quinta-feira, dia 5 de dezembro, no Teatro Municipal de Petrópolis.

Cerimônia de Encerramento

No dia 6 de dezembro, sexta-feira, ao final dos trabalhos técnicos, será realizada a cerimônia de encerramento, durante a qual serão entregues os prêmios aos três melhores trabalhos apresentados e ao melhor expositor, a serem escolhidos pelo Comitê Técnico-Científico.

Programação Turística

Haverá três *tours* pelas Cidades de Petrópolis e do Rio de Janeiro para os acompanhantes dos congressistas. A programação consta de visitas às malharias da cidade, os palácios e monumentos históricos de Petrópolis e aos pontos turísticos do Rio de Janeiro.

Petrópolis

Petrópolis, a única Cidade Imperial das Américas, fica situada na Serra do Mar a 60km do Rio de Janeiro. A Comissão Organizadora está viabilizando um serviço de transporte ligando os aeroportos do Galeão (internacional) e Santos-Dumont (doméstico) à Cidade de Petrópolis. Este serviço será divulgado posteriormente aos congressistas. O clima da Cidade de Petrópolis é normalmente ameno, inclusive durante o período que antecede o Verão, quando se realizará o Simpósio. É recomendado que os congressistas incluam em sua bagagem um agasalho leve.

Inscrições de Trabalhos Técnicos

As datas-limite para inscrição de Trabalhos Técnicos são as seguintes:

04/07/96 Envio do resumo com até 200 palavras, incluindo título, autores, afiliação e endereço para correspondência.

15/07/96 Envio das instruções de apresentação do trabalho completo.

10/09/96 Prazo final para entrega de trabalhos.

10/10/96 Comunicação dos trabalhos selecionados.

Taxas de Inscrição

INSCRIÇÕES	ATÉ 01/10/96	APÓS 01/10/96
Sócios da SOBRAC	R\$40,00	R\$60,00
Não sócios da SOBRAC	R\$60,00	R\$90,00
Estudante	R\$10,00	R\$15,00

Na categoria Estudante, estão incluídos todos os alunos de Graduação e de Pós-Graduação que estejam regularmente matriculados nos seus cursos. As pessoas que desejarem utilizar este desconto especial deverão apresentar uma carta do professor ou da instituição em que estão inscritos.

Pagamento da Inscrição

Deverá ser feito junto à SOBRAC, através de depósito bancário, conforme discriminado abaixo:

Sociedade Brasileira de Acústica - SOBRAC
Banco do Brasil
Agência 1453-2
Conta nº 204013-3

Obs.: Mandar comprovante de depósito junto com a ficha de inscrição para:

Dep. de Eng. Mecânica da UFSC
Campus Universitário - Cx. Postal 476
CEP 88040-900 - Florianópolis - SC
Tel.: ++5548 231-9227 / 234-4074
Fax: ++5548 234-1524 / 234-1519
Att.: Prof. Samir N. Y. Gerges

Programação Preliminar

HORÁRIO	4ª FEIRA Dia 04/12/96	5ª FEIRA Dia 05/12/96	6ª FEIRA Dia 06/12/96
08h - 08h20min			
08h20min - 08h40min	INSCRIÇÃO	PALESTRA	PALESTRA
08h40min - 09h			
09h - 09h20min		INTERVALO	INTERVALO
09h20min-09h40min			
09h40min - 10h			
10h - 10h20min	CERIMÔNIA DE ABERTURA	TRABALHOS TÉCNICOS	TRABALHOS TÉCNICOS
10h20min - 10h40min			
10h40min - 11h			
11h - 11h20min	PALESTRA		
11h20min - 11h40min			
11h40min - 12h			
12h - 12h20min	ALMOÇO	ALMOÇO	ALMOÇO
12h20min - 12h40min			
12h40min - 13h			
13h - 13h20min			
13h20min - 13h40min			
13h40min - 14h	PALESTRA	PALESTRA	MESA REDONDA
14h - 14h20min			
14h20min - 14h40min			
14h40min - 15h	INTERVALO	INTERVALO	INTERVALO
15h - 15h20min			
15h20min - 15h40min	TRABALHOS TÉCNICOS	TRABALHOS TÉCNICOS	ASSEMBLÉI GERAL DA SOBRAC
15h40min - 16h			
16h - 16h20min			
16h20min - 16h40min		PALESTRA	CERIMÔNIA DE ENCERRAM.
16h40min - 17h			
17h - 17h20min			
17h20min - 17h40min			
17h40min - 18h			
18h - 18h20min			
18h20min - 18h40min	COQUETEL ABERTURA	RECITAL T. MUNICIPAL	ATIV. SOCIAL
18h40min - 19h			
20h - 21h30min			

Endereço para Correspondência e Inscrição de Trabalhos Técnicos:

Enviar o resumo, até 200 palavras, para:
Comissão Organizadora do I SIBRAMA
- XVII Encontro da SOBRAC
José Augusto J. de Azevedo
Divisão de Acústica e Vibrações -
INMETRO

Av. N. S. das Graças, 50 - Xerém
25250-020 - Duque de Caxias - RJ -
Brasil
Fax: ++55 21 679-1296
Tel: ++55 21 679-1311 R. 2112/11

Os Melhores Trabalhos Técnicos Serão Premiados.



**XVII Encontro da SOBRAC
PETRÓPOLIS
1996**

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

Dezembro 4-6, 1996

Hotel Quitandinha

Petrópolis, Rio de Janeiro - Brasil.

Ficha de Inscrição

Enviar esta Ficha para a SOBRAC.
Fax: (048) 231-9677 ou (048) 234-1519

Nome: _____

Endereço: _____

Empresa: _____

Fax: _____ Tel.: _____

() Minha empresa gostaria de participar da exposição de produtos e equipamentos.

Obs.: A inscrição só será aceita com o envio do comprovante de depósito bancário.

PARTICIPE DA CONFEÇÃO DE NORMAS EM ACÚSTICA!

Ref.: Projeto "Normalização em Conforto Ambiental" SC35 Conforto e Energia em Edificações-COBRACON.

Prezado Colega

Estamos dando início ao projeto "Normalização em Conforto Ambiental" financiado pela FINEP que visa o desenvolvimento dos textos de norma descritos abaixo.

Comissão de Térmica:

- Desempenho Térmico de Edificações: Definições Símbolos e Unidades.
- Desempenho Térmico de Edificações: Cálculo de Transmitância Térmica de Elementos e Componentes.
- Desempenho Térmico de Edificações: Procedimento para o Tratamento de Dados Climáticos.
- Desempenho Térmico de Edificações: Zoneamento Bioclimático Brasileiro.
- Desempenho Térmico de Edificações: Avaliação de Desempenho Térmico de Edificações Unifamiliares.
- Método de Ensaio: Medição da Condutividade Térmica pelo Princípio da Placa Quente Protegida.

Comissão de Iluminação Natural:

- Iluminação Natural: Conceitos Básicos.
- Iluminação Natural: Disponibilidade de Luz Natural.
- Iluminação Natural: Método de Determinação de Iluminação Natural em Interiores.
- Iluminação Natural: Medições.

Comissão de Acústica:

- Medição do Isolamento Acústico de Materiais.
- Medição da Absorção Sonora em Camara Reverberante.
- Conforto Acústico.
- Poluição Sonora.

As discussões sobre os textos serão baseadas em textos provocativos a serem encaminhados posteriormente e discussões a serem conduzidas preferencialmente por e-mail (fax e carta também serão aceitos).

Pretendemos finalizar o projeto com aprovação dos textos no COBRACON-ABNT em 18 meses. Se você estiver interessado em participar das comissões de estudo ou souber de alguém potencialmente interessado, mantenha contato urgente com:

Mauricy C. R. de Souza
Fone: (048) 234-4074
e-mail: ecv3mcs@ecv.ufsc.br

NOTÍCIAS

FEDERAÇÃO IBERO-AMERICANA DE ACÚSTICA (FIA)

A FIA foi criada em Valdivia/Chile em 21 de outubro de 1995 através de cinco sociedades acústicas de países de língua Espanhola e Portuguesa:

- Associação dos Acústicos Argentinos (AdAA)
- Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC)
- Sociedade Chilena de Acústica (SCHA)
- Sociedade Espanhola de Acústica (SEA)
- Sociedade Peruana de Acústica (SPA)

O estatuto da FIA foi aprovado em reunião histórica em Buenos Aires em 29 de Abril de 1996. A FIA aceita como membros as associações de acústica dos países de língua Espanhola e Portuguesa, regularmente estabelecidos em cada país. O conselho diretivo é composto:

Presidente: Samir N. Y. Gerges - SOBRAC (Brasil)
Vice-presidente: Antonio M. Méndez - AdAA (Argentina)
Tesoureiro: Leonardo Parma - SOCHA (Chile)
Conselheiro: Carlos Jimenez Dianderas - SPA (Perú)
Conselheiro: Antonio Pérez-Lopez - SEA (Espanha)
Secretário Geral: Antonio Calvo-Manzano Ruiz - SEA (Espanha)

A primeira assembleia geral das sociedades membros será realizada em Florianópolis/Brasil em Novembro de 1997 (data exata a ser definida) durante o I Congresso Ibero-americano de Acústica.

Para qualquer informação entrar em contato com:

Secretário Geral da FIA:
Sociedade Espanhola de Acústica
Serrano, 144
28006 - Madrid
Espanha
Fone: 34-1-5618806 ou 3021989
Fax: 34-1-4117651 ou 3021989

Att.: Antonio Calvo-Manzano Ruiz
Presidência da FIA:
Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC)
Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC)
Departamento de Engenharia Mecânica
Laboratório de Vibrações e Acústica - Cx. P. 476
88040-900 - Florianópolis - SC - Brazil
Fone: 55-48-2344074 ou 231-9227
Fax: 55-48-2319677 ou 2341519
<gerges@mbox1.ufsc.br>
Att.: Samir N. Y. Gerges

LA CONTAMINACION SONORA EN LA COMUNIDAD VALENCIANA.

La degradación del medio ambiente es un grave problema que se plantea a la humanidad. Dentro de este contexto, el ruido ambiental se ha convertido en una de las mayores fuentes de malestar en todos los países desarrollados. La contaminación sonora afecta no solamente a la percepción subjetiva de la calidad de vida, sino sobre todo al estado objetivo de salud de las personas, produciendo una larga serie de efectos físicos y psíquicos de muy diversa índole.

Amando García Rodríguez (Alcoi, 1934), catedrático de Física Aplicada en la Facultad de Física de la Universitat de València y vicepresidente del Consell València de Cultura, realiza con este libro una importante contribución a la divulgación y comprensión de este problema que a todos nos afecta -según los datos manejados, procedentes de diversos estudios realizados entre 1979 y 1993, no sólo en las grandes ciudades, sino también en cualquier núcleo habitado.

La contaminación sonora en la Comunidad Valenciana comprende desde la divulgación de ciertos conceptos fundamentales para la comprensión del problema, hasta aspectos concretos, como el ruido ambiental en las escuelas, el caso de los pubs y discotecas o los diversos métodos a adoptar en la lucha

contra el ruido ambiental. Como ilustración de lo dicho, he aquí los títulos de los diversos capítulos de este trabajo:

- 1 Introducción general.
- 2 Conceptos fundamentais.
- 3 Las fuentes de contaminación
- 4 Efectos del ruido ambiental sobre la salud
- 5 Evaluación de la contaminación sonora

CONGRESSOS:

INTER-NOISE 96 SPECIAL TECHNICAL SESSIONS

Forty-four special technical sessions are being planned for INTER-NOISE 96 which will be held in Liverpool, United Kingdom on 1996 July 30 - August 02. These sessions, together with their organizers, are listed below.

More information on INTER-NOISE 96 will appear in the 1996 March issue of this magazine. Internet users may access

<http://www.npl.co.uk/npl/cira/events/internoise.html>.

Vision 2000, C.R. Bragdon, USA

Barriers for noise control, D.C. Hothersall, UK & C. Menge, USA

Railway noise, J.G. Walker, UK & C. Hanson, USA

Community noise, R. de Jong, Netherlands & J. Fields, USA

Sound quality, R. Bisping, Germany & P. Davies, USA

Non-auditory health effects of noise, S. Bly, Canada, S. Stansfield, UK & L.S. Finegold, USA

Vibroacoustics, F.J. Fahy, UK & R.J. Bernhard, USA

Military aircraft noise and NATO CCMS, R.J. Weston, UK & C. Svane, Denmark

Subjective evaluation of environmental noise, H. Fastl, Germany & S. Kuwano, Japan

Education in acoustics and noise control, T. Kihlman, Sweden & S. Kurra, Turkey.

European issues, C.G. Grimwood, UK

Sound insulation, T.E. Vigran, Norway & A.C.C.

Warnock, Canada

Windfarm noise, M. Legerton, UK

Structure-borne noise, B. Gibbs, UK, T. ten Wolde, Netherlands & A. Nikiforow, Russia

Acoustical Materials, J.S. Balton, USA

Construction site noise, D. Towers, USA

Micro-vibration, C.G. Gordon, USA

Applications of sound intensity in building acoustics, H. Tachibana, Japan & R. Guy, Canada

Acoustic imaging of noise sources, P. Wagstaff, France & S. Glegg, USA

Statistical energy analysis, B. Mace, New Zealand

Motor vehicle noise, U. Sandberg, Sweden

Active sound control, J. Tichy, USA & N. Doelman, Netherlands

Active vibration control, C. Fuller, USA & M.J. Brennan, UK

Algorithms and signal processing, D. Swanson, USA, USA & H. Hamada, Japan

Consultancy - the US and UK compared, J.G. Miller, UK

Industrial noise control, S.C. Bennett, K, R.J. Peters, UK & J. Cowling, USA

Applications of active control, H.G. Leventhall, UK

New techniques in instrumentation, G. Wong, Canada & P.V. Brüel, Denmark

Structural intensity, G. Pavic, France

Entertainment and leisure noise, W.J. Cavanaugh, USA & J. Griffiths, UK

Sound intensity, G. Rasmussen, USA

Blast noise propagation and assessment, G. Kerry, UK & P. Schomer, USA

Interior aircraft noise, K.P. Shepherd, USA

Aircraft noise, K. Liasjo, Norway & A. Marsh

Airport noise, G. Bekebrede, Netherlands & I. Yamada, Japan

Changes in annoyance and noise levels around airports, M. Vallet, France, S. Fidell, USA, & J. Kastka, Germany

Developments in standards and regulations for environmental noise, P. Dickinson, New Zealand & P. Schomer, USA

Road traffic noise, G. Watts, UK & M. Burgess, Australia

Occupational noise, H. Lester, UK

Noise and sleep, K. Pearsons, USA & B. Griefahn, Germany

Machinery noise, R.F. Higginson, UK & H.G. Jonasson, Sweden
The I-INCE Working Group on Community Noise, B. Shultz-Forkamp, Germany

**BRITISH SOCIETY OF
AUDIOLOGY ANNUAL
CONFERENCE.**

Winchester, UK
4 - 6 September, 1996

(A.R.D. Thornton, MRC Institute of Hearing Research, Royal South Hants Hospital, Southampton, Hants SO14 OYG, UK;
Fax: +44 1703 825611
E-mail: (JANET) ardt@soton.ac.uk

**33RD CONFERENCE ON
ACOUSTICS "BUILDING AND
ARCHITECTURAL ACOUSTICS"**

Prague, Czech Republic
23 - 25 September, 1996

(Czech Acoustical Society, Technická 2, 166 27 Praha 6, Czech Republic.
Fax: +42 2 311 1786)

**5TH SESSION RUSSIAN
ACOUSTICAL SOCIETY
"PROBLEMAS OF
GEOACOUSTICS: METHODS AND
INSTRUMENTS"**

Moscow, Russia
26 - 28 September, 1996

(Acoustics Institute, RAS, 4 Shverník ul., Moscow 117036, Russia; Fax: +7 095 126 8411; E-mail: byp@asu.acoins.msk.su)

**INTERNATIONAL SYMPOSIUM OS
SPOKEN DIALOGUE**

Philadelphia, PA, USA
2 - 3 October, 1996

(ISSD 96, K. Hirose, Department of Information and Communication Engineering, University of Tokyo, Bunkyo-ku, Hongo 113, Japan)

**INTERNATIONAL CONFERENCE
ON SPOKEN LANGUAGE
PROCESSING (ICSLP 96)**

Philadelphia, PA, USA
3 - 6 October, 1996

(ICSLP 96, Applied Science and Engineering Laboratories, A.I. duPont Institute, Wilmington, DE 19899, USA; Fax: +1 302 651 6895; E-mail: icslp96@asel.udel.edu).

**1996 AUTUM CONFERENCE -
SPEECH AND HEARING**

Windermere, UK
24 - 27 October, 1996

(Institute of Acoustics, P.O. Box 320, St. Albans AL1 1PZ, UK; Fax: +44 1727 850 553)

**XXVII JORNADAS NACIONALES
DE ACÚSTICA E ENCONTRO
IBERO AMERICANO DA
ACÚSTICA - BARCELONA -
ESPANHA**

de 23 a 25 de octubre de 1996.

*Contato: Sociedade Espanhola de Acústica
Serrano 144, 28006 Madrid - Espanha
Tel. 91-561-8806
Fax: 91-411-7651*

**ICONE'96 - SECOND
INTERNATIONAL CONFERENCE
ON NON-LINEAR DYNAMICS,
CHAOS, CONTROL AND THEIR
APPLICATIONS IN ENGINEERING
SCIENCES**

São Pedro, SP - Brasil
04-09 de Agosto de 1996

O objetivo desta conferência é apresentar os mais recentes resultados, técnicas e problemas em aspectos Não-Lineares das Ciências das Engenharias e proporcionar aos participantes uma maior interação através da apresentação de trabalhos e encontros informais. O prazo para envio de papers encerra no dia 02 de Maio de 1996.

*Informações: Prof. Dr. J.M. Balthazar
FEM/UNICAMP - Fax: (0192) 39-3722*

**ISMA 21 - INTERNATIONAL
CONFERENCE ON NOISE AND
VIBRATION ENGINEERING**

Leuven, Bélgica
8-20 de Setembro de 1996

Esta conferência apresentará trabalhos nas áreas de Dinâmica Estrutural, Análise Modal, Vibrações e Ruídos.

Paralelamente, será oferecido um curso sobre Métodos de Teste Modal e Técnicas Experimentais e Numéricas em Vibroacústica.

Informações: Mrs. L. Notré,

Fax: (+32) (16 32 29 87)

E-Mail: <lieve.notre@mech.kuleuven.ac.be>

**NOISE AND VIBRATION
ENGINEERING COURSE**

Leuven, Belgium
1996 September 16-20

Contact: L. Notré, KU Leuven-PMA, Celestijnenlaan 300B, 3001 Leuven, Belgium.

FAX: +32 1632 2987;

E-mail: jan.thoen@fys.kuleuven.ac.be

**VIBRATIONS IN ROTATING
MACHINERY**

Oxford, UK
1996 September 09-12

Contact: O. Oyuonye, Institution of Mechanical Engineers, 1 Birdcage Walk, London SW1H 9JJ, UK.

Telephone: +44 171 973 1249

Fax: +44 171 222 9881.

**3RD TRANSPORT NOISE
SYMPOSIUM**

St. Petersburg, Russia
1996 September 23-25

Contact: East-European Acoustical Association, Moskovskoe Shosse 44, 196158 St. Petersburg, Russia.

Telephone: +7 812 127 9348

Fax: +7 812 127 9323.

**NOISE-CON 96, THE 1996
NATIONAL CONFERENCE ON
NOISE CONTROL ENGINEERING**

Bellevue, Washington, USA
1996 September 29-October 2

Contact: Engineergin Professional Programs, 3201 Fremont Avenue North, Seattle WA 98103, USA.

Telephone: +1 206 543 5539

Fax: +1 206 543-2352.

**132ND MEETING OF THE
ACOUSTICAL SOCIETY OF
AMERICA**

Honolulu, Hawaii, USA
1996 December 02-06

Contact: Elaine Moran, Acoustical Society of America, 500 Sunnyside Blvd., Woodbury, NY 11797, USA, Telephone: +1 516 576 2360; Fax: +1 16 576 2377.

**UDT 1996
CALL FOR PAPERS**

Abstracts should be sent to:

Gillian Shinar
Conference Co-ordinator UDT 96
Nexus Information Technology,
Nexus House, Swanley,
Kent BR8 8HY, UK
Tel.: +44 1322 660070
Fax: +44 1322 661257

CONFERENCE TOPICS

- 1 Combat systems
- 2 Environment/oceanology
- 3 Mine warfare
- 4 Non acoustics detection
- 5 Operational analysis and training simulators
- 6 Platforms and noise
- 7 Rangers and calibration
- 8 Sonar-sensors
- 9 Sonar-systems and processing
- 10 Underwater communications
- 11 Unmanned underwater vehicles
- 12 Wapons and countermeasures

A NATO confidential classified conference will be held on Friday, 5 July 1996 at the Queen Elizabeth II Conference Centre, London. Papers for the classified conference must contain genuine classified material. Intending authors should submit unclassified abstracts to Gillian Shinar, UDT 96, Nexus Information Technology, Nexus House, Swanley, Kent BR8 8HY, UK before 16 February 1996. Unclassified abstracts should be clearly marked for consideration in the classified programme which will have NATO confidential status. Abstracts must be cleared by the relevant national authority and should indicate why the particular work is classified. No publication of either abstracts or final paper is intended but accepted authors should ensure that clearance procedures for presentation are put in hand in good time.

**1º CONGRESSO DA FEDERAÇÃO
IBERO AMERICANA DE
ACÚSTICA E 18º ENCONTRO DA
SOBRAC**

de 24 a 26 de Novembro de 1997

Organizado pela Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC), Associação dos Acústicos Argentinos (AdAA), Sociedade Espanhola de Acústica (SEA), Sociedade Chilena de Acústica (SCHA) e Sociedade Peruana de Acústica (SPA).

Temas Principais: Ruído & Vibração com Qualidade de Vida.

Contato:

SOBRAC - Universidade Federal de Santa Catarina - Depto. de Engenharia Mecânica, Laboratório de Acústica e Vibração.

CX. Postal 476 - Florianópolis/SC

Telefone: (048) 234-4074

Fax: (048) 234-1519

**133RD MEETING OF THE
ACOUSTICAL SOCIETY OF
AMERICA**

State College, Pennsylvania, USA.
1997 June 02-06

Contact: Elaine 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 Budapest, Fő u. 68, Hungary. Telephone/Fax: +36 1 202 04 52.

**134TH MEETING OF THE
ACOUSTICAL SOCIETY OF
AMERICA**

San Diego, California, USA.
1997 December 01-05

Contact: Elaine 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
2 - 4 April, 1997

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

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

Munich, Germany
21 - 23 April, 1997

(H. Fastl, Lehrstuhl für Mensach-Maschine-Kommunikation, Technische Universität München, 80290 München, Germany; Fax: +49 89 2105 8535; E-mail: Fase@mmk.e-technik.tu.muenchen.de)

**CONFERENCE ON ICP AND INNER
EAR PRESSURE**

Bath, UK
5 - 7 June, 1997

(British Society of Audiology, 80 Brighton Road, Reading RG6 1PS, UK; Fax: +44 1734 351915; E-mail Bath Committee: mpsar@bath.ac.uk)

**ULTRASONICS INTERNATIONAL
'97**

Delft, The Netherlands
2 - 4 July, 1997

(W. Sachse, Department of Theoretical and Applied Mechanics, Cornell University, Ithaca, NY 14853, USA. Fax: +1 607 255 9179
E-mail: sachse@msc.cornell.edu)

**WORD CONGRESS ON
ULTRASONICS**

Yokohama, Japan
24 - 27 August, 1997

(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
(EUROSPEECH'97)**

Patras, Greece
22 - 25 September, 1997

(G. Kokkinakis, Department of electrical and computer Engineering, 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
7 - 10 October, 1997

(S. Foster, Departmente of Medical Biophysics, Sunnybrook Helth Science Centre, 2075 Bayview Ave., Toronto, Ontario M4N 3M5, 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. 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.

Contrato: Departamento de Engenharia Mecânica
Rua Marquês de São Vicente, 225-Gávea-22453-900
Rio de Janeiro - RJ
Tel. (021) 529-9329
FAX (021) 294-9148

**136TH MEETING OF THE
ACOUSTICAL SOCIETY OF
AMERICA**

Norfolk, Virginia, USA
1998 October 12-16

Contact: Elaine 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. Box 1181, Auckland, NZ, Fax: +64 9 309 3540.

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

Seattle, WA, USA
20 - 28 June, 1998

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

**FORUM ACUSTICUM AN
MEETING OF THE ACOUSTICAL
SOCIETY OF AMERICA**

Berlin, Germany
1999 March 15-19

Contact: Elaine 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 138TH
MEETING OF THE ACOUSTICAL
SOCIETY OF AMERICA**

Columbus, Ohio, USA
1999 November 01-05

Contact: Elaine 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: Elaine Moran, Acoustical Society of
America, 500 Sunnyside Blvd., Woodbury, NY
11797, USA.

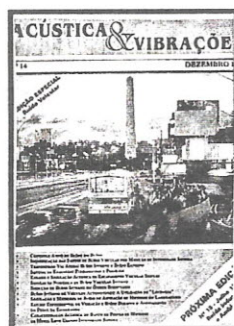
Para receber esta revista semestral e as edições anteriores gratuitamente, associe-se à Sociedade Brasileira de Acústica “SOBRAC”, preenchendo a ficha de inscrição na página 59. Temos exemplares limitados das revistas anteriores, os quais serão enviados para os sócios novos por ordem de solicitação.

Os artigos Publicados nas Edições Anteriores:



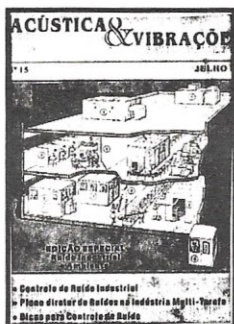
EDIÇÃO NÚMERO 13/JULHO 94

- ◆ Análise de Posturas, Esforços e Vibrações nos Lixadores
- ◆ Sugestões sobre Adaptação 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 Escapamento Veicular Simples
- ◆ Simulação Numérica de Ruído Veicular Interno
- ◆ Redução de Ruído Interno em Ônibus Rodoviário
- ◆ Ruído Interno de Veículos Automotores: A Utilização dos “Loudness”
- ◆ Simulação e Medições de Ruído de Aspiração de Motores em Laboratório
- ◆ Estudo Experimental de Vibrações e Ruído Durante o Acionamento do Pedal da Embreagem
- ◆ Caracterização Acústica do Banco de Provas de Motores da Metal Leve Usando Intensidade Sonora



EDIÇÃO NÚMERO 15/JULHO 95

- ♦ Controle de Ruído Industrial
- ♦ Plano Diretor de Ruído na Indústria Multi-Tarefa
- ♦ Dicas para Controle de Ruído
- ♦ Notícias: Program Silêncio - Selo Ruído



EDIÇÃO NÚMERO 16/DEZEMBRO 95

- ♦ Respostas a Perguntas e Queixas com Relação a Audição e a Protetores Auditivos (Parte I, II e III)
- ♦ A Importância da Acústica e da Psicoacústica para a Audiologia: A Influência da Acústica das Salas de Aula na Percepção da Fala
- ♦ Dicas para Controle de Ruído
- ♦ Controle de Ruído de Máquinas
- ♦ Cadastro dos Associados - 1995
- ♦ Notícias
- ♦ Reativação da Produção de Normas em Acústica Arquitetônica e Ambiental
- ♦ Recomendações da Organização Mundial da Saúde Sobre Ruído Industrial

ANAIS DO I CONG. BRASIL/ARGENTINA E 15º ENCONTRO DA SOBRAC

Abril 1994 - Florianópolis - 570 páginas

ANAIS DO III SIMPÓSIO BRASILEIRO DE ACÚSTICA VEICULAR

Agosto 1995 - São Paulo - 204 páginas

ANAIS DO 16º ENCONTRO DA SOBRAC - NOVEMBRO DE 1995

Volume I, 140 páginas e Volume II, 82 páginas



Prof. John G. Casali, Ph.D.
Laboratório de Engenharia de Sistemas Auditivos
Departamento de Engenharia Industrial e Sistemas
Universidade de Virgínia - EUA

Especialista mundial mais conceituado em Protetores Auditivos e criador do Laboratório Credenciado para Ensaios de Atenuação de Ruído dos Protetores

PROGRAMA DE CURSO:

- Abertura: Controle de Ruído x Protetores Auditivos (Prof. Samir N. Y. Gerges, Ph.D.).
- Conforto de protetores auditivos e sua influencia na eficácia da proteção.
- Dados de atenuação dos protetores (NRR, SNR, HML, atenuação média, desvio padrão).
- Qualidade de um bom protetor auditivo, critérios de seleção para usuário e os parâmetros de projeto para os fabricantes.
- Ensaios dos protetores (normas ANSI, ISO e novas propostas das normas)
- Novas tecnologias em Proteção Auditiva: Cancelamento por controles ativo, atenuação plana ativa, atenuação seletiva(variável). Implantação da tecnologia e seleção dos parâmetros.
- Efeito do protetor auditivo na percepção de sinais e comunicações.
- O uso de "Índice de articulação" para predição da inteligibilidade na comunicação com o uso do protetor auditivo.
- Debate dos participantes - fabricantes e importadores e Prof. Casali

Dias 21 e 22 de Novembro de 1996
Na cidade de São Paulo - SP

Informações e Inscrições:



CENTRO BRASILEIRO DE
SEGURANÇA E SAÚDE INDUSTRIAL

VAGAS LIMITADAS

Rua Santo Antonio, 104 - Cep: 13024.440 - Campinas - SP - Fone: (019) 251.5194 - Fax: (019) 252.7797
São Paulo - Fone: (011) 229.1744 - Fax: (011) 227.4693