

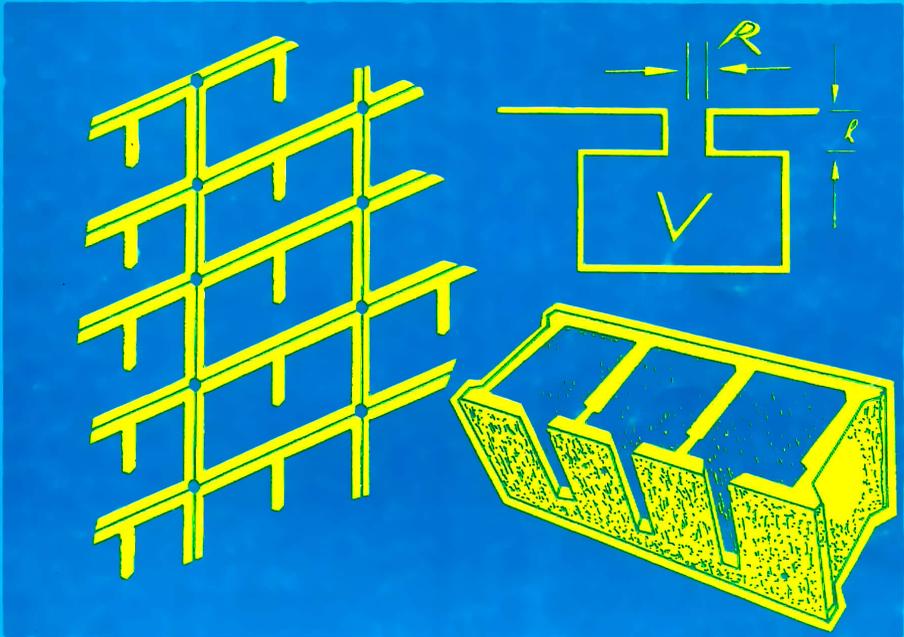
REVISTA DA

SOBRAC

Sociedade Brasileira de Acústica

Número - 08

Novembro - 1990



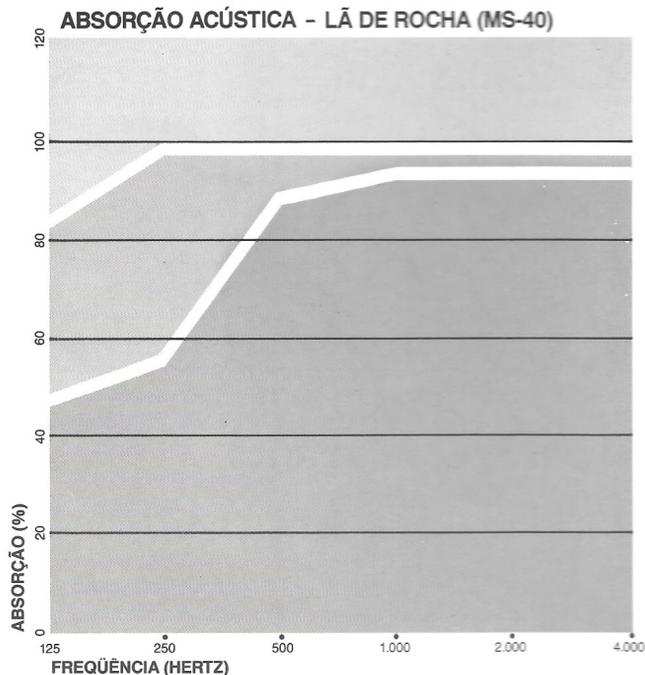
ABSORÇÃO DE RUÍDO DE BAIXAS FREQUÊNCIAS POR BLOCOS DE TIJOLOS RESSONADORES

IBAMA Lança o programa SILÊNCIO

Resumos dos trabalhos de XI Encontro da SOBRAC
A Ser Realizado em Nov/90 - SÃO PAULO

THERMAX® :

o isolante acústico eficiente em todas as faixas de frequência.



THERMAX® é a lã de rocha mais avançada - e comprovadamente a mais eficiente como isolante acústico para uma infinidade de situações que exigem controle do barulho, além de oferecer um isolamento térmico que garante mais segurança e conforto. E com mais esta vantagem: a garantia de qualidade Ocfibras e assistência técnica gratuita permanente.

- Resiste a temperaturas de até 750°C em regime contínuo, ou picos de 1000°C, eliminando riscos de incêndio ou propagação de fogo (IPT - São Paulo)
- Fácil de aplicar sobre ou entre paredes, divisórias, forros, equipamentos, máquinas, tubulações etc.
- Pode ser envelopada ou pendurada sob a forma de "baffles".
- Fornecida em diversas espessuras e densidades, conforme o projeto.
- Apresentada em mantas, painéis, tubos, peças pré-moldadas e peças especiais sob encomenda.

2 POL.

4 POL.

Ocfibras
LTD.A

Subsidiária da
Owens-Corning Fiberglas Corporation

Rua Geraldo Flausino Gomes, 42 6º CEP 04575 São Paulo SP
Caixa Postal 3093 Tel.: (011) 240-7900 PABX Telex 11 54176/11 54335 Fax (011) 542-4567

SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA
SOBRAC

DIRETORIA

Presidente.....Mário C. Pimentel - (SP)
V.Presidente.....Eduardo Giampaoli - (SP)
1º Secretário.....Roberto A. Tenenbaum - (RJ)
2º Secretário.....Elizabeth R.C. Marques - (SC)
1º Tesoureiro.....Honório C. Lucatto - (SP)
2º Tesoureiro.....Elvira B.V. da Silva - (SC)
RUA: Das Alfazemas, 31 - Vila Alpina
03204 - São Paulo - SP
Fone:(011)9180066/Fax:2165810/Telex:62013

CONSELHO

Antônio Alessio F., João Gualberto A. Báring,
Jules G. Slama, Léo Q. Nishikawa, Moyses Zindel-
deluk, Roberto S.N. da Silva, Roberto T. Motta,
Samir N.Y. Gerges, Sylvio R. Bistafa, Ulf H.
Mondl.

COORDENADORIA REGIONAL-SUL

Samir N.Y. Gerges.....(SC)
Jorge L.P. dos Santos....(RS)
Miriam J. Barbosa.....(PR)
Roberto M. Heidrich.....(SC)
Ulf H. Mondl.....(SC)
Universidade Federal de Santa Catarina
Dpto Eng.Mecânica/Lab. Vibrações e Acúst.
C.P.476-cep.88049-Florianópolis-SC
F:(0482)319227/Telex:481317/Fax:341519

COORDENADORIA do RIO DE JANEIRO

Moyses Zindel-
deluk
Universidade Federal do Rio de Janeiro-COPPE
Dpto de Eng. Mec. - C.P.68503
21945 - Rio de Janeiro - RJ
F:(021)2808832 r.412 Telex:33817 UFCOBR
Fax:2906626

Matérias, notícias e informações para publicação
na Revista da Sobrac, podem ser enviadas para Prof.
Samir N.Y. Gerges, no endereço da Regional-Sul
acima citado.

I N D I C E

- Polias Antivibradoras Viscosas para Motores Diesel, Diagnóstico de Falhas.
M.Fogaca, C.Freitas, L.C.Ferraro, A.Klenk, H.Onusic.
- IBAMA Lança Programa SILÊNCIO.
Silvania M. Gonsalves.
- Absorção de Ruído de Baixas Frequências Usando Tijolos de Cavidade.
Eduardo Giampaoli.
- Mini Aula : Efeitos do Ruído e Vibrações no Homem.
Samir N.Y. Gerges.
- Resumos dos Trabalhos do XI Encontro da SOBRAC, Nov/90.
- Notícias.

Revista da
SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA
S O B R A C

Matérias não assinadas, sob a responsabilidade da Diretoria.

Jornalista Responsável:
José Antônio de Souza-Reg.Prof.814-DRT/SC.

Comitê Editorial:
Samir N.Y. Gerges, Sandra C. de Buone Fredel,
Ulf H. Mondl, Elizabeth R.C. Marques

Planejamento Gráfico:
Sineide S. Steinbach e Zuleide Lanzendorf

Polias Antivibradoras Viscosas para Motores Diesel, Diagnóstico de Falhas

M. Fogaça(1), C.Freitas(1), L.C.Ferraro(1), A.Klenk(1), H.Onusic(1,2)

(1) Mercedes Benz do Brasil S.A. / Eng. Experimental-Sistemas

(2) Instituto de Física da USP - IFUSP

Dep. de Física Nuclear - Pelletron

Absorvedores Dinâmicos de Vibração que se utilizam de sistemas Massa-Mola ou da dissipação de energia, através do atrito de um elemento inercial com um fluido viscoso são utilizados em motores a explosão, principalmente nos motores Diesel, por apresentarem uma taxa de compressão elevada em relação aos motores que se utilizam de centelha para produzir a explosão, o que faz com que os níveis de vibração sejam também mais severos em relação aos motores de ciclo OTTO.

Em virtude disso, conhece o comportamento desses elementos dissipativos (elásticos ou viscosos) é de vital importância, visto que, em alguns casos, o bom funcionamento desses absorvedores está diretamente ligado à vida do conjunto moto propulsor, ou seja, a durabilidade de peças do motor e agregados.

O que se apresenta aqui é um método, que tem como principal atributo a simplicidade e a rapidez, aspectos estes, importantes para controle de qualidade, processo de produção e diagnóstico de falhas.

DESENVOLVIMENTO

Nos Absorvedores Dinâmicos de Vibração, que trabalham com o princípio Massa-Mola, o controle é, em geral, feito sobre a sintonia do sistema, bem como sobre a constante de amortecimento. Esse controle, nada mais é que um banco de provas que faz o sistema vibrar livremente e, através de por exemplo, um acelerômetro, analisa-se o movimento no domínio da frequência ou do tempo.

No caso de Absorvedores Viscosos, ou seja, um elemento inercial imerso em fluido viscoso, por exemplo Silicone (como mostra o esquema da fig. 1), e pela ausência de características elásticas, não é possível colocar o sistema em vibração livre. É necessário, pois, adicionar-se um elemento restaurador que permita a oscilação a partir de uma excitação externa inicial, para que se possa, assim, estudar o movimento oscilatório e determinar-se a constante de amortecimento.

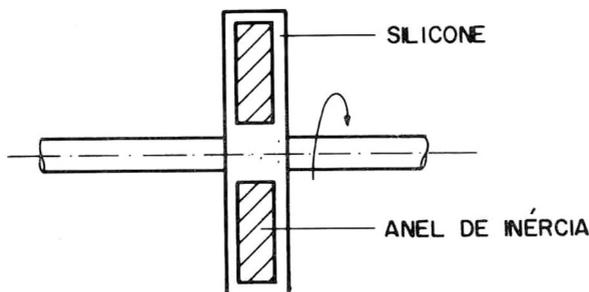


Figura 1: Esquema de um Absorvedor Viscoso Torcional

Um caso prático de controle do funcionamento de um Absorvedor Viscoso, efetuado em nossos laboratórios, compõe-se de um eixo acoplado rigidamente ao mesmo e através de um impulso, torna-se possível excitar o sistema, sendo que, o elemento elástico, que torna o movimento oscilatório

possível, é o próprio eixo, (como mostra a fig. 2).

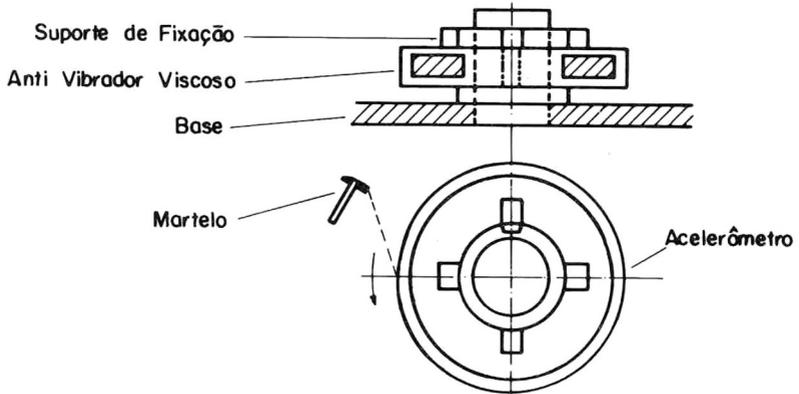


Figura 2: Esquema de um Banco de Ensaio

No caso real de estudos da durabilidade em veículos é importante conhecer-se a performance do Absorvedor, já que este elemento é vital ao bom funcionamento do motor e agregados e, como o estudo de durabilidade em geral, é função do tempo, ou seja, quilômetros rodados ou números de horas de testes em bancos de provas, a aplicabilidade de um sistema de controle e diagnóstico de Absorvedores depende de 2 fatores principais:

- I) Tempo de duração do ensaio e análise.
- II) Qualidade dos resultados.

No dispositivo de ensaios, além da rapidez, a diferença entre os resultados de uma peça normal, de acordo com as características previstas no projeto e uma defeituosa é grande, o que torna desnecessário apurar os testes ou buscar maior precisão sem, contudo, comprometer o diagnóstico da falha.

APLICAÇÃO

Mostramos aqui, um caso real em que se observou uma irregularidade num motor em durabilidade que poderia estar ligada a um possível defeito no Absorvedor, ou seja, um travamento da massa de inércia. A peça foi trazida ao laboratório e comparada com uma peça normal.

Os resultados obtidos (fig. 3), mostram a praticidade do método. Tanto no domínio do tempo quanto no domínio da frequência pode-se observar que o amortecimento da peça defeituosa é significativamente inferior ao da peça normal, independente dos valores absolutos.

Vale notar que o pico no espectro da peça com defeito está deslocado em relação ao outro. Esse efeito se deve ao aumento da massa oscilatória quando há travamento, ou seja, a peça vibra solidária, não exercendo sua função, atuando simplesmente como massa.

CONCLUSÃO

Em casos que se procura minimizar os tempos envolvidos com o levantamento de constantes físicas para diagnosticar falhas com confiabilidade, o método comparativo associado a simplicidade de um dispositivo podem oferecer inúmeras vantagens em relação ao método que determina valores absolutos das constantes.

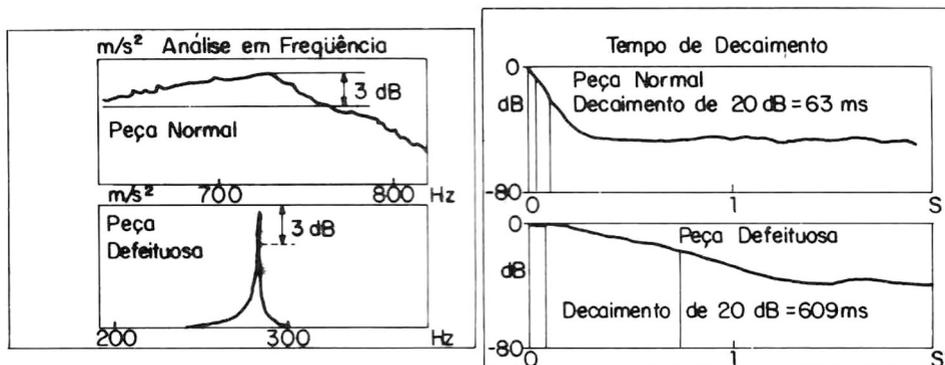


Figura 3: Análise em Frequência e Tempo de Decaimento.

REFERENCIAS

- Dynamic Vibration Absorbers - J.B. Hunt - MEP - London 1979.
- Vibrações nos Sistemas Mecânicos - J.B.Hartog - EDUSP 1972.
- Teoria da Vibração - W.T. Thompson - Ed. Interciencia - 1973.
- Vibration and Shock in Damped Mechanical System - J.C.Snowdon, Wiley & Sons - 1968.
- Hasse & Wrede-Viscous Vibration Dampers.

IBAMA Lança Programa Nacional de Educação e Controle de Poluição Sonora

SILVANIA MEDEIROS GONSALVES
Coordenadora do Programa SILÊNCIO
IBAMA - Brasília/DF

No dia 8 de Março de p.p. entraram em vigor as Resoluções 001 e 002 do CONOMA-Conselho Nacional de Meio Ambiente, colocando a poluição por sons e ruídos como importante agente de degeneração ambiental, encaminhando providências para a conscientização popular a respeito dos seus efeitos perniciosos e instituindo o Programa Silêncio - Programa Nacional de Educação e Controle da Poluição Sonora, cuja implantação será coordenado pelo IBAMA - Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis. O programa foi publicado no diário oficial da união no dia 17/08/90, seção 1, pag. 18820.

RESOLUÇÃO /CONAMA /No 001

O Conselho Nacional do Meio Ambiente-CONAMA, no uso das atribuições que lhe confere o inciso I, do paragrafo 2º, do Art. 8º, do seu Regimento Interno, o Art. 10 da Lei 7804 de 18 de julho de 1989 e,

Considerando que os problemas dos níveis excessivos de ruído estão incluídos entre os sujeitos ao Controle da Poluição de Meio Ambiente;

Considerando que a deterioração da qualidade de vida, causada pela poluição, está sendo continuamente agravada nos grandes centros urbanos;

Considerando que os critérios e padrões deverão ser abrangentes e de forma a permitir fácil aplicação em todo o Território Nacional.

RESOLVE:

I - A emissão de ruído, em decorrência de quaisquer atividades industriais, comerciais, sociais ou recreativas, inclusive as de propaganda política, obedecerá, no interesse da saúde, do sossego público, aos padrões, critérios e diretrizes estabelecidos nesta Resolução .

II - São prejudiciais à saúde e ao sossego público, para os fins do item anterior, os ruídos com níveis superiores aos considerados aceitáveis pelas normas NBR 10151 - Níveis de Ruído Para Conforto Acústico, da Associação Brasileira de Normas Técnicas - ABNT.

III - Os ruídos produzidos por veículos automotivos e os produzidos no interior dos ambientes de trabalho, obedecerão as normas expedidas, respectivamente, pelo Conselho Nacional de Trânsito-CONTRAN, e pelo órgão competente do Ministério do Trabalho.

IV - As entidades e órgãos públicos (federais, estaduais e municipais) competentes, no uso do respectivo poder da polícia disporão, de acordo com o estabelecido nesta Resolução sobre a emissão ou proibição da emissão de ruídos produzidos por quaisquer meios ou de qualquer espécie, considerando sempre os locais, horários e a natureza das atividades emissoras, com vistas a compatibilizar o exercício das atividade com a preservação da saúde e do sossego público.

V - Todas as normas reguladoras da poluição sonora emitidas, a partir da presente data, deverão ser compatibilizadas com a presente Resolução .

VI - Esta Resolução entra em vigor na data de sua publicação .

JOSÉ CARLOS CARVALHO
Secretário-Executivo do CONAMA em exercício

FERNANDO C. DE MOREIRA MESQUITA
Presidente do CONAMA em exercício

RESOLUÇÃO /CONAMA/Nº 002

O Conselho Nacional do Meio Ambiente - CONAMA no uso das atribuições que lhe confere o inciso, do parágrafo 2º, do Art. 8º, do seu Regimento Interno e inciso I, do Art. 8º, da Lei 6.938 de 31 de agosto de 1981, e

Considerando que os problemas de poluição sonora agravam-se ao longo do tempo, nas áreas urbanas, e que som em excesso é uma séria ameaça à saúde, ao bem-estar público e a qualidade de vida;

Considerando que o homem cada vez mais vem sendo submetido a condições sonoras agressivas no seu Meio Ambiente, e que este tem o direito garantido de conforto ambiental;

Considerando que o crescimento demográfico descontrolado, ocorrido nos centros urbanos acarreta uma concentração de diversos tipos de fontes de poluição sonora;

Considerando que é fundamental o estabelecimento de normas, métodos e ações para controlar o ruído excessivo que possa interferir na saúde e bem-estar da população .

RESOLVE :

Art. 1º - Instituir em caráter nacional, o Programa Nacional de Educação e Controle da Poluição Sonora - **SILÊNCIO** com os objetivos de:

- [a] Promover cursos técnicos para capacitar pessoal e controlar os problemas de poluição sonora nos órgãos de meio ambiente estaduais em todo o país;
- [b] Divulgar junto à população , através dos meios de comunicação disponíveis , matéria educativa e conscientizadora dos efeitos prejudiciais causados pelo excesso de ruído.
- [c] Introduzir o tema **poluição sonora** nos cursos secundários da rede oficial e privada de ensino, através de um programa de Educação Nacional;
- [d] Incentivar a fabricação e uso de máquinas, motores, equipamentos e dispositivos com menor nível de ruído, quando de sua utilização na indústria veículos em geral, construção civil, utilidades domésticas, etc.
- [e] Incentivar a capacidade de recursos humanos e apoio técnico e logístico dentro da polícia civil e militar para receber denúncias e tomar providências de combate a poluição sonora urbana em todo o Território Nacional;
- [f] Estabelecer convênios, contratos e atividades afins com órgãos e entidades que, direta ou indiretamente, possam contribuir para o desenvolvimento do Programa **SILÊNCIO**.

Art. 2º - O Programa **SILÊNCIO** será coordenado pelo Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis - IBAMA e deverá contar com a participação de Ministérios do Poder Executivo, órgãos estaduais e municipais de meio ambiente e demais entidades interessadas.

Art.3º - Disposições Gerais :

- Compete ao IBAMA, a coordenação do Programa **SILÊNCIO**;
- Compete aos Estados e Municípios, o estabelecimento e implementação dos programas estaduais de educação e controle de poluição sonora, em conformidades com o estabelecimento no Programa **SILÊNCIO**;
- Compete aos Estados e Municípios, a definição das sub-regiões e áreas e implantação previstas no Programa **SILÊNCIO**;

- Sempre que necessário, os limites máximos dos níveis de ruído emitidos poderão ter valores mais rígidos fixados a nível Estadual e Municipal;
- Em qualquer tempo, este Programa estará sujeito a revisão, tendo em vista a necessidade de atendimento a qualidade ambiental.

Art. 4º - Esta Resolução entra em vigor na data de sua publicação .

JOSÉ CARLOS CARVALHO

Secretário - Executivo do CONAMA Presidente do CONAMA em exercício

FERNANDO C. DE MOREIRA MESQUITA

Presidente do CONAMA em exercício

P A R T I C I P E
N A R E V I S T A
S O B R A C



A Comissão Editorial da Revista da SOBRAC vem, desde 1988, elaborando a revista até sua forma final com trabalhos voluntários de seus membros, usando microcomputador-PC particular.

A cada edição da revista procuramos atender aos sócios com informações e artigos que são mais utilizados em prática, através de pesquisas feitas por **Fichas de Avaliação da Revista**, tentando transferir as últimas novidades na área, a nível nacional e internacional. A Comissão Editorial está sempre procurando e convidando os sócios para enviar : artigos, informações , notícias, etc, para serem publicados. E nesta oitava edição , com o aumento das páginas da revista, de 28 páginas para 44 páginas, estamos continuando a convidar sua participação, enviando-nos materiais em forma de artigos técnicos, casos particulares, notícias, mini-aula, enfim, informações voltadas à área de Acústica e Vibrações.

A participação efetiva dos sócios na revista é essencial, especialmente, àqueles sócios que trabalham em centros de pesquisas, consultorias e outros. Estamos com poucos artigos dos sócios, por exemplo, temos apenas um artigo técnico para próxima edição ! !

Contamos com sua participação .

Absorção de Ruído de Baixas Frequências Usando Tijolos de Cavidade

EDUARDO GIAMPAOLI

Divisão de Higiene do Trabalho - Fundacentro

Cx. P. 11484 - São Paulo

Este trabalho apresenta o estudo sobre a eficiência na absorção de ruído de baixa frequência de blocos ou tijolos com cavidade, quando transformados em ressonadores de Helmholtz. Entre outros aspectos, é verificada a influência da porosidade dos referidos tijolos e da área da abertura do ressonador sobre a eficiência de absorção acústica. Também é estudado o fenômeno de acoplamento interno e externo entre dois ou mais ressonadores atuando simultaneamente.

Introdução

Este estudo apresenta os principais resultados obtidos em um trabalho de dissertação de Mestrado[1], desenvolvido no Laboratório de Vibrações e Acústica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. O objetivo da pesquisa é utilizar os blocos ou tijolos com cavidade, encontrados no mercado nacional, como eficientes absorvedores de ruído de baixa frequência. Para este fim, estes blocos ou tijolos são transformados em ressonadores de Helmholtz, através de orifícios ou fendas que interliguem as cavidades existentes no interior destes elementos, com o ambiente externo. Para avaliar suas características, a técnica de medição adotada foi a proposta por Chu[2], que utiliza um único microfone e um analisador digital (FFT) de dois canais, e fornece curvas de absorção com boa resolução e confiança. No Brasil esta técnica foi desenvolvida por Giampaoli e Gerges[5].

Blocos de Concreto como Ressonadores de Helmholtz

Para este estudo foram preparadas duas amostras, feitas com o mesmo tipo de bloco de concreto; a amostra I tendo uma fenda retangular com $t=12\text{mm}$ e $h=130\text{mm}$, a amostra II tendo uma fenda retangular com $t=11\text{mm}$ e $h=130\text{mm}$. O tipo de bloco de concreto utilizado, a disposição das fendas nas amostras e o croqui da montagem para medição são mostrados na figura 1.

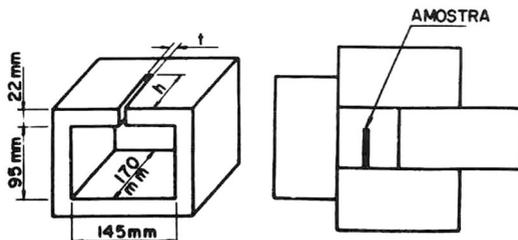


Figura 1: Bloco de concreto utilizado no estudo, disposição da fenda e sistema de montagem para medição.

As frequências de ressonâncias previstas teoricamente para as amostras I e II são respectivamente 182Hz e 177Hz segundo Kinsler[3], 229Hz e 221Hz segundo Junger[4] (ver tabela 1 e fig.2). Conforme referido anteriormente foi usada a técnica de um microfone e um analisador digital de frequência FFT, de dois canais, para medição de coeficiente de absorção. O aparelho de ondas estacionárias e a instrumentação utilizada nesta técnica, são apresentadas no trabalho de Giampaoli e Gerges[5].

As curvas de coeficientes de absorção das duas referidas amostras, foram obtidas, cobrindo a banda de frequência contida entre 0 Hz e 400Hz.

As medições da amostra II foram repetidas, após a mesma ter sido pintada, através de banhos de imersão em tinta latex a base de PVA.

Medição	Número da Amostra	Fenda Retangular(mm)	Picos de Frequência (Hz)	Absorção α_{max}	Larg. pico (Hz)
1.1	I	12x130	225	0,98	246
1.2	II	11x130	224	1,00	$\simeq 400$
1.3	II (pintada)	11x130	205/208	0,80	95

Tabela 1: Dados obtidos com as amostras I e II

A título de ilustração a figura 2 mostra as curvas obtidas nas medições 1.2 e 1.3. Comparando-se as frequências de ressonância determinadas experimentalmente, para amostras I

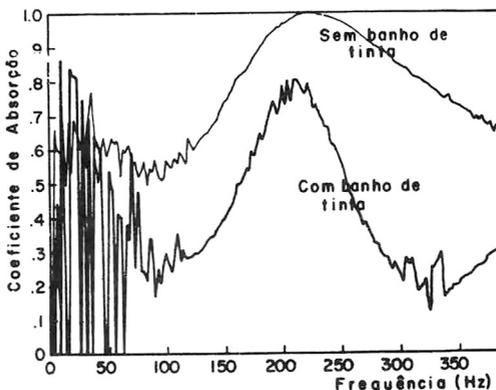


Figura 2: Coeficiente e absorção da amostra II, com e sem pintura.

e II sem pintura, com as previstas teoricamente, verifica-se que estão mais próximas dos valores obtidos pela expressão proposta por Junger. As diferenças observadas, que são de no máximo 3%, podem ser consideradas aceitáveis, uma vez que os resultados podem ser influenciados pelas pequenas variações nas dimensões das amostras, próprias do processo de fabricação dos blocos, e pelas dificuldades em se alcançar um ajuste fino na execução da fenda, devida as características e heterogeneidade do material que constitui as amostras. Da mesma forma, a resolução adotada na discretização do sinal ($\Delta f=2,44\text{Hz}$), durante sua análise digital, fornece a localização das

frequências com precisão de mais ou menos 1% .

Foram determinados ainda, o valor de pico do coeficiente de absorção, α_{max} , na frequência de ressonância do ressonador, e a largura desse pico de absorção, que para fins comparativos foi definida como sendo a banda de frequência na qual o coeficiente de absorção, na região do pico, mostra-se igual ou superior a 50% .

A amostra I apresentou $\alpha_{max} = 0,98$ e a largura de pico da ordem de 250Hz. Na amostra II obteve-se $\alpha_{max} = 1,00$ e a largura do pico entorno de 400Hz. Tendo-se como meta a eficiência na absorção sonora, os resultados obtidos podem ser considerados altamente positivos.

É importante ressaltar que as paredes deste tipo de bloco utilizado, possuem uma elevada porosidade pois, verificou-se que podem ser atravessadas por fluxo de ar, com relativa facilidade. Esta porosidade certamente confere a este tipo de bloco de concreto, propriedades de um absorvente acústico, independente deste ser ou não transformado num ressonador. A pintura da amostra II, por imersão em latex, foi uma tentativa para verificar esta hipótese, uma vez que desta forma eliminou-se completamente a porosidade do material.

A medição da amostra II, após a referida pintura, mostrou acentuada variação nos parâmetros estudados. A frequência de ressonância caiu para valores na faixa de 205 a 208Hz, o valor do pico do coeficiente de absorção foi reduzido para 0,80 e a largura do pico atingiu apenas 95Hz.

Fica evidente a relevante influência da porosidade, ou seja, da absorção sonora do material, na eficiência do ressonador. A simples eliminação desse parâmetro foi suficiente para promover uma queda de 20% no pico de absorção e estreitar a largura do pico para um valor inferior a 25% do original.

Igualmente significativa é o efeito desta porosidade na frequência de ressonância do sistema, que após a pintura alcançou valores com apreciável diferença em relação aos previstos teoricamente por Junger[4]. Embora Junger não faça referências específicas sobre a porosidade das amostras estudadas, é importante ressaltar, no entanto, que a expressão matemática proposta para o cálculo da frequência de ressonância, como destaca Junger, é indicada para grandes fendas retangulares em ressonadores de blocos de concreto. Acredita-se, portanto, que a expressão seja válida, apenas, quando considerados os blocos de concreto na forma como são originalmente encontrados no mercado.

Blocos Ressonadores para Frequências Muito Baixas

Utilizando-se novamente o tipo de bloco ilustrado na figura 1, foram feitas medições do coeficiente de absorção da amostra sem nenhuma abertura e também com 1,2 e 3 orifícios circulares, todos com 8mm de diâmetro. A tabela 2 contém os valores previstos teoricamente segundo Kinsler[3] e Junger[4], para as frequências de ressonância e os dados obtidos experimentalmente.

Os picos de absorção obtidos não revelaram uma elevada eficiência em termos de absorção sonora, já que apresentam valores relativamente próximos ao obtido na curva de absorção, própria do bloco de concreto estudado (ver medição 2.1). Por esta razão e por se estar próximo ao limite inferior da faixa de frequência de uso do sistema de medição, os referidos picos mostram-se bastante largos e com certas irregularidades, não possibilitando a determinação da exata frequência de ressonância. No entanto, pode-se afirmar com certeza que, nos três casos analisados, a frequência no pico de absorção é bem superior a prevista teoricamente. Ao que tudo indica, a porosidade do bloco de concreto, neste caso, comprometeu a eficiência do ressonador, no que tange a conseguir um pico de absorção bem definido e com α_{max} elevado, na frequência de interesse.

Em função desses resultados descritos, efetuou-se novas medições com a amostra II, anteriormente referida, que foi pintada através de banhos de imersão em tinta latex. Determinou-se o coeficiente de absorção da referida amostra, primeiramente com fenda totalmente fechada e, em seguida, variando-se a área da fenda, que teve sua largura mantida constante em 11mm e seu comprimento assumindo valores de 5mm, 10mm e 20mm. A tabela 3 contém as previsões teóricas para as frequências de ressonâncias e as principais informações extraídas das curvas obtidas.

Esta série de medições mostra resultados significativamente mais positivos que os alcançados na

Medição	número de furos abertos	Freq. esperada Kinsler (Hz)	Freq. esperada Junger (Hz)	pico de Freq. medido (Hz)	absorção α_{max}
2.1	sem	orifícios	abertos	entre 160a220	$\approx 0,41$
2.2	1	47	51	entre 120a185	$\approx 0,46$
2.3	2	64	70	entre 120a165	$\approx 0,53$
2.4	3	75	85	entre 120a155	$\approx 0,60$

Tabela 2: Dados dos blocos ressonadores para frequências muito baixas

Medição	Fenda retangular (mm)	Freq. esperada Kinsler (Hz)	Freq. esperada Junger (Hz)	pico de Freq. medido (Hz)	absorção α_{max}	Largura de pico (Hz)
3.1	11x5	49	53	41	0,81	*
3.2	11x10	66	73	61	0,92	*
3.3	11x20	88	100	85	1,00	44

Tabela 3: Dados obtidos com a amostra II pintada

* não está claramente definida na curva.

etapa anterior. Observando-se a tabela 3 constata-se que, neste caso, foi efetivamente conseguido ressonadores que apresentam picos de absorção em frequências muito baixas.

Neste estudo de ressonadores de blocos de concreto para frequências muito baixas, verifica-se que os resultados pretendidos e não alcançados, com os blocos de concreto em sua forma original, foram satisfatoriamente atingidos com esses blocos totalmente banhados com tinta latex. A porosidade dos blocos de concreto confirma-se, portanto, como um parâmetro de fundamental importância no desenvolvimento dos tijolos ressonadores, que necessita ser adequadamente controlado, em função dos objetivos a serem alcançados.

Dois Blocos Ressonadores Atuando Simultaneamente

A figura 3 ilustra o bloco de concreto utilizado neste estudo. Os ressonadores estão identificados pelas letras A e B, sendo que o ressonador A possui uma única fenda com 126mm de comprimento por 10mm de largura e o ressonador B apenas uma fenda com 30mm de comprimento por 11mm de largura.

Na medição do ressonador A, atuando isoladamente, determinou-se uma frequência de ressonância da ordem de 20Hz abaixo do valor previsto através da expressão de Junger[4], que tem-se mostrado muito precisa para blocos de concreto em seu estado original (sem pintura), conforme verificado nos experimentos anteriores. Para o ressonador B também atuando isoladamente, o pico de absorção confunde-se com a região de incerteza da curva de absorção, tornando-se difícil determinar a sua frequência de ressonância. Com os dois ressonadores atuando simultaneamente, observa-se um único pico de absorção, na frequência de 159Hz, ou seja, mais que 20Hz abaixo do

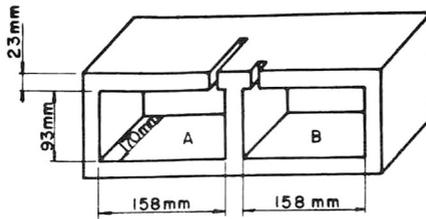


Figura 3: Bloco de concreto com duas cavidades transformadas em ressonadores.

pico obtido para o ressonador A, quando atuando isoladamente.

A tabela 4 reúne as principais informações contidas nas curvas obtidas neste estudo.

Medição	Fenda aberta (mm)	Condição das cavidades	Freq. esperada Junger (Hz)	Pico de freq. medido (Hz)	absorção α_{max}
4.1	10x126	A e B *	201	178/181	0,94
4.2	11x30	A e B *	114	indefinido	-
4.3	10x126 11x30	A e B *	201 114	159	0,98
4.4	10x126	A * B **	201	198/203	0,97

Tabela 4: Dados relativos ao bloco com duas cavidades.

* = vazias

** = c/ areia

Repetindo-se a medição do ressonador A, desta vez com a cavidade do ressonador B totalmente cheia de areia, verifica-se que a frequência do pico de absorção, coincide com a prevista teoricamente, através da expressão proposta por Junger[4].

Uma importante conclusão pode ser extraída a partir destas medições. Constata-se que a elevada porosidade das paredes que constituem o ressonador, possibilita um acoplamento entre as duas cavidades que compõem o bloco de concreto usado neste estudo.

Deve-se ressaltar que o efeito observado no ressonador A, foi devido ao acoplamento ocorrido em, apenas, uma única face desse ressonador, já que a avaliação foi feita com as demais faces, completamente bloqueadas pela base de concreto usada no sistema de medição. No entanto, na prática, os blocos estão assentados uns sobre os outros compondo uma parede de ressonadores. Nestas condições, excetuando-se a face com fenda, que estará voltada para a fonte sonora, as outras cinco faces poderão interagir com outro ambiente ou com as cavidades dos blocos adjacentes. Portanto, em uma situação real de utilização desses blocos ressonadores, é possível ocorrer acoplamento a níveis que possam comprometer seriamente a eficiência do conjunto de ressonadores.

Ressonadores com Frequências de Ressonância Distintas

Efetuu-se medição de dois ressonadores atuando simultaneamente, projetados com distintas frequências de ressonância mas, de valores próximos entre si. Para este estudo foi utilizado um tijolo cerâmico com duas de suas cavidades transformadas em ressonadores, fazendo-se um único orifício em cada uma delas, conforme ilustra a figura 4.

A distância entre os centros dos orifícios foi mantida constante em 45 mm. O diâmetro do orifício "a" ficou fixo em 10mm e o do orifício "b" foi inicialmente ajustado em 8mm, sendo em seguida, progressivamente aumentado. O orifício C foi montado fechado. Assim, determinou-se os cursos de absorção do sistema acoplado, estando as frequências de pico dos dois ressonadores, com valores cada vez mais próximos entre si. A tabela 5 reúne os principais dados obtidos.

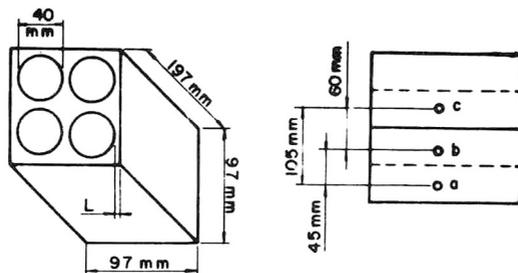


Figura 4: Disposição dos orifícios no tijolo cerâmico. ($L=5$ a 8 mm).

Analisando-se os dados obtidos verifica-se que para tijolos ressonadores com picos mais afastados entre si, o acoplamento mostrou uma curva de absorção com dois picos bem definidos. As frequências, foram próximas das obtidas para cada componente separadamente mas, mostrando uma ligeira aproximação entre si. A figura 5, relativa a medição 5.3, ilustra os dois picos observados. Quando as frequências de pico de cada componente apresentaram valores relativamente próximos entre si, os ressonadores, quando acoplados, mostraram curvas de absorção com um único pico.

Observando-se a tabela 5, verifica-se que os tijolos ressonadores estudados, atuando isoladamente, apresentaram uma largura de pico oscilando entre 23 e 26Hz. Com os dois ressonadores atuando simultaneamente, o duplo pico de absorção atingiu largura superior a 50Hz.

Quando a curva de absorção dos ressonadores, atuando simultaneamente, passa a possuir um único pico, nota-se um decrescimento em α_{max} , que se acentua a medida que as frequências de ressonância de cada ressonador assumem valores mais próximos entre si. Este fato é de fundamental importância e, portanto, será tratado mais detalhadamente a seguir.

Ressonadores com Mesma Frequência de Ressonância

Efetuu-se uma serie de medições utilizando-se três ressonadores, cada um constituído por uma cavidade e um único orifício, no mesmo tipo de tijolo estudado no tópico anterior. A figura 4 ilustra a disposição dos orifícios dos ressonadores que estão identificados pelas letras a, b e c. Desta forma pode-se determinar o coeficiente de absorção desses ressonadores, acoplados dois a dois e, também , os três atuando simultaneamente. Cada orifício foi ajustado de forma a garantir que os três ressonadores, quando considerados isoladamente, possuíssem a mesma frequência de ressonância. O estudo foi efetuado com os picos de absorção sintonizados nas frequências de 16 9Hz, 203Hz, 222Hz, 234Hz, 269Hz e 320Hz. A partir das curvas de absorção dos ressonadores atuando isoladamente e acoplados, determinou-se a variação, Δ_α , que corresponde á diferença

Medição	Orifícios abertos	Diâmetro orif. (mm)	Pico de freq. (Hz)	Absorção α_{max}	Freq. entre picos (Hz)	mínima absorção entre picos α	largura de pico
5.1	a	10	269	1,00			25
5.2	b	8	234	1,00			24
5.3	a	10	266	1,00	250	0,59	57
	b	8	234	1,00			
5.4	b	8,8	249	1,00			23
5.5	a	10	266	1,00	257	0,92	44
	b	8,8	252	1,00			
5.6	b	9	252	0,99			23
5.7	a	10	266	1,00	259	0,97	41
	b	9	254	1,00			
5.8	b	9,5	259	0,99			25
5.9	a	10	264	0,99		1 único pico	37
	b	9,5					
5.10	b	10	266	0,98			25
5.11	a	10	266	0,85		1 único pico	33
	b	10					
5.12	b	10,15	269	0,99			26
5.13	a	10	269	0,83		1 único pico	35
	b	10,15					

Tabela 5: Dados sobre acoplamento entre dois ressonadores com frequências distintas.

entre os valores de α_{max} obtidos para a composição de ressonadores e os valores de α_{max} devidos a cada ressonador que deu origem a composição. Como na maioria dos casos, cada ressonador isoladamente, não apresentou o mesmo valor de α_{max} , no cálculo de Δ_α foram considerados o valor máximo e o valor mínimo.

Foram estudadas as composições ab, bc, ac e abc, (ver figura 4), onde se verifica que na combinação de ressonadores sintonizados na mesma frequência de ressonância, pode ocorrer um acoplamento destrutivo, no que tange ao potencial de absorção sonora; isto é, a máxima absorção alcançada com a composição dos ressonadores ser inferior a máxima absorção alcançada com cada ressonador atuando isoladamente. Nos casos estudados, fica nítido que o decréscimo na eficiência de absorção sonora dos ressonadores acoplados, acentua-se com a elevação da frequência de ressonância que cada ressonador está sintonizado. Como exemplo, pode ser mencionado o caso ilustrado na figura 6, que mostra a variação de Δ_α , em função da frequência, para dois ressonadores acoplados, onde a distância entre os centros dos orifícios "a" e "b", foi mantida constante em 45mm. Verifica-se que o coeficiente de absorção desses ressonadores, atuando simultaneamente, apresentou uma elevação de 19 decréscimo da ordem de 16%, quando sintonizados em 269Hz.

Outro aspecto que deve ser considerado é a influência da distância entre os orifícios dos ressonadores acoplados. Neste sentido, em cada frequência foram feitas medições para distâncias de 45mm, 60mm e 105mm mas, as variações de Δ_α foram muito pequenas. Portanto, para o intervalo de distância adotadas, pode-se concluir que não houve efeito significativo do afastamento entre orifícios, sobre o acoplamento dos ressonadores.

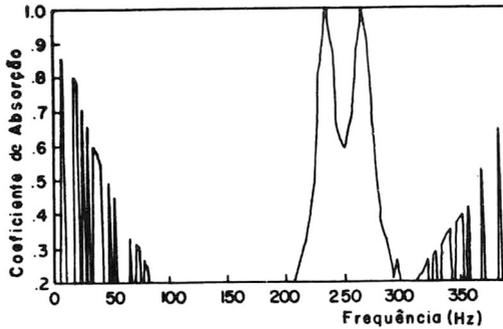


Figura 5: Coeficiente de absorção de dois ressonadores de tijolo cerâmico, atuando simultaneamente.

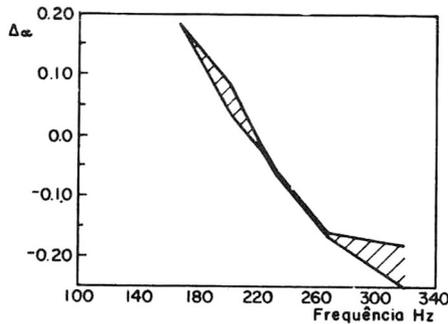


Figura 6: Variação de α_{max} , devido ao efeito do acoplamento entre dois ressonadores.

Conclusões

Neste estudo foram observados valores de α_{max} que atingiram a 100% e larguras de pico que chegaram a 400Hz. Estes resultados permitem afirmar que os dispositivos estudados, quando adequadamente utilizados, podem constituir um recurso na absorção de ruídos de baixa frequência. A alta porosidade dos blocos ressonadores, além de interferir na frequência de ressonância do sistema, mostrou também, grande influência sobre o valor de pico do coeficiente de absorção, α_{max} , e sobre a largura deste pico. Os resultados revelaram que essa influência pode ser positiva ou negativa, dependendo da frequência para a qual o bloco ressonador foi sintonizado. Esta porosidade também mostrou-se responsável pelo acoplamento interno entre as cavidades de dois ressonadores atuando simultaneamente. Outra importante conclusão deste estudo, é o efeito de acoplamento externo entre ressonadores sintonizados na mesma frequência de ressonância, que pode ser construtivo ou destrutivo.

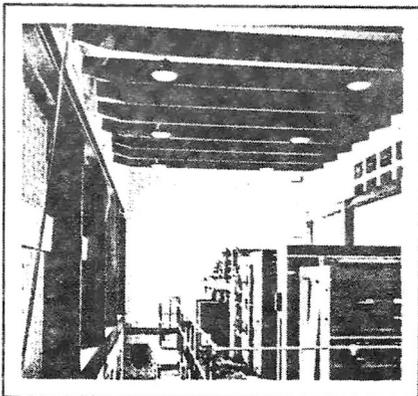
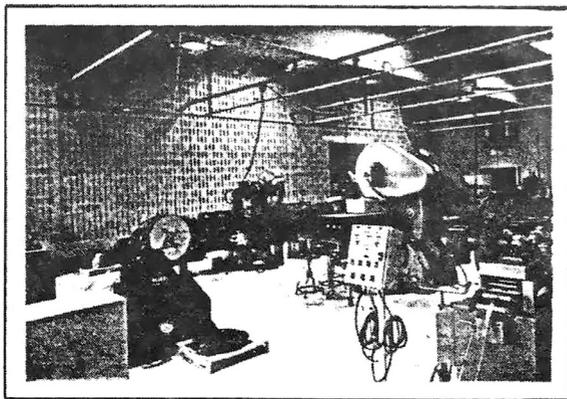
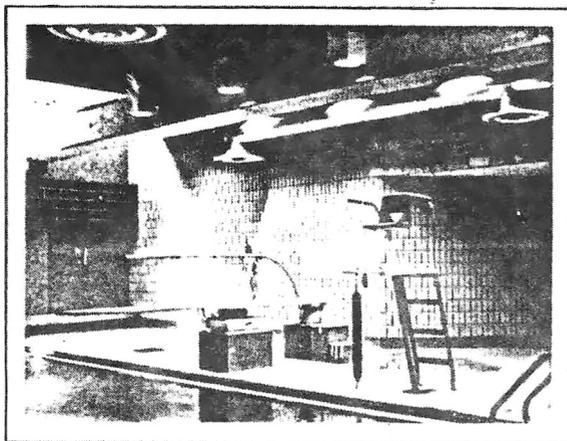
Referência

- [1] Giampaoli, E., "Características de Absorção Acústica de Tijolos Transformados em Absorve-

dores de Ruído de Baixa Frequência”. Dissertação de Mestrado, UFSC, Dpto de Engenharia Mecânica (1987)-Orientador: Prof. Samir N. Y. Gerges, Ph.D.

- [2] Chu, W.T., "Transfer Function Technique for Impedance and Absorption Measurements in an Impedance Tube Using a Single Microphone", J. Acoust. Soc. Am., V. 80 No. 2 (1986).
- [3] Kinsler, L.E. & Grey, A.R., "Fundamentals of Acoustics", John Wiley & Sons (1982).
- [4] Junger, M.C., "Helmholtz Resonators in Load-Bearing Walls", Noise Control Engineering, V. 4, No 1 (1975).
- [5] Giampaoli, E. e Gerges, S.N.Y., "Determinação da absorção Sonora de Materiais Utilizando um Microfone e um Analisador Digital de Dois Canais", COBEM-87.
- [6] Giampaoli, E. and Gerges Samir N.Y., "Low Frequency Sound Absorption by Cavity Resonator Masonry Blocks", Noise Control Engineering Journal, INCE (EUA), Vol-33 Nro.3 - 1989.

EXEMPLOS DE APLICAÇÕES DE TIJOLOS RESSONADORES



EFEITO DO RUÍDO E VIBRAÇÕES NO HOMEM

Prof. Samir N.Y. Gerges



1 Introdução

O ouvido humano é o mais sofisticado sensor de som. Devido a deterioração do sistema auditivo por exposição prolongada ao ruído, é necessário ter conhecimento sobre o funcionamento e comportamento do ouvido e também o efeito do ruído e vibrações no corpo humano.

O objetivo desta mini-aula é discutir e entender o mecanismo da audição, sua perda e o efeito de vibrações no corpo humano.

Som e ruído não são sinônimos. Um ruído é apenas um tipo de som. Mas um som não é necessariamente um ruído. O conceito de ruído é associado a som desagradável e indesejável. Som é definido como variação da pressão atmosférica dentro dos limites de amplitude e banda de frequência aos quais o ouvido humano responde.

O limiar da audição, isto é, a pressão acústica mínima que o ouvido humano pode detectar é $20 \times 10^{-6} \text{ N/m}^2$ na frequência de 1 kHz. A figura 1 mostra a variação do limiar de audição com a frequência e os contornos de audibilidade. Na banda de frequência auditiva, que vai de 20 Hz a 20.000 Hz, o ouvido não é igualmente sensível.

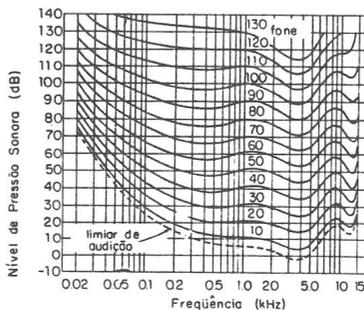


Figura 1: Contornos padrão de audibilidade para tons puros

2 O Ouvido Humano

O ouvido humano é um órgão bastante sensível, delicado, complexo e discriminativo. Ele permite perceber e interpretar o som. A recepção e a análise do som pelo ouvido humano são processos complicados que ainda não são completamente conhecidos.

O ouvido pode ser dividido em três partes: o ouvido externo, médio e interno, como está mostrado na figura 2.

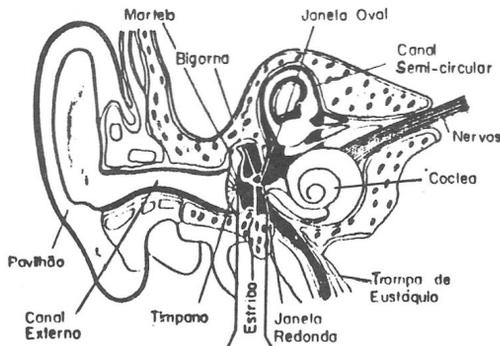


Figura 2: Ouvido humano

2.1 Ouvido Externo

É o pavilhão da orelha, que tem forma afunilada para coletar e transmitir as ondas sonoras até excitar o TIMPANO, membrana que vibra.

2.2 Ouvido médio

O ouvido médio atua como um amplificador sonoro, aumentando as vibrações do tímpano, através de ligações deste com três ossos; o MARTELO, que bate contra a BIGORNA, que por sua vez é ligada com o ESTRIBO. Esse último está ligado a uma membrana chamada JANELA OVAL, aberta para o ouvido interno, que transmite seus movimentos para o cérebro através dos nervos. A CÓCLEA é o órgão responsável por colher esses movimentos e tem a forma de espiral cônica.

O ouvido médio contém importantes elementos para proteger o mecanismo como a TROMPA DE EUSTÁQUIO que é ligada à garganta e à boca para equilibrar a pressão do ar (ver figura 3).

2.3 Ouvido Interno

Os movimentos de vibração do tímpano e dos ossos do ouvido médio são transmitidos pelos nervos até o cérebro. A cóclea é a parte responsável por colher estas vibrações. Ela é uma espiral cônica com três tubos comprimidos lado a lado. Os tubos de cima e de baixo abrem no ouvido médio através da JANELA OVAL e JANELA REDONDA, respectivamente. Ambos os tubos são cheios de um líquido chamado PERILINFA. O tubo do meio DUTO COCLEAR também é cheio de um fluido chamado ENDOLINFA (ver figuras 4 e 5).

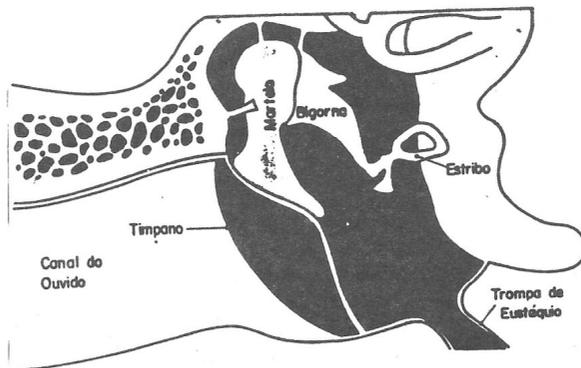


Figura 3: O Ouvido médio

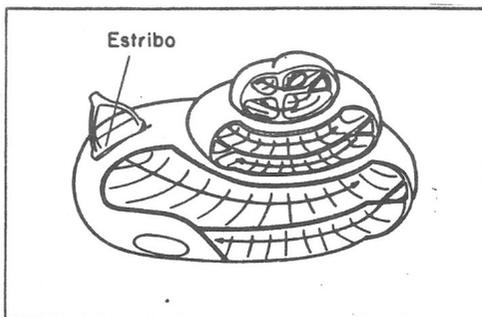


Figura 4: A cóclea e os dutos

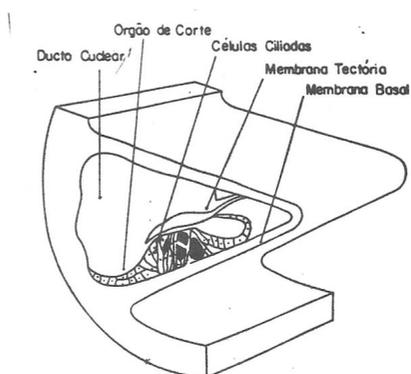


Figura 5: Corte da cóclea

3 Mecanismo de Audição

As ondas sonoras percorrem o ouvido externo até atingir o tímpano, provocando vibrações que por sua vez são transferidas para os três ossos do ouvido médio, que trabalham como uma série de alavancas, portanto o ouvido médio atua com um amplificador. As vibrações da janela oval geram ondas acústicas que propagam-se até a cóclea, e viajam ao longo do tubo superior. Nesse processo, as paredes finas da cóclea vibram e as ondas passam para o tubo central e depois para o tubo inferior até a janela redonda. A vibração das membranas BASAL e TECTÓRIA em direção oposta (ver figura 5), estimula as células a produzirem sinais elétricos. As ondas percorrem distâncias diferentes ao longo da cóclea, com vários tempos de atraso, dependendo da frequência. Isto permite ao ouvido distinguir as frequências do som.

A percepção da direcionalidade do som ocorre através do processo de correlação cruzada entre os dois ouvidos. A diferença de tempo entre a chegada do som num ouvido e no outro (ouvido esquerdo e direito) informa sobre a direção de chegada. Por isso, é necessário manter os dois ouvidos sem perda de sensibilidade.

4 Ruído e a Perda de Audição

Qualquer redução na sensibilidade de audição é considerada perda de audição. A exposição a níveis altos de ruído por tempo longo danifica as células da cóclea. O tímpano, por sua vez, raramente é danificado por ruído industrial.

Existe outro tipo de perda de audição especialmente nas altas frequências causada por envelhecimento. A figura 6 mostra valores típicos da perda de audição, em várias frequências, em função somente da idade para mulheres e homens. O nível zero dB representa a audição plena.

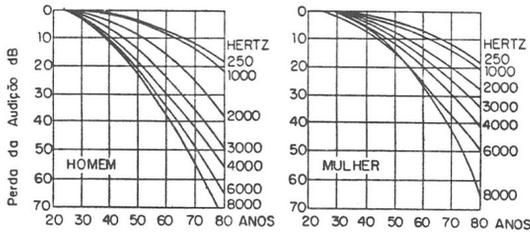


Figura 6: Perda de audição por idade

O primeiro efeito fisiológico de exposição a níveis altos de ruído é a perda de audição na banda de frequência de 4 a 6 kHz. Geralmente, o efeito é acompanhado pela sensação de percepção do ruído, após o afastamento do campo ruidoso. Este efeito é temporário, e portanto, o nível original do limiar da audição é recuperado. Esta é a chamada mudança temporária do limiar de audição (MTLA). Se a exposição ao ruído é repetida antes da completa recuperação, a perda da audição pode tornar-se parcialmente permanente, não somente na faixa de frequência 4 a 6 kHz, mas também abaixo e acima desta faixa. As células nervosas no ouvido interno são danificadas. Portanto, o processo da perda de audição é irreversível.

A figura 7 mostra o ouvido interno em quatro estados: (a) normal, (b) danificado parcialmente, (c) profundamente danificado e (d) danificado totalmente. O ruído alto causa vibrações da membrana basal, que provocam o cisalhamento das células e, consequentemente, distorções das células pilares e das fibras nervosas.

A figura 8 mostra a perda de audição para três grupos de idade; 18 a 29 anos, 35 a 43 anos e 43 a 51 anos. As curvas mostram a diferença entre um grupo exposto ao ruído (85,90 e 95 dB(A)) e outro sem exposição aos altos níveis de ruído.

5 Efeito do Ruído nos Sistemas Extra-Auditivos

Pesquisadores tem compilado dados nos últimos 30 anos sobre o efeito de ruído no corpo humano. São conhecidos sérios efeitos tais como: aceleração da pulsação, aumento da pressão sanguínea e estreitamento dos vasos sanguíneos. Um longo tempo de exposição a ruído alto pode causar sobrecarga do coração, causando secreções anormais de hormônios e tensões musculares (ver figura 9). O efeito destas alterações aparece em forma de mudanças de comportamento, tais como: nervosismo, fadiga mental, frustração, prejuízo do desempenho no trabalho, provocando também altas taxas de ausência no trabalho. Existem queixas de dificuldades mentais e emocionais que aparecem como irritabilidade, fadiga e mal-ajustamento em situações diferentes e conflitos sociais entre operários expostos ao ruído.



Figura 9: Efeito do ruído nos organismos do corpo humano

6 Critérios para Perda de Audição

Os seguintes fatos são confirmados pela maioria das pesquisas realizadas sobre perda de audição em relação aos níveis de ruído.

- (1) A função mais importante do ouvido é ouvir e entender a conversa humana.
- (2) Dificuldade significativa na recepção de som ocorre para perdas de audição maiores que 25 dB (valor médio nas frequências de 500 Hz, 1 kHz e 2kHz).
- (3) Exposição a níveis de pressão sonora abaixo de 80 dB(A) - para 90% da população - não causa dificuldade na sensação e interpretação do som.
- (4) A perda de audição por exposição a níveis acima de 80 dB(A) depende da distribuição dos níveis com o tempo de exposição e da susceptibilidade do indivíduo.

A figura 10 mostra a relação desenvolvida por Eldridge sobre critérios para perda de audição. Um nível de 85 dB(A) na faixa de 3 kHz para 8 horas de exposição por dia pode ser considerado como limite para perda de audição.

7 Efeito da Vibração no Corpo Humano

O corpo humano pode ser considerado como um sistema mecânico complexo, de múltiplos graus de liberdade, (ver figura 11). Na reação do corpo humano em um campo de vibrações e choque deve-se

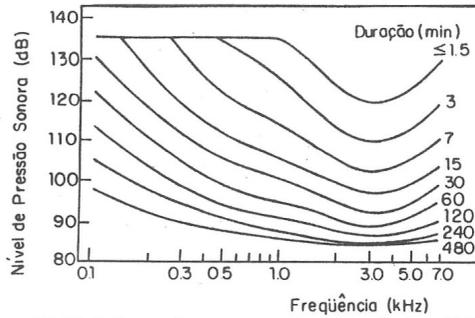


Figura 10: Níveis de pressão sonora para risco da perda de audição

considerar, não apenas a resposta mecânica do sistema, mas também o efeito psicológico sobre o indivíduo. O primeiro estudo quantitativo no assunto foi realizado por Goldmann e publicado em 1960. Os efeitos das vibrações sobre o corpo humano podem ser extremamente graves. Entre estes efeitos pode-se citar: visão turva, perda de equilíbrio, falta de concentração, e até danificação permanente de determinados órgãos do corpo.

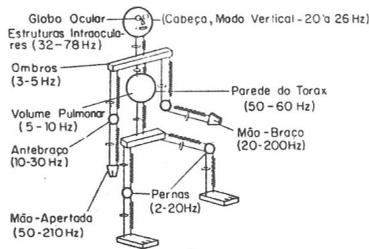


Figura 11: Corpo humano como sistema mecânico

Indivíduos que trabalham com equipamentos vibratórios de operação manual, tais como martelo pneumático e moto serra, apresentam degeneração gradativa do tecido muscular e nervoso. Os efeitos aparecem na forma de perda da capacidade manipuladora e do controle de tato nas mãos, conhecido popularmente por *dedo branco*.

A norma ISO 2631 de 1978, estabelece curvas de limite de aceleração máxima recomendada para cada tempo de exposição, de um minuto a 12 horas. A faixa de frequências na qual o corpo humano apresenta mais sensibilidade é de 1 Hz a 80 Hz. O corpo pode ser submetido a vibrações em vários direções e posições, em pé, sentado ou deitado, (ver figura 12)

Três códigos de severidade são encontrados na norma ver figura 13:

- (1) Limite de conforto aplicável para passageiros de veículos
- (2) Limite de perda de eficiência causado por fadiga que é relevante para operadores de máquinas e motoristas.
- (3) Limite de exposição sob condição específica que oferecem perigo à saúde.

A direção mais sensível de vibração do corpo é no sentido vertical, que é de cabeça para baixo. Na faixa de frequência de 4 a 8 Hz, se situam as frequências naturais dos elementos do corpo humano

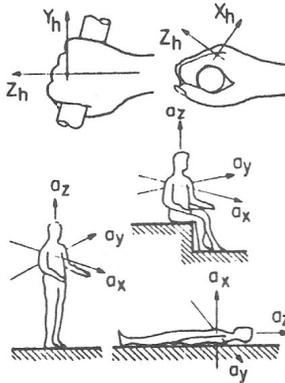


Figura 12: Direções de vibração do corpo e da mão

(abdominal, ombros, pulmão e torax). Nesta faixa de frequências, o corpo humano apresenta alta sensibilidade. Por isso, os limites dos níveis de vibração são menores. Na direção transversal e lateral, a rigidez do corpo é menor. Portanto, a faixa de frequências mais sensível é de 1 Hz a 2 Hz.

As figuras 14 e 15 mostram os limites de aceleração recomendados pela norma ISO 2631/1978 em função do número de horas de exposição. A norma foi aprovada pelo governo brasileiro em 1985.

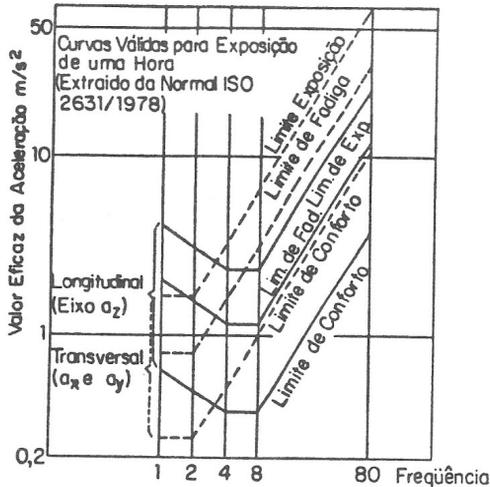


Figura 13: Os três limites estabelecidos pela norma ISO 2631

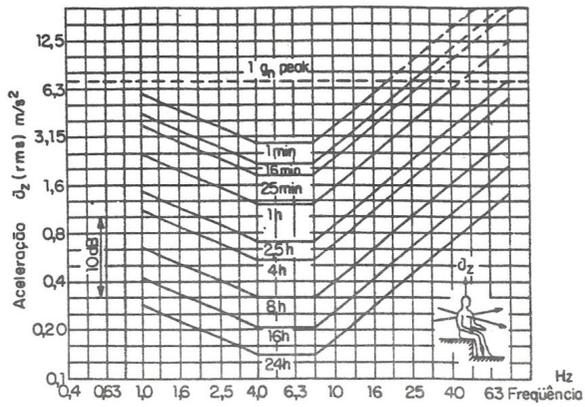


Figura 14: Limites de vibrações vertical para posição sentado

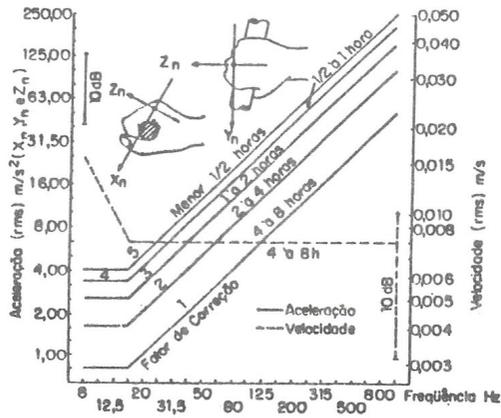


Figura 15: Limites de vibrações para as mãos

Resumos dos Trabalhos

XI Encontro da SOBRAC

19 e 20 de dezembro de 1990 - São Paulo

(resumos recebidos até a edição desta revista)

QUALIFICAÇÃO DO LABORATÓRIO DE ACÚSTICA APLICADA ÀS EDIFICAÇÕES, DA UFSM, DE ACORDO COMAS NORMAS INTERNACIONAIS ISO 140, ISO/R 354 E ISO R/717.

Prof. Jorge Luiz Pizzutti dos Santos
Laboratório de Materiais de Construção Civil.
Centro de Tecnologia
UFSM - Cep. 97119 - Santa Maria - RS

Apresentação ao mundo, científico e empresarial, ás potencialidades laboratoriais, existentes nesta universidade (Camaras Acústicas e Equipamentos). Bem como explanar sobre a metodologia empregada nos ensaios de qualificação destes laboratórios e verificação da repetibilidade e confiabilidade das medidas.

Comparação entre a repetibilidade r propostas pelas normas internacionais e os valores encontrados neste trabalho são apresentados.

QUALIFICAÇÃO DE CÂMARAS SEMI-ANECÓICAS: RESULTADOS E PROPOSTAS

Marco Nabuco e Walter Hoffmann - Lab. Nacional de Acústica
Av.N.Senhora das Graças, 50-Xerem / 25250 - D. Caxias - RJ

Pedro Moreira - Lab. de Acústica - IBM Brasil
Rod.SP 101-Km - Sumaré - Campinas - SP

Para a qualificação de câmara semi-aneecóica são necessárias inúmeras medições no campo sonoro de modo se verificar se seu comportamento é aquele esperado segundo a lei do inverso do Quadrado da Distância, que estabelece um decaimento do nível de pressão sonora de 6 dB acada vez que é dobrada a distância entre o microfone e a fonte.

Como se sabe, as câmaras semi-aneecóicas são salas retangulares cujas paredes e teto devem possuir um revestimento acústico com absorção da ordem de 90%, enquanto seu piso deve ser rígido com uma absorção no máximo de 6%.

Em uma câmara anecóica, cujas superfícies, incluindo o piso, possuem alto grau de absorção a comprovação da lei do Inverso do Quadrado, apesar de trabalhosa, apresenta trabalhos mais claros, pois em tese não existem reflexões que normalmente formam as conhecidas ondas estacionárias.

Moreland demonstrou teoricamente e comprovou experimentalmente que a existencia do piso rígido faz de fato com que ocorram estas ondas estacionárias, tornando difícil a qualificação da instalação , pois os desvios encontrados nas medições quando comparados com os valores previstos para o decaimento sonoro, não necessariamente implicam, em que o campo sonoro não seja semi-livre.

A norma ISO 3745, sugere que sejam utilizadas três tipos diferentes de fontes sonoras, cada qual para uma faixa de frequência, montada com altofalantes de qualidade, e instaladas imediatamente sobre o piso da câmara para sua qualificação .

Para a qualificação da câmara semi-aneecóica da IBM do Brasil - Sumaré - Campinas - SP, foram utilizadas duas instalações da fonte sonora sobre o piso rígido: uma como recomendada pela norma e outra com alto-falante emborcado sobre o piso, como sugerido por Moreland.

Os resultados obtidos com alto-falante emborcado se aproximam mais dos valores esperados do que com a fonte instalada segundo a norma.

As qualidades para se qualificar uma câmara semi-aneecóica segundo a sugestão da norma ISO 3745 são enormes. A comprovação da lei do inverso do quadrado da distância necessita de inúmeras medições do nível de pressão sonora em pelo menos oito direções a partir da fonte sonora geralmente instalada no centro da câmara, e tendo como base os cantos e as normais as paredes.

Uma forma alternativa de se qualificar uma instalação para medição de potência acústica foi utilizada para se verificar a eficiência da câmara semi-aneecóica. Partiu-se da hipótese extremamente simples de que a potência acústica emitida por fonte sonora deve ser a mesma quando medida em qualquer ambiente, pois se trata de uma característica da fonte como radiador sonoro. Para cada ambiente em que for realizado o teste, evidentemente, o método normalizado será diferente.

Para este teste foi utilizado uma fonte sonora de referência B&K tipo 4302, de banda larga e microfones também B&K tipo 4165. Os resultados foram obtidos em bandas de 1/3 de oitava através de um analisador de ruído B&K de tempo real. Foram realizadas medições dos níveis de potência acústica em seis hemisférios com raios respectivamente de 1,2, 1,5, 1,8, 2,1, 2,4 e 2,7 metros.

Os resultados obtidos diferem entre si de menos que o desvio padrão estabelecido pela norma. O método é bastante rápido, com a vantagem de evitar os transtornos devidos às reflexões das ondas sonoras no piso, o que dificulta a verificação da eficiência da instalação como campo semi-livre.

IMPACTO GERADO PELO RUÍDO DE TRÁFEGO NAS RODOVIAS DE ACESSO À REGIÃO METROPOLITANA DE SÃO PAULO.

Prof. Silvio R. Bistafa Ph.D. e Eduardo M. Murgel
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecânica
Cx.P. 8174- Cep 05508 - São Paulo
Fone:(011)815-9322/R- 335/476 - Fax: 815-4272

Apresenta-se um modelo para previsão do ruído provocado pelo tráfego em rodovia. Tal modelo permite a determinação do chamado L_{dn} (nível de ruído dia e noite) e áreas de influência em função do volume de tráfego, tipo e velocidade média dos veículos e o excesso de atenuação em função das características do meio e terreno que cercam a rodovia. Tal modelo foi aplicado às rodovias que dão acesso a região Metropolitana de São Paulo. A medida mitigadora neste caso consiste basicamente das chamadas barreiras acústicas. Apresenta-se um método que permite a rápida determinação das características geométricas da barreira, bem como metodologia para a sua implantação . Tal trabalho visa, principalmente, fornecer subsídios para a elaboração do chamado Relatório de Impacto Ambiental - RIMA, quando da fase inicial de estudos para a implantação de novas vias de tráfego e rodovias em geral.

MEDIÇÃO DA RESPOSTA EM FREQUÊNCIA DE MICROFONES EM SALAS NORMAIS ATRAVÉS DA TÉCNICA IMPULSIVA COM A FONTE DE RUÍDO DE DESCARGA ELÉTRICA

Prof. Renan R. Brazzalle, M.Eng. e Roberto M. Heidrich, M.Sc.
Depto de Eng. Mecânica - UFSC - Cx.P. 476
88049 - Florianópolis - SC
Tel:(0482)31-9227

Aliados à técnica de processamento digital de sinais, os métodos impulsivos em acústica têm servido satisfatoriamente, quando então são empregadas ondas de pressão sonora transitórias para a excitação de sistemas, para posterior análise do seu comportamento conforme é demonstrado no esquema abaixo. Neste trabalho, um analisador digital FFT é usado para se obter a função resposta em frequência de campo livre de um microfone em uma sala normal, através da técnica impulsiva, com pulso gerado por uma fonte de ruído de descarga elétrica. São empregados dois microfones: um de referência e outro a ser testado. A razão entre os espectros obtidos pelos dois microfones fornece então a resposta em frequência de campo livre do microfone em teste $H_{p-t} = P_p(f)/P_t(f)$.

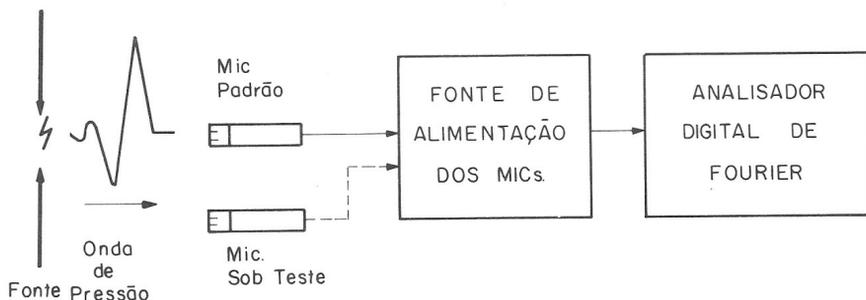


Figura 1: Esquema para o teste experimental

A boa repetibilidade da onda sonora gerada assegura, com confiança, a correta determinação de $H_{p-t}(f)$.

O otimismo que vinha sendo depositado na fonte de ruído de descarga elétrica para tal aplicação foi confirmado, já que esta deu origem a melhores resultados do que as obtidas com outras fontes. Obteve-se dentro de toda a faixa de frequência de utilização do microfone em teste uma boa planicidade para $H_{p-t}(f)$ em 22 dB aproximadamente, que é a diferença de sensibilidade entre os dois microfones utilizados no teste.

EVOLUÇÃO DA NORMALIZAÇÃO NA COMISSÃO DE ACÚSTICA VEICULAR DO CB-5 DA ABNT

H. Onusic (1,2), L.C. Ferraro (1)

1- Mercedes Benz do Brasil S.A. / Eng. Exp. Sistemas - EES

2 - Instituto de Física da USP / Lab. Pelletron

São abordadas as origens da comissão, bem como, a evolução da produção de normas relacionadas à Acústica Veicular.

São feitos comentários sobre a situação e a tendência da normalização e legislação no âmbito mundial e nacional.

É discutida a composição da comissão, o perfil dos participantes e as dificuldades enfrentadas para a elaboração das normas.

São relacionados os trabalhos produzidos pela comissão, bem como, comentadas as utilizações das normas em função de acordos e legislação nacionais. São mencionadas as intenções atuais de produções futuras.

RUÍDO DE MÁQUINAS TÊXTIL DE ESTIRAGEM

Prof. Samir N.Y. Gerges, Ph.D. e Prof. Renan R. Brazzalle, M.Sc.

Laboratório de Ruído e Vibrações

Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC

Cx.P. 476 - Cep.88049 - Florianópolis - SC

Eng. Eduardo Santos

Rhodia S/A - Santo André - SP

Na indústria têxtil, existem poucas mudanças na concepção dos projetos das máquinas ao longo do tempo. São máquinas grandes e trabalham em áreas grandes, 24 horas/dia, com velocidades cada vez maiores para se conseguir fibras longas e contínuas. Os resultados do aumento desta velocidade são; a geração de forças dinâmicas desbalanceadas, vibrações e, conseqüentemente ruído.

Na fabricação de fibras são envolvidos processos como: **spining**, **drawing** (estiragem), **winding** (enrolamento), além de outros processos.

Nos processos de estiragem, os cops (carretéis) cheios têm rotação menor do que os cops vazios, para ter velocidade linear constante nas fibras. Conseqüentemente os níveis de ruído são variáveis, mas a forma geral do espectro de ruído é quase a mesma. Portanto, é esperada uma variação do nível de ruído de até 15 dB, dependendo da velocidade e carga para mesma máquina.

O operador de máquinas de estiragem deve trabalhar a uma distância de 30 a 50 cm da mesma, para ter acesso rápido ao consertar os fios rompidos em áreas com grande número de máquinas, então fica exposto ao campo direto do ruído gerado.

Os níveis de pressão sonora na área das máquinas de estiragem estão entre 90 até 102 dB(A). As máquinas trabalham 24 horas/dia em 3 turnos. Portanto, representam risco de perda auditiva aos trabalhadores.

Neste trabalho são apresentados os resultados das medições de ruído e vibrações realizadas nas máquinas de estiragem da Rhodia S/A (Divisão Textil/Santo André-SP). Os resultados foram analisados digitalmente no FFT HP 5451C. As principais fontes de ruído são identificadas e quantificadas. A contribuição de cada fonte foi discutida. Resumo dos resultados e conclusões são apresentados juntamente com as recomendações.

ANÁLISE DA RESPOSTA EM BAIXAS FREQUÊNCIAS DE CAIXAS ACÚSTICAS TIPO VENTED-BOX

Eng. Luiz Alberto Koehler e Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.
Lab. de Vib. Acústica / Dpto de Eng. Mec. / UFSC
88049-Florianópolis-SC / Fone:(0482)34-0689

A resposta em baixa frequência de caixas acústicas tipo Vented-Box é analisada teoricamente e experimentalmente. Inicialmente são discutidos os métodos usados para determinação dos parâmetros de THIELE e SMALL dos respectivos alto-falantes e os resultados são comparados.

Os métodos de medição da resposta em frequência das caixas são também discutidos. Por fim, são comparadas as predições teóricas com os resultados experimentais.

INVESTIGAÇÃO E ELIMINAÇÃO DE RESSONÂNCIA EM VEÍCULO PESADO

H. Onusic (1,2), H.Hey (1), L.C. Ferraro (1), A.E.Klenk (1) e F.Mansano (1)
1- Mercedes Benz do Brasil S.A. / Eng. Exp. Sistemas - EES
2 - Instituto de Física da USP / Lab. Pelletron

O trabalho refere-se a investigação e eliminação de ressonância em um caminhão pesado (16t), na faixa de 1300 rpm, com o veículo operando com um motor de 5 cilindros.

Os sintomas subjetivos característicos eram de nível de ruído em baixa frequência na cabine do motorista acompanhado de vibrações no assento do mesmo. São utilizadas algumas técnicas, tais quais:

- Método do impulso para avaliação da resposta em frequência de componentes, tais como: radiador, suportes, longarinas, etc.
- Medição da transmissibilidade em coxins.
- Medição de vibrações (aceleração) em pontos específicos: exemplo conjunto moto-propulsor.
- Análise de ordem dos espectros obtidos.
- Avaliações subjetivas e correlação com curvas de ponderação.
- Avaliações do veículo em diferentes solicitações.

Os resultados convergiram e se apresentaram bastante satisfatórios quando procedeu-se ao desvinculamento motor-câmbio via utilização de um disco de embreagem com característica elástica torsional modificada, de $\sim 900\text{Nm}^0$ para $\sim 350\text{Nm}^0$.

Esses resultados são apresentados e discutidos via curvas de aceleração e pressão sonora no interior da cabine.

CORRELAÇÃO ENTRE PARÂMETROS SUBJETIVOS NO RUIDO INTERNO DE VEICULOS AUTOMOTORES

H. Onusic (1,2), e M.M.Hage (3)

1- Mercedes Benz do Brasil S.A. / Eng. Exp. Sistemas - EES

2 - Instituto de Física da USP / Lab. Pelletron

3 - Algodoeira Olan Ltda / Lab. Acústico

Em trabalho anterior, apresentado no 3º Seminário Internacional de Controle de Ruído, a pressão sonora de uma serie de veículos foi levantada, em função da rotação (velocidade). A partir desses dados e da decomposição em terços de oitavas, foram calculados diversos parametros que procuram quantificar os aspectos subjetivos, tais quais: dB(A), dB(CTC), SIL, PSIL, AI.

Naquela acasião, muito embora a aplicação desses parametros mostrasse serem representativos de porções distintas de espectro de frequências, observou-se independente dessa característica, uma relação linear entre todos eles com coeficiente de correlação sempre acima de 0,9.

No presente trabalho, pretende-se incorporar ao processo, um parâmetro não tão convencional, especialmente no que tange o ruído interno de veículos, que tem se salientado na sua utilização com o objetivo de tentar descrever mais estreitamente as sensações subjetivas. Trata-se do LOUDNESS, que tem ganho corpo ultimamente em uma corrente ponderável de pesquisadores. São utilizadas duas versões, devido a Stevens, a mais antiga denominada Mark VI e a mais recente ou Mark VII. A correlação desses parametros com os demais é calculada e discutida. Simultaneamente, no caso do AI - Articulation Index, procura-se uma ponderação prática que facilite o cálculo a partir de oitavas, sendo que esses resultado são comparados com o AI, calculado a partir de terços de oitavas.

OTIMIZAÇÃO DO TRANSMISSION LOSS DA BARREIRA ACÚSTICA DE VEÍCULOS AUTOMOTORES VIA CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS

H. Onusic (1,2), A.M.Barbosa (3) e P.Calil (3)

1- Mercedes Benz do Brasil S.A. / Eng. Exp. Sistemas - EES

2 - Instituto de Física da USP / Lab. Pelletron

3 - Ello S.A.-Artefatos de Fibras Textis / Lab. Acústico

No IX Encontro Nacional da Sobrac - Campinas - Dez/88, foi apresentado um estudo da qualidade da barreira acústica de veículos automotores, onde entre os inúmeros aspectos abordados, enfatizou-se o modelo elástico tipo massa/mola/ amortecimento, onde a lei da massa tradicional pode ser ampliada, dependendo das características de rigidez e amortecimento adotadas.

No presente trabalho, são exploradas as características elásticas da barreira, em especial da rigidez, no sentido de otimizar o transmission loss.

Os resultados apresentados, oriundos de ensaios em dispositivos que procuram avaliar as transmissões via aerea e estrutura são bastante satisfatórios, quando comparados com as barreiras convencionais.

Com o objetivo de detalhar os fenômenos físicos envolvidos, são realizadas medições de absorção acústica em um tubo de ondas estacionarias (Kundt) em situações de simulação, bem como são levantadas as características dinâmicas de rigidez e amortecimento em função da frequência.

RESPOSTA DE ESTRUTURAS MECÂNICAS À UM CAMPO ACÚSTICO REVERBERANTE UTILIZANDO ANÁLISE ESTATÍSTICA - ENERGÉTICA (SEA)

Eng. Murilo W. Bonilha e Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.
Lab. de Vibrações e Acústica-UFSC / 88049-Florianópolis-SC
Tel: (0482)34-0689

Quando a excitação que atua em uma estrutura é aleatória e de alta frequência, a obtenção da resposta desta pela análise modal clássica se torna inviável. Para este tipo de estudo, a utilização dos métodos de fluxo de energia v demonstrando bons resultados. Dentro destes métodos a análise estatística-energética, apresentada na década de 60 por R.H. Lyon e colaboradores, é a mais pesquisada e utilizada. Na SEA, a estrutura é dividida em subsistemas e, através de equações de balanço de fluxo de energia podemos obter a energia vibratória para cada subsistema. Os parâmetros básicos do método (densidade modal, fator de perda, fator de perda por acoplamento e potência introduzida) são normalmente obtidos experimentalmente, ou em casos mais simples, analiticamente. De maneira a estudar as hipóteses da SEA esta é aplicada a uma estrutura de aço rebitada em forma de caixa, na qual medições experimentais foram realizadas. Por fim, um programa de computador para a aplicação da SEA foi desenvolvido.

OS EFEITOS PERNILONGO E CASCATA

Prof. Perides Silva
CEFET / 30310-Belo Horizonte-MG

Quase todas as pessoas tem algum conhecimento a cerca do efeito do ruído sobre o homem, sobre os animais e, até, sobre as plantas.

Para combater o ruído enervante e indiscriminado das indústrias e das cidades, os homens formulam normas e leis, limitando os seus níveis, de acordo com as condições locais.

A falta de comunicação entre os vários setores da sociedade, quer seja no âmbito Municipal, Estadual ou Federal tem causado sérios transtornos: leis incompletas, inadequadas ou, mesmo, erradas têm sido promulgadas.

A Câmara Municipal de Belo Horizonte estabeleceu a regulamentação de suas leis sobre ruído, que aqui resumimos no quadro abaixo, para análise e crítica nacional.

A tabela I a que se refere o art.13, inciso II, do decreto nº5893, de 16/03/88.

Tanto no Brasil, como no mundo inteiro, o número de ações judiciais, relativas ao barulho, vêm aumentando. Mesmo quando o infrator trata acusticamente o seu estabelecimento, situando-o dentro dos limites legais, muitos reclamantes não encerram as suas ações judiciais.

Trata-se de um problema psicológico, determinado pelo fato de que, começado uma boa briga ela não deve terminar . . .

Essas manifestações de insatisfação, muitas vezes infundadas, geram os efeitos que chamamos de **pernilongo** e **cascata**, os quais explicaremos em nosso trabalho.

NÍVEIS MÁXIMOS DE SOM, EM dBA

Zona de uso e ocup. solo da prop. onde se dá o suposto incomodo (1)	Classificação da zona	Horários		
		Diurno 7 'as 18h	Vespertino 18 às 22h	Noturno 22 às 7h
Residência unifamiliar Res.unif. e multifamil. Horiz. evert. até 2 pav Res.unif. e multifamil.	ZR1,ZR2,SE1,SE2	55	50	45 dBA
	ZR3,ZR4,ZR4A	60	55	50 dBA
	ZR4B,ZR5, SE4			
Horiz.e vert.com + de 2 Pav e aprov. > de áreas	ZR6, ZC1	65	60	55 dBA
Prédios com. e ind.	ZC2,ZC3,ZC4, ZC5,ZC6,ZI,SE3	70	60	60 dBA

Tabela 1: (1) De acordo com a lei Municipal nº 4034, de 25/03/85.

RELACION ENTRE UMBRALES AUDITIVOS Y PROBLEMAS DE APRENDIZAJE EN ESCOLARES

Prof. Sylvia Seballos P. - Universidad Santiago de Chile
 Prof. Hermán Costabal T. - Universidad Santiago de Chile
 Pedro Matamala-Médico Otorrinolar. - Hospital Mutual de Seguridad
 Hospital Clínico Fuerza Aérea de Chile

El concepto de salud actual incluye cantidad y calidad de vida.

Los logros alcanzados en la eficiencia del aprendizaje y en el uso de conductas adecuadas en estudiantes, constituye una medida de la calidad en la atención primaria de salud a los menores.

Evaluaciones realizadas recientemente, han demostrado la influencia que tienen los transtornos audiológicos en procesos de aprendizaje y conducta. La otitis media recurrente y la otitis media crónica, inciden fuertemente en el deterioro del lenguaje.

Numerosas investigaciones americanas confirman que :

1 - La contaminación acústica reduce la participación de los escolares en diferentes actividades académicas.

2 - Existe una creciente dificultad para permanecer un tiempo prolongado en tareas intelectuales complejas.

3 - El aprendizaje de la lectura es el que sufre un mayor deterioro, dentro de la taxonomía cognitiva.

Con el objeto de detectar problemas de aprendizaje y lenguaje, basados en problemas de comunicación originados por ruido ambiental, se da comienzo a un estudio que pretende diagnosticar el ambiente acústico en el interior de las aulas y la calidad auditiva de escolares entre 6 y 18 años.

Se postula que :

1 - Existen efectos negativos en la comunicación hablada en presencia de ruido de fondo capaz de producir enmascaramiento y pérdida de la intelegibilidad de la palabra.

2 - En el Area Metropolitana hay una cantidad no despreciable de escolares básicos y medios con problemas de aprendizaje, demostrado en un mal lenguaje y mala voz.

La toma de muestra fue realizada por personal altamente especializado, sometido a entrenamiento previo.

Inicialmente se recolectó información relevante (anamnesis dirigida) de acuerdo a un criterio profesional especializado en la población escolar, provenientes de la Región Metropolitana y de cualquier estrato social.

La anamnesis permitió descartar aquellos jóvenes que se consideraron con alto riesgo de tener problemas auditivos por causas distintas a la contaminación acústica ambiental.

El tamaño de la muestra fue de 220 escolares los que fueron sometidos a exámenes clínicos realizados por profesionales de la salud.

El análisis de la información permite concluir:

- Se observa una tendencia en escolares con problemas de aprendizaje a presentar patrones de audibilidad alterados.

- Las diferencias en el perfil de los escolares con problemas de aprendizaje, se presenta en el rango audible y fundamentalmente en las frecuencias del espectro más sensible a la comunicación hablada, factor proporcional al proceso de aprendizaje.

- Si bien las niveles de audibilidad consideran normales, $HL < 25$ dB, debemos destacar la existencia de umbrales relativamente altos en baja frecuencias (250 y 500 Hz) para una población muy joven, esto podría estar indicando algún problema de Hipoacusia de Conducción.

CONTROLE MODAL DE VIBRAÇÕES POR NEUTRALIZADORES DINÂMICOS : UMA ABORDAGEM GENERALIZADA

Prof. José João de Espíndola, Ph.D., e Hilton Penha Silva, (Mestrando em vibrações e ruído.)
Dpto de Eng. Mecânica-UFSC / Lab. de Vibrações e Acústica
Cxa.P. 476-Florianópolis-88049-SC

É vasta a bibliografia sobre neutralizadores dinâmicos e, desde o artigo pioneiro de Ormondroyd e Den Hartog, publicado em 1928, tem crescido continuamente até os dias de hoje.

Nos últimos anos o ímpeto das publicações aumentou, ao invés de arrefecer, como consequência de novas demandas tecnológicas e de novos recursos colocados à disposição dos engenheiros, tais como o desenvolvimento de novos materiais elastoméricos e de técnicas experimentais e computacionais para determinação de suas propriedades dinâmicas.

Neutralizadores dinâmicos têm sido aplicados à máquinas e estruturas, com o propósito de reduzir vibrações e ruído acústico a níveis adequados.

Os exemplos são inúmeros e vão de estruturas de edifícios a de helicópteros, passando por máquinas em geral, linhas de transmissão de energia elétrica e máquinas ferramentas.

A clássica teoria dos neutralizadores dinâmicos considera o sistema a ser controlado como tendo um único grau de liberdade e o neutralizador, viscoso ou viscoelástico, também com um único grau de liberdade.

Esta teoria é limitada em seu escopo e, obviamente, inadequada para aplicação a sistemas complexos com densidade modal considerável. Nesses sistemas o controle geralmente tem que ser feito com múltiplos neutralizadores, estrategicamente localizados em associação com coordenadas generalizadas relevantes.

Nos últimos anos verificou-se um considerável esforço para ampliar a abrangência da teoria clássica. Entretanto, uma teoria absolutamente geral continuava faltando.

Este trabalho trata de uma formulação nova e absolutamente geral para o problema de aplicação de sistemas de neutralizadores dinâmicos a estruturas complexas. O método pressupõe a disponibilidade de um modelo modal da estrutura, que pode ser obtido por um código de elementos finitos ou por técnicas de identificação .

O controle é feito, modo a modo, ou sobre um número de modos, simultaneamente.

A formulação da solução é feita em termos das coordenadas originais do sistema a ser controlado. Portanto, a teoria comporta neutralizadores com graus de liberdade acoplados, tanto de translação como de rotação .

O número de neutralizadores associados a cada modo pode ser variável.

A teoria, como apresentada, permite a otimização do sistema de forma extremamente simples, como uma extensão da teoria da otimização clássica.

Como a teoria é desenvolvida no domínio da frequência, a partir do modelo modal, ela permite a consideração de neutralizadores tanto viscosos como viscoelásticos. Este ponto é particularmente importante do ponto de vista técnico e em particular, abre mais uma linha de aplicação do estudo das propriedades dinâmicas de elastômeros, ora levado a cabo no laboratório de Vibrações e Acústica da UFSC. Dois exemplos de aplicação numérica da teoria são apresentados : um edifício industrial e um relacionado com máquinas alternativas.

INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DAS FONTES DE RUÍDO DE UM JATO TURBULENTO

Prof. Ricardo E. Musafir, Ph.D. Sérgio S. Tigre e Prof. Moysés Zindeluck, Ph.D.
Lab. de Acústica e Vibrações - COPPE/UFRJ
21.945 - Rio de Janeiro - RJ

São apresentados os resultados iniciais de um programa e investigação experimental das fontes de ruído em jatos turbulentos. A primeira fase destina-se à caracterização global do jato montado ao LAVI enquanto fonte de ruído, através da comparação de medidas realizadas com um microfone - variação do nível sonoro com a velocidade, direcionalidade e espectro - com leis de similaridade para ruído de jato **puro** e também à determinação da influência do laboratório nas medidas. A segunda fase envolve medidas de correlações mais detalhadas sobre mecanismo de geração sonora e sobre a localização das principais regiões de emissão, permitindo a avaliação mais precisa importância do ruído gerado a montante do bocal. Examina-se, no processamento das medidas de localização, a influência de hipóteses sobre a natureza das fontes na **imagem** obtida.

ACELERÔMETRO TORCIONAL ROTATIVO COM CIRCUITO EMBARCADO

1 - E. Khater e 2 - Prof. M. Zindeluck, Ph.D.
(1)-Depto Eng. Mec.-FUNREI / São João Del Rei - MG
(2)-Lab. Acústica Vibrações-BI:G s/204 - COPPE/UFRJ - Cx.P. 68503
21945 - Rio de Janeiro - RJ

Este trabalho tem como objetivo estender a tecnologia já existente de medir vibração torcional e torque, através de extensômetros elétricos, sem a necessidade de monitorar o próprio eixo girante, necessitando apenas de uma ponta de eix ou volante, para fixar o acelerômetro através de parafusos.

A concepção adotada é monitorar um pequeno eixo (diâmetro 15mm X 50mm), elemento elástico, com extensômetros elétricos (strain gages) formando uma ponte de Wheatstone, cuja alimentação é obtida através de uma fonte de tensão de volts. O circuito eletrônico gira solitário ao acelerômetro, sendo o sinal de saída transmitido através de escovas grafitadas e anéis coletores. Devido ao baixo nível de sinal, é utilizado um amplificador de instrumentação. A fim de ampliar sua faixa de utilização, é dotado de amortecimento viscoso (70%), podendo atingir frequências de excitação de até 1KHz e operar em temperaturas variando entre 25°C e 100°C, sem que hajam variações apreciáveis na viscosidade do fluido.

REALIZAÇÃO EXPERIMENTAL DE CONTROLE ATIVO EM DUTO

P.M. Massarani, Prof. R.A. Tenenbaum, Ph.D. e Prof. M. Zindeluk, Ph.D.
Lab. Acústica Vibrações- COPPE/UFRJ - Cx.P. 68503
21945 - Rio de Janeiro - RJ

Um sistema de controle ativo em duto pode ser composto de: um microfone detetor do som a ser controlado (ruído primário), um controlador digital, um altofalante para gerar o anti-som e um outro microfone observador da eficiência do controle. A característica requerida ao controlador é função das características dos componentes do sistema. A função do controlador pode ser determinada experimentalmente pelo método de Roure, a partir da medição de 3 funções de transferência. Para realização experimental de controle ativo foi construído um duto no Laboratório de Vibrações e Acústica da COPPE. O duto é feito de madeira compensada de 20 mm de espessura, tem 8 m de comprimento e frequência de corte de 472 Hz. Foram utilizados woofers de 6 polegadas, tanto para a fonte do som a ser cancelado, fonte primária, quando para a fonte do anti-som, fonte secundária. A função do controlador foi determinada pelo método de Roure para uma faixa de frequência de 0 a 1000 Hz. A montagem de um experimento para controle de tons puros possibilitou verificar a função do controlador determinada anteriormente. Conseguir-se redução de até 20 dB de tons puros.

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE ACÚSTICA E VIBRAÇÕES

Marcos Ballesteros, Prof. Roberto Tenenbaum, Ph.D. e Prof. Jules Slama, Ph.D.
Lab. Acústica Vibrações- PEM - COPPE/UFRJ - Cx.P. 68503
21945 - Rio de Janeiro - RJ

Apresenta-se uma primeira etapa do desenvolvimento de um programa para computador digital para a simulação numérica do campo acústico de um recinto.

O programa é estruturado segundo módulos, compreendendo: módulo simulador de fonte direcional; módulo simulador da geometria da sala; módulo de raios acústicos; módulos de comportamento modal; módulo de distribuição de energia (permanente); módulo de tempo de reverberação (transiente), conectados por um programa gerenciador. Nesta primeira etapa estão desenvolvidos o módulo simulador de fonte direcional - incluindo um algoritmo para a geração de um feixe de raios equidistantes e a aplicação de uma função de diretividade simulando uma fonte de cada potência acústica, - o módulo simulador da geometria da sala - utilizando técnicas de computação gráfica a partir de dados de planta e elevação -, e uma primeira versão do módulo de raios acústicos, onde simula-se o campo de altas frequências com múltiplas reflexões.

Discute-se a performance do programa, ilustrando-se com alguns exemplos.

MODÉLOS DE BOCAIS DE JATOS INDUSTRIAIS SILENCIOSOS

Sandra C. de Buone Fredel e Prof. Samir N.Y. Gerges, Ph.D.

Lab. de Acústica e Vibrações - Dep. Eng. Mec. - UFSC

CX.P. 476 - 88049-Florianópolis-SC

telex:481 317 FUEG - fax: (0482) 341519

O ruído aerodinâmico é a terceira causa de alto índice de perda da acuidade auditiva em trabalho, excedido somente pelo ruído de impacto de máquinas e de ferramentas. O ruído de jatos industriais ocorre a partir da de mecanismos pneumáticos e condições de fluxo intermitentes e turbulentos.

O objetivo principal deste trabalho é a redução de ruído de jatos industriais baseado no conhecimento de suas principais características em função da faixa de pressão industrial.

No X Encontro da SOBRAC, realizado em dez/1989, foram apresentados os primeiros resultados das medições da força de jato e ruído em bocais. Agora este trabalho apresenta os resultados finais da comparação da potência sonora, vazão e força entre bocais do mercado nacional, internacional e alguns modelos novos projetados para atingir níveis mínimos de potência sonora, sem perda de eficiência.

Algumas recomendações foram feitas sobre a escolha dos bocais, baseadas em uma classificação, segundo suas três características básicas. Estas classificações representam a possibilidade de escolha dos melhores bocais para trabalhos específicos tais como: limpeza, ejeção, resfriamento e secagem de peças.

ANÁLISE DA PERDA MÉDIA POR DIVERGÊNCIA NA MEDIÇÃO DO RUÍDO IRRADIADO POR PLATAFORMAS

Janine G. Azevedo e José F. S. Feiteira

Instituto de Pesquisa da Marinha

R: Ipiru, s/n - Ilha do Governador / 21931 - Rio de Janeiro - RJ

Estuda-se um modelo aproximado para a perda média por divergência na propagação em águas rasas, baseados nas medições realizadas na raia acústica de Arraial do Cabo-RJ. A modelagem desta perda é feita da medição da variação da intensidade acústica versus distância fonte-receptor, em diversas faixas de frequências, utilizando-se métodos de filtragem e regressão matemática.

O trabalho é ilustrado com gráficos que permitem a comparação entre as curvas aproximadas pelo modelo em questão as obtidas experimentalmente, e as de alguns modelos teóricos.

AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA ENERGIA MODAL EM ÁRVORES AMORTECIDAS SUBMETIDAS A CARREGAMENTOS IMPULSIVOS PERIÓDICOS

Prof. H. F. Vasconcelos, Ph.D.

Depto de Tecnologia Mec. - CT/UFPPB / 58059 - João Pessoa - PB

É bastante freqüente a excitação de modos de vibração de árvores por perturbações impulsivas periódicas. Tais perturbações podem ser provocadas por uma variedade de fatores, tais como; mancais defeituosos, engrenagens gastas ou desalinhas, acoplamentos defeituosos, impactos externos,

etc, produzindo ruídos, erros de posicionamento instantâneo, desgaste prematuro, redução da confiabilidade funcional, custos elevados da manutenção, etc. Assim sendo, uma previsão analítico do comportamento dinâmico de árvores submetidas a tais perturbações poderá fornecer valiosos subsídios para o dimensionamento das mesmas, tanto na fase de projeto como durante as etapas de desenvolvimento. Supondo que as perturbações possam ser aproximadas por uma sucessão periódica de pulsos retangulares ou senoidais, são avaliados os deslocamentos de pontos selecionados e as energias modais da árvore, cujos modos de vibração dominantes respectivas frequências naturais são calculados pelo método dos elementos finitos, que fornece também a matriz global de massa para completar a formulação analítica da resposta dinâmica e da energia modal. A atribuição de amortecimento a cada um dos modos de vibração completa a equação de equilíbrio dinâmico da árvore em coordenadas generalizadas, cuja integração analítica produz a resposta dinâmica em coordenadas generalizadas da árvore e a sua energia modal instantânea.

IV DINAME Simpósio Sobre Problemas Dinâmicos da Mecânica

A ser realizado no Hotel Serraverde, MG de 04 a 08 março/91.

O Comitê de Dinâmica da ABCM tem a honra de anunciar a realização do 4º DINAME - Simpósio sobre Problemas da Dinâmica, no Hotel Serraverde, em Pouso Alto, MG, entre os dias 04 e 08 de março de 1991.

SOBRE O DINAME

O DINAME é um evento com características próprias que diferenciam de outros Congressos organizados pela ABCM, como o COBEM - Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica. Os objetivos do DINAME são os seguintes :

- Congregar os profissionais das diversas sub-áreas da Dinâmica - Máquinas, Equipamentos, Estruturas, Sistemas - para intercâmbio de conhecimentos e experiências.
- Favorecer o encontro em profissionais de áreas afins, visando a proposição de projetos de cooperação nacional entre as instituições representadas.
- Apresentar experiências e problemas de caráter aplicado e/ou de origem industrial, como forma de integrar engenheiros, professores universitários e pesquisadores.
- Promover minicursos ou workshops sobre assuntos de interesse dos setores industriais em paralelo com as sessões técnicas.
- Integrar os participantes brasileiros com pesquisadores estrangeiros presentes ao evento.

Nossa experiência tem mostrado que a maximização dos benefícios de um simpósio como o DINAME se dá através da participação em regime de imersão durante todo o período do evento. Para isso é escolhido um hotel isolado, dotado de infraestrutura de conforto que permita estabelecer um clima amigável de conhecimento e cooperação. Este é o espírito do DINAME.

APRESENTAÇÃO DE TRABALHOS

O programa do DINAME será montado a partir de trabalhos convidados, nacionais e estrangeiros, e de trabalhos submetidos pelos autores ao Comitê de Dinâmica da ABCM.

ÁREAS DE INTERESSE

- Controle de Sistemas Mecânicos;
- Mecatrônica, Robótica;
- Modelagem de Sistemas Mecânicos;
- Identificação e Otimização ;
- Dinâmica de Rotação ;
- Dinâmica de Estrutura;
- Dinâmica de Veículos;
- Acústica;
- Novas Áreas de Conhecimento.

CURSOS

Dois cursos serão oferecidos em paralelo ao DINAME. O curso sobre Problemas Dinâmicos em Máquinas e Estruturas, agora na sua 3ª versão, permanece com a mesma proposta de discutir temas já consagrados na área de Dinâmica de Sistemas Mecânicos com vistas à sua imediata utilização na Indústria.

Neste 4º DINAME será organizado um Curso Avançado em tópicos da Dinâmica utilizando, principalmente, os professores estrangeiros que virão para o encontro. Deverá ser adotada uma estrutura modular na organização dessas atividades, de modo a permitir a montagem mais conveniente para cada participante.

A programação definitiva dos cursos deverá ser divulgada até outubro de 1990.

UM POUCO DE TURISMO

Ao final de uma intensa semana de trabalho, pensamos que o melhor fecho para os cientistas estrangeiros convidados é uma excursão à região de Parati e Angra dos Reis. O convite é extensivo a todos os outros participantes do DINAME, devendo o grupo partir do Hotel Serraverde na 6ª feira, dia 08 de março, na parte da tarde. A hospedagem será tratada com o Hotel Pousada do Bosque, em Angra dos Reis, para o período de 6º a domingo.

ORGANIZAÇÃO

Comitê de Dinâmica da ABCM
Associação Brasileira de Ciências Mecânicas
Coordenador Geral do 4º DINAME
Prof. Dr. AGENOR DE TOLEDO FLEURY
EMBRAER - divisão Centro de Treinamento
Cxa. P. 343 - Posto de Correio 096 FNT
12225 - São José dos Campos - SP

Ficha de Avaliação da Revista

S O B R A C

Nº 08 NOV/90

1 - O que você achou do conteúdo desta REVISTA ?

Muito bom [] Bom [] Razoável [] Pésimo []

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 forem pequenos, escreva-nos dando sua opinião, criticando, etc.

Agradecemos suas críticas e comentários, e gostaríamos de convidar **V.Sa** para publicar artigos, notícias, informações, etc, nas próximas revistas.

SOBRAC - Sociedade Brasileira de Acústica - (Regional Sul)

UFSC / EMC / LVA

Cxa.P. 476 - Campus Universitário

88049 - Florianópolis - SC

Att.: Prof. SAMIR N.Y. GERGES, Ph.D.

NOTÍCIAS

Edifícios Inteligentes

Recentemente, as construções nos países do primeiro mundo vêm sofrendo o impacto dos sistemas integrados de informações e vêm aumentando a disseminação de sistemas capazes de controlar variáveis que existem no uso das edificações. Os sistemas que vêm sendo implantados permitem o controle ambiental por estações de trabalho individuais e com economia de até 90% em gastos de energia e utilidades.

O Prof. Ualfrido Del Carlo, Diretor da FAU-USP (Faculdade de Arquitetura e Urbanismo da USP) falou sobre edifícios inteligentes e sua implantação no Brasil, durante o I Encontro Nacional de Conforto no Ambiente Construído que aconteceu em Gramado, RS, de 03 a 06 de julho, no Centro de Convenções do Hotel Serrano.

O evento reuniu engenheiros e arquitetos interessados nos mais variados aspectos do que significa para a sociedade contemporânea, a idéia de Conforto.

Prof. Dr. Ualfrido Del Carlo

Diretor da Faculdade de
Arquitetura e Urbanismo - USP
Fax (11)815-4272 Telex (011)80902 USPOBR

Homenagem Postuma : LAURO X. NEPOMUCENO

Por ocasião da realização do XI Congresso Brasileiro de Aplicações de Vácuo na Indústria e na Ciência *CBRAVIC*, patrocinado pela Sociedade Brasileira de Vácuo - SBV, no período de 24 a 26 de julho de 1990, no Instituto Física da Universidade de São Paulo, foi homenageado o Prof. Lauro X. Nepomuceno. Na oportunidade, o Prof. Lauro X. Nepomuceno (1922/1989), foi distinguido com um cartão de prata pelo seu pioneirismo e contribuição às diferentes frentes da Acústica no Brasil. O Prof. H. Onusic recebeu a lembrança em nome da família do homenageado e discorreu sobre a produção técnica e científica do Prof. Lauro X. Nepomuceno nas várias atividades de Acústica em sua vida profissional.

Finalmente, o Prof. H. Onusic enalteceu a SBV pela sensibilidade na lembrança de um pesquisador na área de Acústica e agradeceu a homenagem em nome dos familiares do Prof. L.X. Nepomuceno e dos acústicos da SOBRAC - Sociedade Brasileira de Acústica.

H. Onusic

Mercedes BENZ do Brasil S.A.
Eng. Exp. Sistemas - ESS
Cxa.P.202 - 09701 / S.B.do Campo-SP

Acelerômetro Resistivo Para Baixas Frequências e Amplificador

Foi desenvolvido no Departamento de Tecnologia Mecânica do Centro de Tecnologia da Universidade Federal da Paraíba, um acelerômetro resistivo para baixas frequências até 60 Hz, e acelerações até 10 vezes a aceleração de gravidade. Uma das vantagens desse tipo de acelerômetro é a facilidade com que o sistema de medição pode ser calibrado. Com efeito, uma simples inversão da posição do acelerômetro em relação à aceleração da gravidade indica o dobro do valor local desta.

Foi construído também, um amplificador que pode ser usado tanto com o acelerômetro como células de carga do tipo resistivo. Este amplificador é acondicionado em uma caixa metálica leve (0,50Kg) e robusta, com opção de alimentação para 110 ou 220V, entrada DIN de três pinos, saída com tomada de pino chato e botão de ajustagem do nível zero do sinal de saída. Com esse amplificador, a sensibilidade do acelerômetro alcançou $0,2 \text{ m/s}^2$ com a calibragem para aceleração da gravidade ajustada em 500 mV de pico a pico.

Prof. Halei Fagundes de Vasconcelos.

DTM/CT-UFPb
58059 - João Pessoa - PB
Fone:(083)224-7200 R:2356, Fax : 225-1901