

# ACÚSTICA & VIBRAÇÕES

Número - 09

Junho - 1991

## SIMPÓSIO BRASILEIRO DE ACÚSTICA VEICULAR



**1º SIBRAV**

**Sobrac**

XII ENCONTRO DA SOBRAC, S. Maria, RS 18 a 20/11/ 1991

Eletrdomésticos Terão "Selo de Ruído"

Redução de Ruído em Motores Elétricos

SOBRAC - Sociedade Brasileira de Acústica

**DIRETORIA**

Presidente.....Mário C. Pimentel - (SP)  
V.Presidente.....Eduardo Giampaoli - (SP)  
1<sup>o</sup> Secretário....Roberto A. Tenenbaum - (RJ)  
2<sup>o</sup> Secretário....Elizabeth R.C. Marques - (SC)  
1<sup>o</sup> Tesoureiro....Honório C. Lucatto - (SP)  
2<sup>o</sup> Tesoureiro....Elvira B. Viveiros - (SC)

Endereço: 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, Moysés Zindeluk, 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 - UFSC  
Depto Eng. Mecânica / Lab. Vibrações e Acústica  
C.P.476 - cep.88049 - Florianópolis - SC  
Fone: (0482) 31-9227 ou 34-4074 / Fax: 341519

---

**COORDENADORIA do RIO DE JANEIRO**

Moysés Zindeluk .....(RJ)

Universidade Federal do Rio de Janeiro - COPPE  
Depto.de Eng. Mec. - C.P.68503  
21945 - Rio de Janeiro - RJ  
Fone: (021)2808832 R:412 / Fax: 2906626

---

# Í N D I C E

- Qualificação do Laboratório de Isolação Acústica da UFSM de Acordo com a Norma ISO 140.  
Jorge L. Pizzutti dos Santos e Cristine do N. Mutti.
- Conscientização para o Problema do Ruído nas Instalações Hidráulicas Prediais. Sylvio R. Bistafa.
- Os Efeitos “Pernilongo e Cascata”. Perides Silva.
- Desenvolvimento de Força de Amortecedores Através da Análise de Controle. Claudio Alvarenga.
- Modelo de Estre por Ruído. Una Aproximacion Ambiental al Esquema de Rahe.  
Sylvia Seballos, Hernán Costabal e Pedro Matamala.
- Diagnóstico de Desalinhamento em um Acoplamento de Disco, Usando, Análise por Órbita e por Espectro de Frequência.  
Marcio T. de Almeida e José J. de Lima Jr.
- Redução de Ruído em Motores Elétricos. Samir N.Y. Gerges.
- Eletrodomésticos Terão “Selo de Ruído”.
- I Simpósio Brasileiro em Acústica Veicular.
- Quadro social da SOBRAC
- Notícias e Livros.
- XII Encontro da SOBRAC dias 18 à 20 de novembro/91.

---

Revista de  
**ACÚSTICA & VIBRAÇÕES**  
Publicada pela  
**SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA**  
**S O B R A C**

Jornalista Responsável:

José A. de Souza - Reg.Prof.814-DRT/SC.

Comitê Editorial:

Samir N.Y. Gerges, Roberto M. Heidrich,  
Elizabeth R.C. Marques, Elvira B. Viveiros e Ulf H. Mondl

Planejamento Gráfico:

Sineide S. Steinbach e Zuleide Lanzendorf

---

Matérias não assinadas, sob a responsabilidade da Diretoria.

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

# Qualificação do Laboratório de Isolação Acústica da Universidade Federal de Santa Maria de Acordo com a Norma Internacional ISO 140.

Prof. Jorge L. Pizzutti dos Santos

Depto de Est. e Constr. Civil - C.T. - UFSM

Cristine do Nascimento Mutti - Curso de Eng. Civil, C.T. - UFSM

## 1 Introdução

Não existem especificações completas para a construção das instalações de Laboratórios de Ensaio Acústicos ou das características obtidas.

Fica a critério do pesquisador detalhes da instalação e o procedimento de ensaio. Acrescentando a isto tudo, o carácter estatístico dos campos acústicos no interior das salas, teremos imprecisões nos resultados, devido a influências aleatórias e sistemáticas.

O serviço de acústica da Universidade Federal de Santa Maria, preocupado, em conhecer a precisão de suas instalações e procedimento, achou importante determinar a repetibilidade ( $r$ ) das medidas de isolamento acústica, seguindo as diretrizes definidas na ISO 140-II.

## 2 Metodologia

Foram realizados quarenta (40) testes de isolamento acústica sobre uma mesma parede de blocos cerâmicos (sem revestimento) com massa por área de  $129\text{Kg/m}^2$  e superfície de  $13\text{ m}^2$ .

Durante os testes foram variadas as posições da fonte acústica e microfones bem como variações da temperatura ambiente e umidade relativa.

As medidas dos níveis de pressão acústica e tempos de reverberação foram executadas em 1/3 de oitava, em conformidade com ISO 140, parte III e ISO R 354.

$$PT = NP_{sala\ emis.} - NP_{sala\ recep.} + 10\log(6,15STr/V)$$

O tratamento estatístico dos dados seguiu as recomendações das normas ISO 140 II, e a repetibilidade “ $r$ ”, para um nível de confiabilidade de 95% , é dado pela fórmula seguinte:

$$r \cong T\sigma.\sqrt{2}$$

## 3 Características do Laboratório

### 3.1 Câmaras Reverberantes de Isolação Acústica

As câmaras de isolação emissora e receptora, em concreto armado com 30 cm de espessura têm volumes de 60 e 67 m<sup>3</sup>, respectivamente. Não apresentam paralelismo entre nenhuma de suas faces. Os volumes estão perfeitamente enquadrados dentro da Norma Internacional ISO 140/I que recomenda que o volume e a forma das duas salas de ensaio não devem ser exatamente iguais e recomenda que os volumes difiram ao menos em 10% , sendo o volume de cada sala ao menos 50 m<sup>3</sup>. Entre as duas câmaras acopla-se um pórtico de concreto de 55 cm de largura com um vão livre de 4,10 m de largura por 3,20 m de altura, criando uma abertura de 13,12 m<sup>2</sup> para colocação das amostras a serem ensaiadas. Esta abertura está dentro do previsto pela ISO 140/I, que recomenda para ensaios de painéis aproximadamente 10 m<sup>2</sup>, com dimensão mínima de 2,3m. As câmaras estão apoiadas sobre isoladores de borracha (Neoprene). As câmaras possuem portas duplas de 1,20x2,20 de vão livre, construídas em chapa de aço de 12,7 mm de espessura, sendo a vedação acústica efetuada por meio de borrachas.

### 3.2 Equipamentos

Foram empregados equipamentos capazes de medições de pressão acústica e tempos de reverberação em conformidade com ISO R 354.

- Analisador Acústico de Edificações: BK 4418
- Microfones Rotativos de 1/2" - BK-3923 e BK-4165
- Fonte Sonora - BK-4224 e Impressora Alfanumérica - BK-2306

## 4 Resultados Obtidos

Os resultados obtidos, são mostrados na tabela a seguir com as seguintes notações :

- PT - Perda de Transmissão (dB), NP - Nível de Pressão Acústica (dB)
- S - Superfície da Parede Ensaída (m<sup>2</sup>), Tr - Tempo de Reverberação (s)
- V - Volume da Sala de Recepção (m<sup>3</sup>), r - Repetibilidade (dB)
- T - Fator de Student para uma confiabilidade de 95%,  $\sigma$  - Desvio Padrão.

## 5 Conclusões

Podemos considerar aceitável a precisão destas instalações e procedimento de medidas. Assim este Laboratório está operacional, podendo prestar serviços à comunidade científica e empresarial da região. A temperatura ambiente e

Freq. (Hz)	PT (dB)	$\sigma$ (desvio padrão)	r (dB) (UFSM)	r (dB) ISO 140
100	20,9	1,76	5,04	5
125	24,0	1,98	5,66	5
160	28,6	1,40	4,01	5
200	31,8	1,19	3,40	5
250	33,2	1,09	3,11	3
315	32,5	0,86	2,47	2
400	33,1	0,81	2,32	2
500	31,6	0,69	1,99	2
630	31,1	0,58	1,67	1
800	31,1	0,56	1,61	1
1000	32,1	0,52	1,48	1
1250	34,5	0,40	1,15	1
1600	37,9	0,53	1,50	2
2000	36,1	0,62	1,77	2
2500	37,6	0,59	1,68	2
3150	40,3	0,61	1,74	2

umidade relativa tiveram variações aleatórias entre (10 a 30°C e 50 a 90%), respectivamente, sendo fatores que influenciam as medições, embora não seja mencionada nenhuma limitação nas normas ISO. Devemos concentrar estudos sobre a influência do tempo de reverberação da sala de recepção nos valores do índice de isolamento acústica (Norma Brasileira). Seria importante a aquisição de um analisador acústico em tempo real, para podermos melhorar a aquisição de dados e precisão deste Laboratório.

## 6 Bibliografia

- [01] ISO 140 - Medições de Isolamento Acústico de Elementos de Construção. Parte I - Especificações relativas aos Laboratórios. Parte II - Especificações relativas a fidelidade. Parte III - Medições em Laboratório da Isolamento Acústico de Elementos Construtivos aos Ruídos Aéreos.
- [02] ISO R 354 - Medição do Coeficiente de Absorção Acústica em sala reverberante.
- [03] Relatórios do CSTB - França.

# CONSCIENTIZAÇÃO PARA O PROBLEMA DO RUIDO NAS INSTALAÇÕES HIDRÁULICAS PREDIAIS

Prof. Sylvio R. Bistafa, Ph.D.  
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo  
Depto de Engenharia Mecânica, Cx.P. 8174  
Av. Prof. Mello Moraes, 2231 - Cidade Universitária - 05508 - SP  
Fone:(011)815-9322 R.335/476 Fax: 211-4308

## 1 Introdução

A expansão vertical das cidades aliada à peculiaridade do sistema de abastecimento de água brasileiro, com caixa d' água elevada, tem originado problemas de ruído nas instalações hidráulicas prediais. Este inconveniente poderá ser sentido quando da operação de aparelhos hidráulicos sanitários instalados sob alta pressão de alimentação. O ruído gerado não somente restringe-se ao quarto de banho, como também poderá causar incômodo aos aposentos vizinhos. Já foram constatados casos de ruídos com níveis bastante elevados em ambientes adjacentes a banheiros onde estivesse sendo utilizada uma válvula de descarga. Apesar de inúmeras queixas, muito pouco se tem feito para minimizar este desagradável problema. O presente trabalho tem como objetivo a conscientização para o problema do ruído nas instalações hidráulicas prediais, bem como o de apresentar os métodos desenvolvidos em outros países para avaliação do problema; métodos estes que já contam com normalização específica.

## 2 A Origem do Ruído nas Instalações Hidráulicas Prediais

Diversas são as fontes causadoras de ruídos nas instalações hidráulicas prediais. Em edifícios, desde o recalque para a caixa d' água elevada, até o sistema de esgotamento de águas servidas, existem inúmeras condições geradoras de barulho. Vibrações do sistema de recalque d' água, que se propagam pela estrutura da edificação; passagem d' água através de curvas, cotovelos, registros; fechamento repentino das peças de utilização (principalmente válvulas

de descarga desreguladas); escoamento d' água pela bacia sanitária; choque d' água com superfícies tais como cubas, lavatórios, banheiras e pias; escoamento d' água através de ralos e sifões; escoamento de águas pela tubulação de esgoto; deslocamento de bolsões de ar pelas tubulações de ventilação , etc.

Grande parte destas situações geradoras de ruído poderão ser evitadas com um projeto abrangente, onde sejam levados em consideração critérios que propiciem conforto acústico, execução responsável das instalações ; assim como, empregando materiais e aparelhos com características acústicas controladas.

Nos aparelhos hidráulico-sanitários, quando instalados sob alta pressão de alimentação , a água, escoando velozmente pelas passagens internas, originam vibrações que se transmitem pela tubulação e conseqüentemente aos ambientes circunvizinhos ao seu trajeto. Dependendo da distribuição dos aposentos com relação à instalação hidráulica, a transmissão do ruído que se propaga pelas tubulações poderá ser mais ou menos intensa.

Uma instalação é denominada acusticamente desfavorável quando as tubulações e aparelhos hidráulico-sanitários situam-se na parede comum a um ambiente, no qual necessite-se um baixo nível sonoro: salas de estar, bibliotecas, quartos de dormir. Ela será acusticamente favorável, quando a parede da instalação hidráulica for oposta àquela dos ambientes citados, (ver fig. 1).

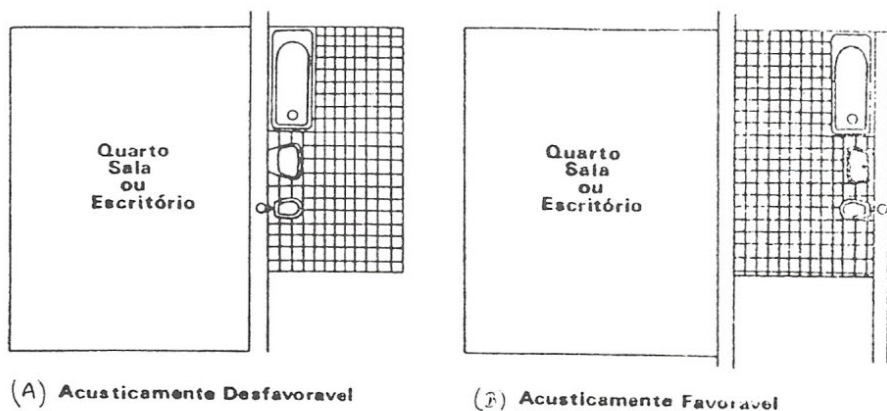


Figura 1: Disposição em planta de instalação hidráulica acusticamente (A) desfavorável e (B) favorável.



A situação atual das instalações hidráulicas prediais que operam sob altas pressões de alimentação dos aparelhos (acima de 30 m c a), pode chegar a ser constrangedora ao verificar-se os níveis de ruído produzidos. Este fato é principalmente detectado quando necessita-se compatibilizar a vazão através de um aparelho hidráulico com as necessidades da peça de utilização, estando o aparelho submetido a altas pressões. Ao considerar-se também, que dependendo das condições de projeto, execução, disposição em planta (acusticamente favorável e desfavorável), tipos de paredes divisórias utilizadas, não houver um enfoque acústico, poderão ser constatados em certos edifícios níveis de até 80 dB(A).

O mecanismo gerador de ruído nos aparelhos desenvolve-se quando estes são operados sob alta pressão de alimentação. Com o objetivo de reduzir-se a vazão de água que seria obtida, recorre-se ao fechamento do registro. Caso este estivesse totalmente aberto, iria conferir uma elevada vazão d' água acima das necessidades; fecha-se pois o mecanismo obturador, fazendo com que uma certa quantidade d' água tenha que passar por uma pequena área, fato este que conferirá uma velocidade elevada ao escoamento. Nesta situação, as flutuações da velocidade turbulenta são bastante intensas, com conseqüente geração de ruído e vibrações que excitarão a tubulação e superfícies com as quais esta estabelece contacto.

### 3 A Medida do Ruído

O som é definido como uma perturbação infinitesimal da pressão atmosférica local. A esta perturbação dá-se o nome de pressão acústica. A menor pressão acústica que o ouvido humano consegue captar é da ordem de 0,00002 Pa. Turbinas de avião a jato produzem uma pressão acústica da ordem de 60 Pa. Como podemos observar, a faixa de variação da pressão acústica encontrada nos fenômenos sonoros do cotidiano é bastante larga, o que torna desconcertante o fato de ter-se que construir e trabalhar com escalas numéricas com muitos algarismos e casas decimais. Em virtude deste fato é que foi introduzida a escala logarítmica, que exprime a relação numérica existente entre uma grandeza de referência e a grandeza medida. Vinte vezes o logaritmo na base desta relação recebe o nome de decibel (dB), que no caso da pressão sonora escreve-se :

$$NPS = 20 \log_{10} \left( \frac{p}{p_0} \right)$$

onde :

NPS - é o nível de pressão sonora em dB.

$p_0$  - é a pressão sonora de referência =  $2 \times 10^{-5}$  Pa

$p$  - é a pressão sonora medida

A vantagem desta nova escala reside no fato de que variações da pressão sonora de  $2 \times 10^{-5}$  Pa a  $2 \times 10$  Pa, ficarem compreendidas na faixa de 0 dB a 120 dB de nível de pressão sonora.

Um instrumento para medir o nível de pressão sonora deve reagir ao som mais ou menos do mesmo modo que o ouvido humano, devendo ainda fornecer medidas objetivas e reprodutíveis. Existem pois, aparelhos especificamente desenvolvidos para medição dos decibéis em três escalas de ponderação : A, B e C. A escala de ponderação que mais se aproxima da reação do ouvido humano aos ruídos ambientais é a escala A. Sempre que medirmos um nível de pressão sonora nesta escala de ponderação , deveremos indicar o valor numérico obtido na forma dB(A).

## 4 Normas para Ruídos em Instalações Hidráulicas Prediais

Na Europa, o problema do ruído em instalações hidráulicas prediais tem sido bastante estudado, existindo inclusive normas e legislação atinentes à matéria em diversos países. O país precursor no desenvolvimento de pesquisas e estudos sobre o assunto foi a Alemanha, possuindo as seguintes normas que tratam do problema: DIN 4109 " Controle de Ruídos em Edificações " [1], DIN 52218 " Testes Acústicos de Laboratório para Aparelhos Hidráulico-Sanitários " [2] e DIN 52219 " Testes Hidráulico-Acústicos em Edificações " [3].

A norma DIN 4109 estabelece as exigências acústicas na construção das edificações , quanto aos níveis máximos de ruído permissíveis em instalações técnicas tais como bombas, elevadores, etc.; e em especial nas instalações hidráulicas. Segundo esta norma, o ruído das instalações técnicas domésticas (particularmente as instalações d' água) não deve exceder o valor de 30 dB(A). Este nível é válido para salas de estar, quartos e recintos de trabalho intelectual. Cozinhas, WCs, copas e outros recintos não fazem parte desta estipulação. Portanto, instalações d' água, particularmente aquelas que se localizam nas paredes divisórias destes recintos onde requer-se baixos níveis de ruído, deverão ser construídas com providências especiais.

Caso sejam medidos valores de nível de pressão sonora superiores àquele estabelecido na DIN 4109, apresentar-se-á a seguinte pergunta : onde encontram-se as causas que estão provocando os níveis excessivos ? Ao considerarmos a construção de uma edificação do ponto de vista da instalação hidráulica, podemos considerar que basicamente três grupos dela participam :

- 1 - O engenheiro que elabora o projeto e o entrega para execução .
- 2 - O instalador que executa a instalação hidráulica conforme critérios específicos.
- 3 - O fabricante dos aparelhos e acessórios hidráulicos que fornece os equipamentos necessários.

Assim, para que sejam obtidos os resultados desejados do ponto de vista acústico, deve-se motivar estes grupos de tal forma que:

- a - Sejam projetadas edificações e componentes desta (p.e. paredes divisórias) que atendam às exigências acústicas com relação as instalações hidráulicas prediais.
- b - Sejam concebidos sistemas hidráulicos que minimizem a geração do ruído ou pelo menos reduzam a propagação do ruído gerado pelos acessórios e aparelhos hidráulicos sanitários.
- c - Sejam fabricados acessórios e aparelhos com características acústicas controladas.

Para tanto é necessário que seja feita uma avaliação em separado dos itens a-c, do ponto de vista acústico, para que a ação preventiva possa ser viabilizada. A seguir informaremos as premissas para os testes e avaliações objetivas dos ruídos em instalações hidráulicas prediais.

## 5 Acessório de Geração do Ruído de Referência

Um método bastante conhecido para o ensaio acústico de estruturas tipo piso/teto, consiste na utilização de um martelete normalizado que excita a estrutura na sua parte superior, medindo-se o ruído gerado com um microfone posicionado no espaço existente debaixo da estrutura. Surgiu então a idéia de efetuar-se medições acústicas em instalações hidráulicas com o auxílio de uma fonte de ruído padrão, com a qual todos os outros ruídos gerados na instalação pudessem ser comparados [4]. Este assim chamado acessório de geração do ruído de referência (IGN) permite transformar o nível de ruído gerado por um aparelho hidráulico em laboratório para uma determinada situação de instalação no campo, ver fig. 2. Para tanto será necessário que se determine a diferença de nível sonoro verificada quando utiliza-se o acessório de referência no laboratório e no campo.

Esta diferença fornece um valor que denominamos constante do grupo construtivo K. Deve-se também levar em consideração as diferentes disposições em planta; quais sejam, disposição acusticamente favorável e desfavorável. Devido a este fato, obtem-se dois grupos diferentes de constantes K.

Caso seja possível a determinação do nível de pressão sonora entre o acessório de referência e o aparelho hidráulico a ser utilizado, então será possível calcular o nível de pressão sonora do aparelho hidráulico no campo, através da seguinte expressão [4]:

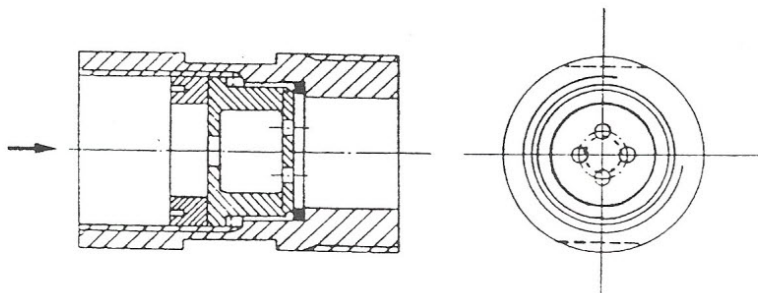


Figura 2: Acessório de geração do ruído de referência (IGN).

$$L_{A(\text{campo})} - 10 \log_{10} \frac{A_0}{A(\text{campo})} = L_{B(\text{lab})} + K_B - 10 \log_{10} \frac{A_0}{A(\text{lab})} - K - \Delta LA - D \quad (1)$$

onde:

$L_{A(\text{campo})}$  é o nível de pressão sonora do aparelho hidráulico no campo.

$A_0$  é a superfície fono-absorvedora de referência  $= 10m^2$  (Sabine).

$A$  é a superfície fono-absorvedora no recinto da medição acústica.

$L_{B(\text{lab})}$  é o nível de pressão sonora do acessório de ref. no laboratório.

$K_B$  é o fator de correção da pressão de alimentação .

$K$  é a constante de grupo construtivo.

$D$  é a atenuação acústica do silenciador hidráulico.

$$\Delta LA = L_{B_n^0(\text{lab})} - L_{A_n(\text{lab})} \quad (2)$$

$$L_{A_n(\text{lab})} = L_{A(\text{lab})} - 10 \log_{10} \frac{A_0}{A(\text{lab})} \quad (3)$$

$$L_{B^0} = L_B + K_B \quad (4)$$

$$L_{B_n^0} = L_{B^0} - 10 \log_{10} \frac{A_0}{A} \quad (5)$$

Os níveis de ruído são referenciados a uma pressão dinâmica de 30 m c a. Para diferentes valores de pressão dinâmica, deve-se obter o valor de  $K_B$  utilizando-se o gráfico da fig.3.

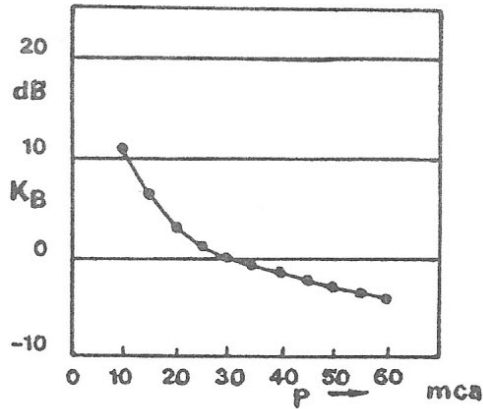


Figura 3: Valores de  $K_B$  em dB em função da pressão dinâmica.

O valor de  $K$  será dado por:  $K = L_{B_n^0(lab)} - L_{B_n^0(campo)}$ . Bancos de ensaio diferentes fornecerão valores diferentes para  $L_{B_n^0(lab)}$  e para as mesmas condições no campo, valores diferentes para a constante  $K$ , porém sempre os mesmos valores para  $\Delta LA$ . Logo,  $(L_{B_n^0(lab)} - K)$  deve ser sempre igual para todos os bancos de prova.

Em inúmeras medições efetuadas no campo com o acessório de referência, em instalações hidráulicas acusticamente favoráveis, obteve-se um nível de ruído máximo de 45 dB(A) com área fono-absorvente e pressão dinâmica normalizadas. Portanto temos :

$$L_{B_n^0(lab)} - K = L_{B_n^0(campo)} = 45dB(A) \quad (6)$$

Finalmente, o nível de ruído do aparelho hidráulico no campo ( $L_{A(campo)} - 10 \log_{10} \frac{A_0}{A(campo)}$ ), que passaremos a denominar de  $LA_G$ , assumindo-se  $D = 0$ , será dado por :

$$LA_G = 45 - (L_{B_n^0(lab)} - L_{A_n(lab)}) \text{ em } dB(A) \quad (7)$$

Logo, o nível de pressão sonora do aparelho hidráulico no campo  $LA_G$ , poderá ser obtido em um ensaio de laboratório, medindo-se o nível de pressão sonora do acessório de referência ( $L_{B_n^0(lab)}$ ) e o nível de pressão sonora do aparelho hidráulico ( $L_{A_n(lab)}$ ). Caso a instalação hidráulica seja acusticamente desfavorável, o nível de pressão sonora no campo poderá ser até 10 dB(A) mais elevado. Devido a este fato, classifica-se o desempenho acústico de um aparelho hidráulico, e especifica-se a sua instalação conforme dados da tabela 1.

Desta forma um aparelho hidráulico do grupo I deverá apresentar um nível de pressão sonora de no máximo 20 dB(A), podendo ser instalado em um local tanto acusticamente favorável como desfavorável. Já um aparelho hidráulico do

Grupo do Aparelho Hidráulico	Nível de Pressão Sonora do Aparelho Hidráulico $LA_G$	Utilizável em Instalações
I	$\leq 20 \text{ dB(A)}$	Acusticamente favoráveis e desfavoráveis
II	$\leq 30 \text{ dB(A)}$	Somente acusticamente favoráveis

Tabela 1: Classificação e utilização de aparelhos hidráulicos sanitários

grupo II pode apresentar um nível de pressão sonora de no máximo 30 dB(A), podendo ser instalado somente em situações acusticamente favoráveis.

## 6 Laboratório para Testes Acústicos em Aparelhos Hidráulico Sanitários

Os testes de laboratórios são normalizados pela DIN 52218 " Testes Acústicos de Laboratório para Aparelhos Hidráulico-Sanitários " [2]. Os testes de laboratório requerem uma instalação conforme mostrado esquematicamente na fig. 4. O aparelho hidráulico a ser testado é conectado na extremidade de uma canalização (a canalização de teste) que é fixada externamente na parede de um recinto. A parede é chamada de parede de teste e o recinto é chamado de recinto de teste.

O ruído produzido pelo acessório é transmitido pela canalização de teste para a parede de teste. Será medido o ruído irradiado pela parede de teste no recinto de teste.

Para que se obtenha os mesmos resultados em diferentes laboratórios, mede-se, além do ruído produzido pelo aparelho hidráulico, também o ruído produzido pelo acessório de referência (IGN). De posse dos valores de nível de pressão sonora obtidos nestes dois ensaios, com o auxílio da Eq.(7), determina-se o nível de pressão sonora ( $LA_G$ ) produzido pelo aparelho hidráulico sanitário no campo. O nível de ruído do aparelho assim determinado, corresponde em média ao valor obtido quando mede-se o nível de pressão sonora em um aposento vizinho a um banheiro ou uma cozinha quando opera-se o aparelho em um desses ambientes, dentro das mesmas condições de pressão e vazão.

Aqui pressupõe-se que a instalação hidráulica seja acusticamente favorável. Caso contrário os valores poderão ser de 5 até 10 dB(A) maiores do que os previstos.

Maiores detalhes quanto as características construtivas do recinto de teste,

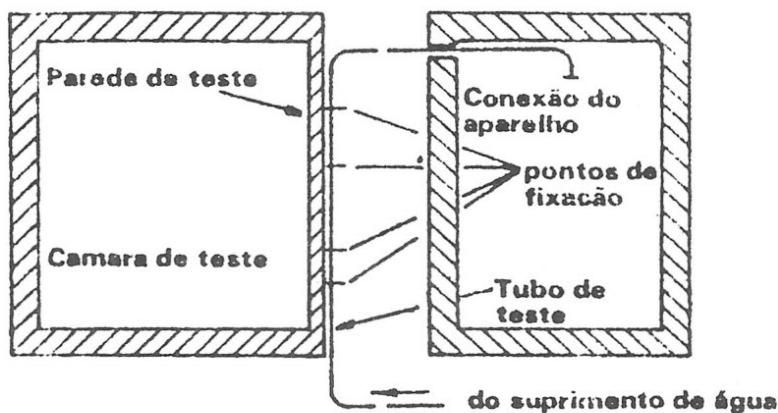


Figura 4: Disposição para os testes de laboratório.

parede de teste, canalização de teste e o método de ensaio específico poderão ser obtidos na norma DIN 52218 - Parte 1 e 2 [2].

## 7 Testes Acústicos de Instalações Hidráulicas no Campo

Caso não seja possível a especificação do grupo do aparelho hidráulico de acordo com um determinado tipo de projeto, procedemos a uma medição com o acessório de referência. Se for verificado, com o auxílio do acessório de referência, que o nível de pressão sonora corrigido, no recinto contíguo mais próximo, estiver entre  $55dB(A) \geq LB_n^o \geq 45dB(A)$  então teremos uma instalação acusticamente desfavorável. Logo aqui deve ser empregado um aparelho hidráulico do grupo I ( $LA_G \leq 20 dB(A)$ ). Caso seja encontrado um nível  $LB_n^o \leq 45dB(A)$ ; trata-se de uma situação acusticamente favorável, podendo ser utilizado um aparelho hidráulico do grupo II ( $LA_G \leq 30dB(A)$ ).

Este procedimento no entanto, traz o inconveniente de que se as exigências

não puderem ser cumpridas, tenha-se que realizar-se modificações fundamentais no projeto, na instalação ou no aparelho. A fim de verificar-se, por exemplo, o ruído auto-gerado pelo sistema de canalização, o acessório de referência pode também ser utilizado para este fim. Para tanto, calcula-se a diferença entre o ruído gerado pelo acessório de referência, instalado no lugar do aparelho hidráulico, e o ruído gerado pelo sistema de canalizações com a saída livre.

$$\Delta L_R = L_{B_n^o} - L_{R_n} \quad (8)$$

onde:

$L_{B_n^o}$  é o nível de pressão sonora do acessório de referência colocado no lugar do aparelho hidráulico.

$L_{R_n}$  é o nível de pressão sonora gerado pelo sistema de canalização estando a saída livre.

Para uma disposição acusticamente desfavorável  $\Delta L_R \geq 28dB(A)$ , e para uma disposição acusticamente favorável  $\Delta L_R \geq 18dB(A)$ . Caso estas exigências não sejam atendidas, o sistema de canalização produz ruídos próprios. O aparelho hidráulico pode ser bastante silencioso, mas o seu nível de ruído pode ser ultrapassado pelo ruído gerado pela canalização. Logo, algo deve ser feito pelo instalador para que os níveis de ruído gerados na instalação sejam tão baixos quanto possível.

Os ensaios para medição dos ruídos emitidos por instalações hidráulicas na fase de construção são regulamentados pela DIN 52219 "Testes Hidráulico-Acústicos em Edificações" [3]. Com base no resultado destas medições, pode-se esclarecer se as exigências técnicas quanto ao ruído gerado pelas instalações hidráulicas prediais estão sendo atendidas. Em caso negativo, as causas poderão ser as seguintes:

- a - os aparelhos da instalação hidráulica,
- b - a pressão excessiva,
- c - a entrada d' água,
- d - a saída d' água,
- e - o projeto,
- f - a execução da obra,
- g - a execução da instalação.

Caso a ultrapassagem dos valores básicos permitidos não for provocada por pressão excessiva, entrada ou saída d' água, pode-se pesquisar as causas com auxílio do IGN.

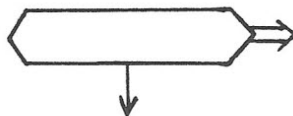
Como orientação para a execução das medições e testes conforme a DIN 52219, bem como para a avaliação dos resultados, utiliza-se o fluxograma apresentado abaixo. Nele,



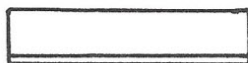
significa instrução ou afirmação ,



significa pergunta e resposta,  
seta simples: sim  
seta dupla : não



significa conclusão.



As conclusões têm os seguintes significados:

em ordem : valor permitido ou necessário não foi superado,  
não participante : nenhuma influência no valor em questão,  
participante : influi no valor em questão,  
causa : leva por si só a uma ultrapassagem do valor permitido,  
podendo entretanto não ser a única causa.

Caso um ruído parcial, por exemplo, o ruído gerado por um aparelho hidráulico sanitário  $L_{AG}$ , ultrapassar a totalidade dos ruídos parciais restantes em mais de 10 dB(A), então este ruído sozinho será determinante do nível de ruído da instalação  $L_{I_n}$ . Fica então a cargo da experiência e do tirocínio do técnico que estiver efetuando as medições sequenciar ou não as aferições .

Esclarecimentos sobre alguns dos itens do fluxograma:

- nº 1 Mede-se o nível de ruído da instalação , aqui denominado de  $L_{I_n}$  .
- nº 2 O nível de ruído permitido  $L_{I_n,perm.}$ , baseia-se na norma utilizada, por exemplo DIN 4109[1].
- nº 4 A pressão dinâmica permitida  $pr_{perm.}$  obtém-se na norma específica adotada.
- nº 7  $L'_{I_n}$  é o nível de ruído da instalação após a diminuição da pressão.
- nº 10  $L''_{I_n}$  é o nível de ruído da instalação , eliminando-se o ruído de entrada e de saída d' água.
- nº 13 e 14 Para separação do ruído de entrada do ruído de saída, eliminar o ruído de saída através do fechamento da saída, e repetir a medição ; ou esvaziar o recipiente com entrada d' água fechada e medir o ruído de saída isoladamente.
- nº 17  $L_{E_i}$  é o nível de ruído após a instalação do acessório de referência.

- nº 23 Para determinação do nível de ruído do aparelho  $L_{AG}$  na obra, deve-se subtrair o ruído próprio da instalação .
- nº 27  $K_B = L_{IGN} - 45$ , fator de correção da obra.
- nº 28  $X = 10$  dB(A), para disposição acusticamente desfavoráveis.  
 $X = 0$  dB(A), para disposições acusticamente favoráveis.

## 8 Resumo e Conclusões

A base para o ensaio e avaliação objetiva dos ruídos gerados em instalações hidráulicas prediais é um acessório de geração de ruído de referência. Em medições com o acessório de referência em obras acusticamente favoráveis, constatou-se um nível de ruído de 45 dB(A), que em testes de laboratório é tomado como base para determinação de uma correção entre obra e laboratório. Com isto, o nível de ruído medido no laboratório pode ser transportado para as condições de campo (obra). Em obras que não sejam acusticamente favoráveis, os níveis de ruído podem ser até 10 dB(A) mais elevados. Esta diferença foi levada em consideração, na classificação de aparelhos hidráulicos, por meio do estabelecimento de dois grupos de aparelhos.

Foi apresentado o laboratório para testes acústicos de aparelhos hidráulicos utilizados em instalações prediais, assim como um procedimento para teste e avaliação do ruído gerado por instalações hidráulicas no campo.

O presente trabalho é uma síntese dos estudos realizados nas normas DIN 4109[1], DIN 52218[2], DIN 52219[3] e pesquisas complementares [4,5]. Foi feito com o objetivo de conscientização para o problema do ruído nas instalações hidráulicas prediais; bem como, de apresentar o que existe de mais avançado em termos de normalização estrangeira sobre o assunto.

Acreditamos que deva haver em nosso País uma dinamização das atividades voltadas para o problema da poluição sonora, principalmente aquela que ocorre nas edificações. O presente trabalho focaliza somente o ruído gerado nas instalações hidráulicas, porém sabemos que esta não é a única fonte dos problemas. O conforto acústico nas habitações depende do esforço integrado de pesquisadores, engenheiros, arquitetos, fabricantes, executores de obras e do próprio usuário.

Uma das etapas a serem vencidas para a solução do problema seria o desenvolvimento de uma normalização acústica, que seja suficiente e abrangente, para integrar todos os profissionais que de uma forma ou de outra possam contribuir para a melhoria do conforto acústico nas habitações.

### REFERÊNCIAS

- [1] DIN - 4109 Schallschutz im Hochbau, Sept. 1962 - Blatt 1 bis 5. Beuth-Vertrieb GmbH, Berlin 15 und Köln.

- [2] DIN - 52218 **Prüfung des Geräuschverhaltens von Armaturen und Geräten der Wasserinstallation im Laboratorium, Dez. 1976.**
- [3] DIN - 52219 **Messung von Geräuschen der Wasserinstallation am Bau, März 1972.**
- [4] P. Schneider und W. Rückward, **Eine Bezugsarmatur und ihre Anwendung zur Messung und Bewertung von Installationsgeräuschen im Laboratorium und auf Baustellen, Sanitar- und Heizungstechnik, 1, 1967, Berlin.**
- [5] W. Rückward, **Untersuchung, Prüfung und Bewertung von Geräuschen der Wasserinstallation, Gesundheits-Ingenieur, Heft 5(9). (Jahrgang 1970), 141-148, Berlin.**

## Homenagem Póstuma ao Arquiteto Léo Quanji Nishikawa

É com grande pesar que comunicamos o falecimento do nosso querido amigo e conselheiro da SOBRAC, o Arquiteto Léo Quanji Nishikawa, ocorrido no dia 06 de abril p.p.

Estamos prestando nossa homenagem a este grande especialista, de profícua atuação em nossa área, fazendo um resumo de suas qualificações técnicas, lembrando sua excepcional figura humana que sempre nos cativou.

O Léo tinha conhecimento de línguas tais como: francês, inglês, espanhol, italiano e japonês.

### Títulos Universitários

- Arquitetura - FAU - 1954.
- Pós-Graduação : Metadesign - 1965.
- Pós-Graduação : Métodos Quantitativos em Planejamento Urbano-1965.
- Pós-Graduação : Evolução Urbana no Brasil - 1974.
- Pós-Graduação : Economia Espacial, Teorias e Aplicações - 1974.

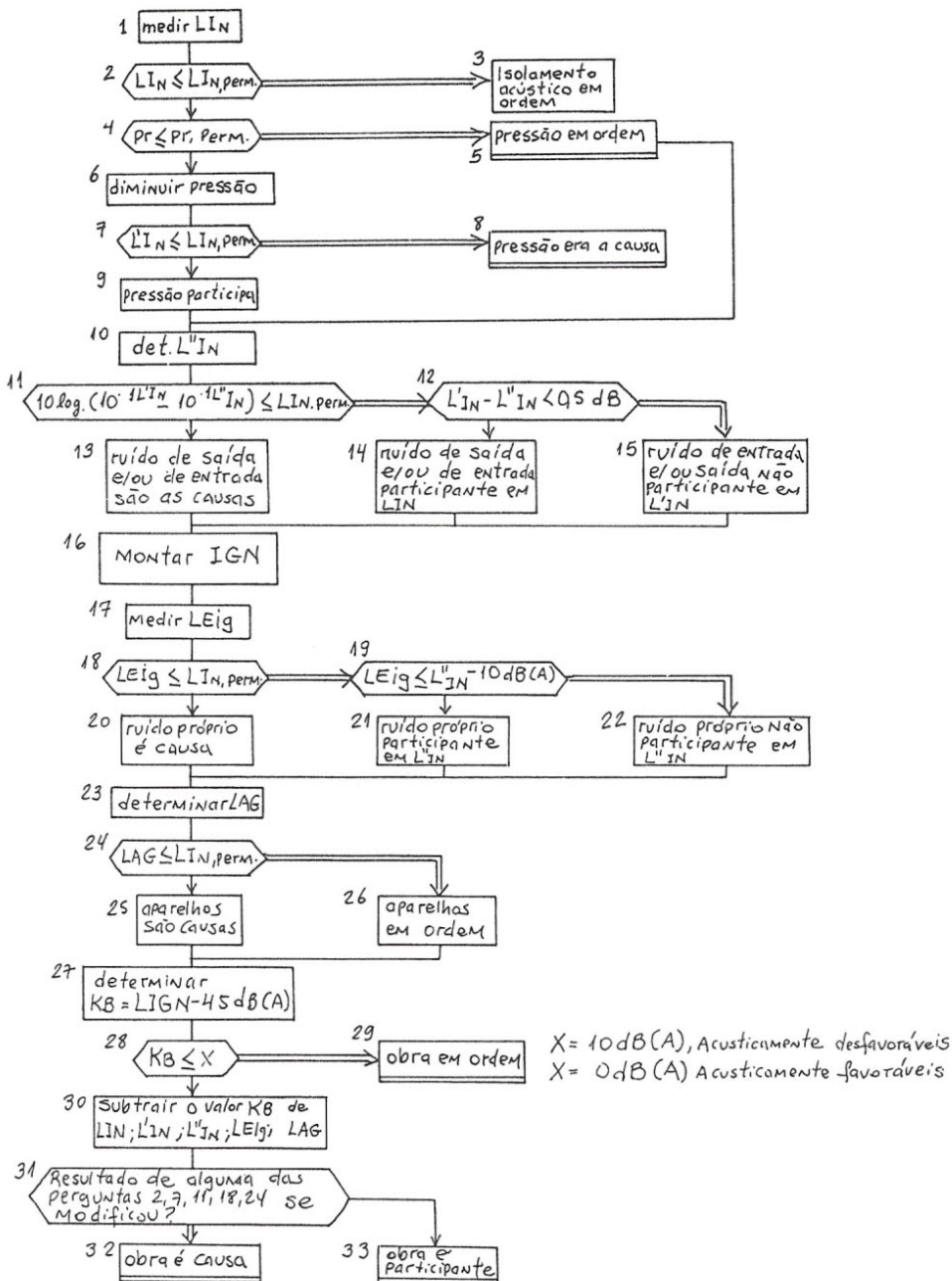
### Estágios

- Brüel & Kjaer : Medidas e Instrumentação em Acústica - 1966.
- Centre Scientifique et Technique du Batiment : Estudos sobre a Pré-Fabricação e Industrialização da Construção Acústica e Higrotérmica - Paris - 1957/1966/1967.

### Professor

- Composição Arquitetônica e Urbanismo.
- Acústica Arquitetônica.
- Física das construções .
- Engenharia de Controle de Ruído.
- Exigências Humanas na Construção
- Ruídos e Planejamento Urbano.
- Estruturação do curso de Arquitetura.
- Conforto Ambiental.
- Física Geral e Aplicada - Iluminação Artificial e Natural, Meteorologia e Climatologia, Higrotérmica e Acústica.
- . . . e demais títulos, prêmios e honorárias.

# FLUXOGRAMA PARA MEDIÇÃO DOS RUÍDOS EMITIDOS POR INSTALAÇÕES HIDRÁULICAS NA FASE DE CONSTRUÇÃO.



# Os Efeitos

## “ PERNILONGO E CASCATA ”

Prof. Pérides Silva  
CEFET - BELO HORIZONTE - MG

Quase todas as pessoas conhecem alguma coisa sobre o efeito do ruído no homem, nos animais e, até mesmo, nas plantas.

O som repercute no homem de várias maneiras:

- a) Sobre o aparelho auditivo;
- b) Sobre a atividade cerebral;
- c) Sobre os vários órgãos;
- d) Sobre a atividade física e mental.

### **A) Repercussão no aparelho auditivo :**

Se nos recordarmos do mecanismo da audição , verificaremos que o som atravessa um complicado sistema ou caminho, antes de atingir os centros nervosos cerebrais. Esse mecanismo é delicado e sua exposição à ação de um ruído pode causar-lhe aquilo que denominamos um “Trauma Acústico”. Esse trauma pode ser causado por uma exposição curta ou demorada, dependendo do tipo de fonte perturbadora.

Em certas indústrias como, por exemplo, as metalúrgicas, as siderúrgicas, as oficinas e em determinados tipos de serviços, como aqueles relativos a telefonia ou rádio-comunicação , a predisposição para dificuldades auditivas aumenta muito. Desse modo as estatísticas indicam que funcionários e operários que militam nos serviços das áreas acima enumeradas apresentam, em maior grau, perturbações auditivas.

Devem, portanto, ser submetidos a periódicos exames médicos, psicológicos e audimétricos a fim de afastá-los, temporariamente, de suas atividades, dando-lhes oportunidade de recuperação ou até mesmo de sua aposentadoria, em caso de lesões graves.

As CIPAS, (Comissão Interna de Prevenção de Acidentes), bem como o Ministério do Trabalho, através da Divisão de Fiscalização do Trabalho Industrial, estão ativamente empenhados em minorar ou até mesmo afastar as causas desses males.

## **B) Repercussão sobre as atividades cerebrais, com implicações psíquicas :**

O Dr. Foster Kennedy (\*), profundo estudioso do problema, assevera : “ As pessoas que gozam saúde podem adaptar-se às influências prejudiciais, apesar de não sentirem a fuga de energia e que a fadiga se aproxima, esgotando-se o limite de sua resistência.

A habilidade do nosso organismo em ajustar-se às diversas formas de barulho não implica na falta de ação do mesmo sobre os nossos nervos. Isso vem a favor da grande elasticidade e capacidade de adaptação do organismo humano aos estímulos do ambiente onde vive. Não é aconselhável, entretanto, sobrecarregar-se demais o aparelho auditivo ”.

Um fato importante, e que deve ser ressaltado, é que quanto mais débil for o organismo, tanto mais predisposto ele se tornará aos efeitos do ruído. Assim é que os velhos, as crianças e os doentes são mais vulneráveis à ação dos sons perturbadores. Até mesmo o efeito mecânico do ruído pode ser um fator prejudicial quando, por exemplo, o seu alto nível mascarar o nível médio local, aumentando o risco das pessoas não ouvirem os avisos sonoros ou gritos de alarme.

Sendo uma ação profundamente psicológica, a influência do ruído afeta as diversas pessoas de maneiras diferentes. Um indivíduo normal precisa dispensar mais ou menos uns 20 % de energia extra para efetuar uma tarefa, sob efeito de um ruído perturbador intenso.

Para recuperar-se o homem dorme. Entretanto, nas nossas cidades, nem mesmo quando o homem repousa, fica ele livre da ação do ruído, o qual age sobre o seu subconsciente e sobre o seu sistema nervoso, piorando suas condições de saúde, já abalada na luta diária, tornando-o, muitas vezes, um inadaptado urbano ou, quando não, mais um doente mental.

Sendo a ação do ruído curta ou prolongada, instantânea ou não, aguda ou grave, violenta ou imprevista, intensa ou não, as estatísticas demonstram que a alienação mental, causada por ele, aumenta, assustadoramente, nas grandes aglomerações urbanas.

## **C) Repercussão sobre vários órgãos :**

O ruído, além de prejudicar diretamente o aparelho auditivo e o cérebro, pode agir sobre alguns outros órgãos, as vezes, por ação reflexa, perturbando as funções neurovegetativas, com implicações no funcionamento orgânico.

Essa influência vai até a provocação de alterações na pressão arterial ou na composição hemática do sangue, de náuseas, cefaleia, vômitos, perda de equilíbrio e tremores.

As primeiras manifestações dos indivíduos, submetidos à ação do ruído, são a inquietude e a irritabilidade, podendo chegar até à alteração do metabolismo

basal, com distúrbios neuro - musculares.

Não raro, o indivíduo decaie de produtividade, perde apetite, é vítima de aerofagia, de insônia, de distúrbios circulatórios ou respiratórios e emagrece.

#### **D) Repercussão sobre a atividade física e mental :**

A influência do ruído na inteligência, principalmente na capacidade de atenção do indivíduo, reduz o rendimento do trabalho, tanto intelectual como fisicamente.

Assim, o tratamento acústico dos ambientes de trabalho é uma das condições primordiais para o aproveitamento dos estudantes nas escolas e da melhoria das condições de trabalho para funcionários de escritórios, bancos, lojas ou dos trabalhadores e operários nas indústrias.

Até o momento em que não se possa atingir os limites, recomendados, pelas normas, para níveis de ruído dos ambientes, torna-se necessário o uso de protetores auriculares. Este uso deve ser sempre temporário, nunca definitivo e somente utilizado quando houver esgotado todos os meios de controle. Esse uso ainda deve ser limitado a situações anormais de trabalho: inspeção e reparos, durante as obras de combate ao ruído ou situações temporárias, quando se tornar impossível usar qualquer outro meio.

O controle médico das condições auditivas dos trabalhadores das indústrias ruidosas, não tem somente função terapêutica mas, principalmente, preventiva. Para isso, usa-se o tratamento clínico, bem como meios de defesa ou de proteção individual, complementares como: capacetes, tampões e os já citados abafadores auriculares.

A solução técnica dos problemas de ruído interno, nos ambientes de trabalho, ou de ruído localizado, como o das máquinas, requer medidas especiais que atinjam, coletivamente, a todos.

Esse atendimento ao trabalhador, com a melhora de suas condições de trabalho, seja sob o ponto de vista físico como psicológico, redundará na diminuição de faltas, por doenças ou mesmo por acidente, com o conseqüente aumento da produtividade, isto é, canaliza mais lucros para o industrial prevenido e inteligente.

A ISO - "Internacional Standard Organization" - estabeleceu que o tempo despendido em um local, onde o nível de ruído for superior a 85 dB, seja reduzido à metade, para cada excesso de 3 dB. Se o limite de 8 horas é o estabelecido para 85 dB, então, por exemplo, 88 dB serão permitidos para 4 horas, 91 dB para 2 horas e 110 dB para menos de 2 minutos.

O transtorno causado pelo ruído incontrolado, nas grandes cidades, vem aumentando assustadoramente e o seu nocivo efeito psicológico vem agravando, dia a dia, a sua ação deletéria e subliminar sobre o consciente e o inconsciente das pessoas.

Com isso, o número de reclamações e de ações judiciais vem proliferando

geometricamente, já que a média ecológica propaga-se e o número de fontes geradoras de ruído vem aumentando, proporcionalmente.

Para combater o ruído indiscriminado e, muitas vezes, incontrolável, os homens legislam e criam normas e leis a serem respeitadas e obedecidas, limitando os seus níveis, de acordo com as diversas zonas de uma cidade:

- (1) Zonas estritamente residenciais;
- (2) Zonas de predominância residencial com alta e média densidade;
- (3) Zonas mistas, com densidade média;
- (4) Zonas mistas, com densidade alta;
- (5) Zonas com predominância industrial;
- (6) Zonas especiais.

A falta de entrosamento e comunicação entre os vários segmentos da sociedade, quer seja a nível municipal, estadual ou federal, tem causado sérios transtornos.

Para exemplificar, há alguns anos, o Município de Belo Horizonte, de comum acordo com a secretaria de Segurança Pública, do Estado de Minas Gerais, formulou uma norma que limitava o nível de ruído admissível, junto a bares, restaurantes e boites, em 25 dBA. Todo mundo sabe que, um nível desse não se encontra nem em altar de igreja do interior, aliás, nem mesmo, em certas câmaras anecóicas, mais comuns.

Tabela I a que se refere o art. 13 Inciso II, do Decreto no. 5893, de 16/03/88.

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

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 às 18h	Vespertino 18 às 22h	Noturno 22 às 7h
Residência unifamiliar	ZR1,ZR2,SE1,SE2	55	50	45 dBA
Res.unif. e multifamil. Horiz. e vert. até 2 pav	ZR3,ZR4,ZR4A ZR4B,ZR5, SE4	60	55	50 dBA
Res.unif. e multifamil. Horiz.e vert.com + de 2 Pav e aprov. > de áreas	ZR6, ZC1	65	60	55 dBA
Prédios com.res. e ind. com mais de 2 pav.	ZC2,ZC3,ZC4, ZC5,ZC6,SE3	70	60	60 dBA



Como eu era amigo pessoal do, então, Secretário de Segurança Pública, passei-lhe as normas vigentes em São Paulo e outras cidades e, oportunamente, a norma foi revogada.

Agora, a Câmara Municipal da mesma cidade e a COPAM estabeleceram novas normas e regulamentações, as quais aqui publicamos, para conhecimento, análise e discussão nacional: Trata-se do Decreto resumido na tabela I.

Um novo fato a ser estudado e analisado é o seguinte: "Um cidadão, indiciado judicialmente, por emissão de ruído, acima dos limites estabelecidos na tabela acima, contrata um técnico, levanta a situação local, trata acusticamente o seu estabelecimento, situando-o dentro dos limites estipulados nas normas e continua, depois disso, muitas vezes, a ser processado..." Esse fato deve-se, quase sempre, aos dois efeitos citados no tópico: o pernilongo e o cascata.

O efeito pernilongo é decorrente do fato de que, ao abaixar o nível de ruído, emitido no estabelecimento processado, a circunvizinhança passa a ouvir novos ruídos que, antes, estavam mascarados, pelo excesso de energia vigente, apesar desse novo nível haver atingido o limite legal.

Sendo o ato de ouvir profundamente psicológico, o cidadão reclamante, diante do sossego relativo alcançado, passando a escutar o mesmo ruído (agora rebaixado) ou os novos (os desmascarados), continua a briga, mesmo sem razão.

Talvez seja a consequência de um mote muito conhecido, corrente pelo Brasil afora, que afirma: 'o brasileiro dá um boi para não entrar numa briga e uma boiada para não sair dela...'

Em várias ocasiões, já presenciamos o chamado efeito pernilongo, principalmente, quando o rumoroso pernilongo pertence ao vizinho processado. O nosso pernilongo, não, é sempre mais bonitinho e seu zumbido é quase sempre, até agradável e muito *legal*.

A propósito, o "rock" pauleira do meu jovem filho, a 100 dB, seria um bálsamo para os nossos ouvidos, enquanto, uma sinfonia de Beethoven, a 60 dB, do maestro, ao lado, é extremamente, irritante e está, sempre, acima do limite legalmente admissível...

Por que, então, chamei o fenômeno de efeito pernilongo?

Ouvi a história de um cidadão que dormia num silencioso e sepulcral quarto, de uma fazenda do interior, quase aos níveis de câmara anecóica. Um pernilingo começou a sobrevoar-lhe e zumbir, irritantemente. Ele acendeu a luz, atirou-lhe toalhas e até o travesseiro e não conseguiu acertá-lo. Voltou à cama e o pernilingo, atacando sempre...

Desesperado e nervoso, deu-lhe um tapa, de mau jeito, e acertou no seu próprio pavilhão auditivo. Resultado: rompeu o seu tímpano...

Se verdade ou não, a história ilustra, muito bem, o efeito aqui descoberto, e dado a público, para análise e ruminação nacional pois, sabemos que a intensidade do nível de ruído do vôo do pernilingo é incapaz de mover o ponteiro do decibelímetro...

Entretanto, se um cidadão é capaz de automutilar-se devido ao diminuto e legal ruído de um pernilongo, o que não fará com a orelha do vizinho, provocador de ruído mesmo legalizado?

E o efeito cascata?

Em alguns casos, que participei, o estabelecimento processado, pela emissão excessiva de som, foi tratado acusticamente, e situado em condições legais.

Sabedor do fato, o reclamante, imediatamente, passa a reclamar da fumaça do fogão, que, anteriormente, existia, mas que, ainda, não o irritava...

Uma casa de *shows* noturnos, baixou o seu nível de ruído na divisa, de 85 dB(A) para 60 dB(A). Para isso, colocou ventilação mecânica e conseqüentemente, aumentou a vazão de ar, interna. O vizinho continuou o processo, agora, alegando o aumento do cheiro de cigarros, proveniente da casa.

Um clube foi processado pela vizinha que, ao saber que o nível de ruído, após às 22 horas, baixara para 38 dB, prosseguiu o processo, por causa das luzes que refletiam dentro do seu quarto de dormir.

Um banco, ao tratar acusticamente as suas torres de refrigeração está sendo solicitado agora a tratar o escapamento das chaminés do seu gerador, contra as gotículas, não queimadas e dispersas, de óleo diesel, que mancham o lençol da cama do vizinho, lá no 6o. andar do edifício adjacente.

Ao estudar a possibilidade de tratar a chaminé poluidora, recebeu um novo aviso de que o ruído dos transformadores, da subestação elétrica, também incomoda.

E assim, sucessivamente...

É o efeito cascata.

Infelizmente, existe ainda, um terceiro fator que agrava os dois efeitos aqui descobertos e denunciados.

Trata-se do fedor acústico.

O perfume acústico é bem conhecido. Foi decantado em um dos nossos encontros anteriores, quando um especialista contou a história de um arquiteto que edificou a sua mansão em um local ultra-tranquilo. Posteriormente, construíram uma rodovia, em rampa, a uns 800m de sua morada. Seu sossego virou um inferno. Fez tudo o que pode, a seu alcance, e o barulhão dos veículos, canalizado pelo vale, chegava à sua janela incomodando e martirizando-o. Um técnico em acústica resolveu o problema. Corria próximo a casa, um riacho de águas cristalinas, cujo leito foi desviado para passar junto ao jardim, próximo à janela do quarto de dormir, onde foi construída uma decorativa cachoeira, com roliças, bucólicas e encantadoras pedras milenares.

O barulho da mesma mascarou o ruído dos veículos, da maldita rodovia e, o arquiteto passou a viver feliz, para sempre. É o decantado perfume acústico

e nesse caso, o mascaramento foi positivo.

Quando o mascaramento torna-se negativo, invertem-se os papéis.

Um restaurante com música ao vivo, foi processado e fez o seu tratamento acústico, situando-o dentro dos limites legais da sua zona.

Um vizinho, a mais de 100 m de distância, com várias passagens em clínicas psiquiátricas, continua processando-o, apesar do ruído estar abaixo do limite tolerado no local.

Entre o vizinho e o restaurante existe uma avenida principal, de tráfego permanente que, mesmo às altas horas da madrugada, emite um ruído de fundo médio, entre 55 e 60 dB(A), junto ao reclamante.

São muito poucos os momentos em que o tráfego para e se pode medir o ruído de fundo real, que é da ordem de 45 dB(A), nesse mesmo local.

Como o pessoal encarregado pelo organismo fiscalizador, não tem tarimba e traquejo, acaba sempre medindo o ruído mascarador e o de fundo, juntos e o estabelecimento está com os dias contados para ser fechado, oficialmente.

Nesse caso, o ruído mascarador está sendo, altamente, negativo e o agradável e conhecido perfume acústico tornou-se fedor acústico.

Em outras palavras, o vizinho, reclamante, desesperado com o cheiro do adubo, está acabando com as rosas e as margaridas do jardim adjacente, onde a juventude curte o seu lazer, ouvindo a sua musiquinha agradável e repousante.

São *causas* da cidade grande, dessa sociedade que custa evoluir e, muitas vezes, degladia com ela mesma, sem uma solução efetiva à vista, já que a maioria das pessoas e, principalmente, dos responsáveis pela legislação e sua aplicação não está nem aí.

Concluindo, mesmo que a legislação sobre som, vigente no local, seja racional e adequada e que os infratores tratem acusticamente seus estabelecimentos, levando-os a níveis compatíveis com a mesma, inúmeras pendências judiciais, causadas pelo barulho, tem permanecido, muitas vezes injusta e indefinidamente, por motivos outros, que não os sonoros.

O que fazer com os efeitos pernicioso e cascata? E com o agravante fedor acústico?

Eis, a questão...

\* SAN H. HOOPER : " NOISE ITS EFFECTS AND COST, INDUSTRIAL HYGIENE FOUNDATION, MELLON INSTITUTE ", 1952, pag.7.

# Desenvolvimento de Força de Amortecedores Através da Análise de Conforto.

Eng. Claudio Alvarenga

COFAP - Cia Fabricadora de Peças - Divisão de Amortecedores  
Engenharia de Desenvolvimento do Produto

## RESUMO

O uso da análise de conforto de acordo com a norma ISO 2631, permite obter valores numéricos para a sensação de conforto do indivíduo, ao invés das avaliações subjetivas usadas normalmente. Desta forma, estamos desenvolvendo o uso de acelerômetros, gravadores e analisadores de espectro para a análise de vibrações, e em particular para a análise de conforto. Através desta técnica estamos conseguindo resultados bastante satisfatórios para a definição de amortecedores em novos veículos e também para a atualização de veículos já em produção.

## 1 Introdução

Para escolher o amortecedor ideal para um veículo, testam-se vários tipos, com forças diferentes em trechos de pistas conhecidos e constantes. Com isso, obtemos um amortecedor que apresenta as condições ideais de segurança e conforto. A subjetividade desta escolha pode ocasionar opiniões diferentes ou deixar margem à dúvidas.

Para evitar estes problemas, passamos a usar a norma ISO 2631, que fornece valores numéricos para a sensação de conforto dada por um determinado veículo.

Procuraremos apresentar agora algumas noções sobre os amortecedores e passaremos então para o detalhamento de nosso trabalho de análise de conforto.

## 2 Amortecedores

O que é amortecedor ?

O amortecedor é o elemento de ligação em conjunto com a mola, entre a massa não suspensa e a massa suspensa nos veículos automotores.

A massa suspensa é basicamente constituída pelo chassi e carroceria e a massa não suspensa os eixos e as rodas. (ver fig. 1)

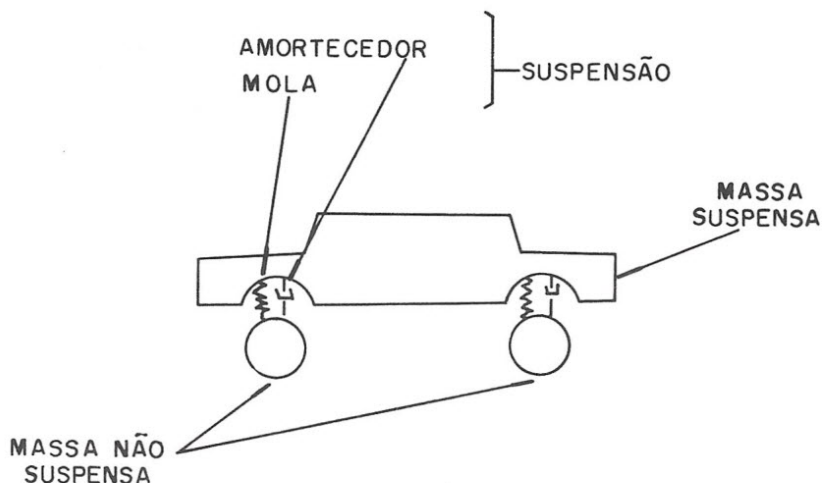


Figura 1: Modelo do Veículo

É constituído de dois tubos e uma haste com acionamento telescópico, e preenchido internamente de óleo especial.

Qual a função dos amortecedores ?

Um veículo sem os amortecedores ficaria incontrolável a medida que se movimentasse, pois as molas não dissipam energia suficiente e assim sendo, em função das excitações do piso o veículo não pararia de oscilar, e as rodas perderiam o contato com o solo continuamente.

A função do amortecedor é absorver parte da energia descarregada nas molas, de maneira a manter o veículo controlado (oscilando menos) e garantindo o contato das rodas com o solo, garantindo assim a segurança dos passageiros.

Além dessa função principal, o amortecedor assim como a mola, também é responsável pelo conforto do veículo, pois as suas válvulas internas podem ser calibradas da melhor maneira possível, em função dos tipos de piso e das características do veículo que se encontra, obtendo o melhor compromisso conforto/segurança.

### 3 Medição de Conforto

Em uma avaliação de conforto, temos que ter em mente, qual o objetivo da medição, pois temos três tipos de limites de exposição às vibrações que são: Limite de redução de conforto, Limite de fadiga - redução de eficiência e Limite de exposição (saúde ou segurança). Esses critérios devem ser usados em função da utilização do veículo.

A faixa de frequência a que nos atermos é de 1 a 80 Hz. Alguns cuidados básicos deverão ser tomados para se evitar erros de medição, como utilizar trechos bastante representativos de pistas e sempre fazer as comparações no mesmo trecho, utilizar uma almofada semi-rígida entre o assento e o passageiro, de maneira a captar todas as excitações a que este está sujeito, e procurar manter sempre o mesmo padrão para o passageiro (peso).

As medições são feitas sempre em três eixos ortogonais definidos, como na figura 2.

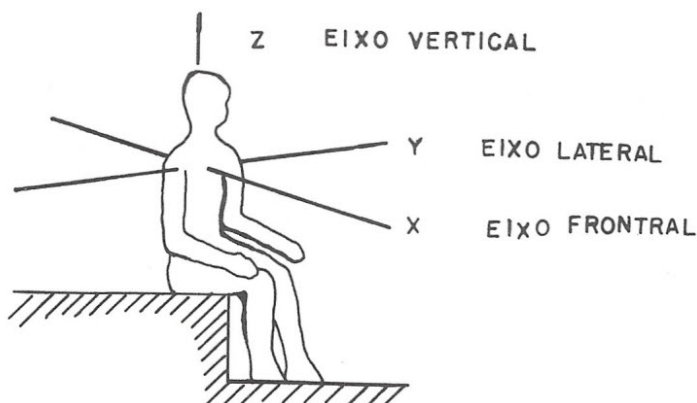


Figura 2: Sistema de Eixos de Medição

Para isso utilizamos três acelerômetros dispostos um em cada eixo, como na figura 3.

Estes acelerômetros são colocados dentro de uma base composta por poliuretano expandido e compensado de madeira, formando um assento semi-rígido. (ver fig. 4)

Essa almofada é conectada a um sistema de amplificadores e a um gravador,

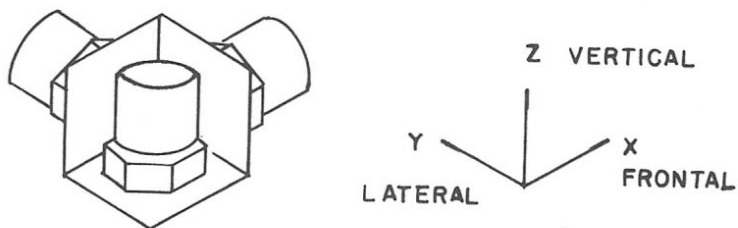


Figura 3: Base com Acelerômetros

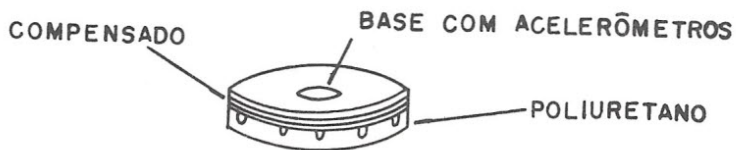


Figura 4: Assento Semi-Rígido

onde após as devidas calibrações são armazenados os dados em fita magnética, conforme a figura 5.

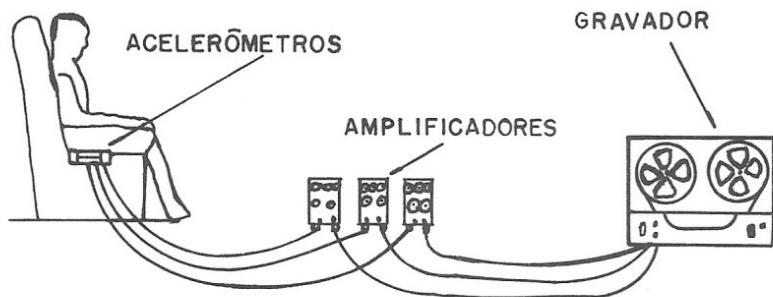


Figura 5: Esquema de Montagem Utilizado

Após a realização das medições a fita é levada ao laboratório e analisada em um analisador de espectro. (ver figura 6)

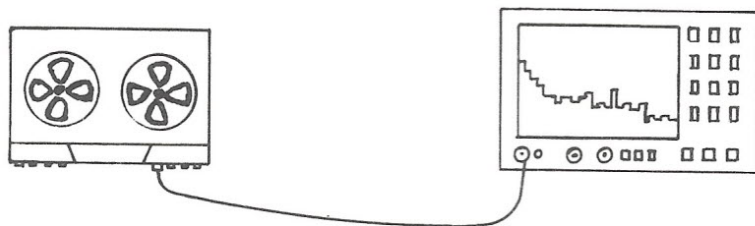


Figura 6: Gravador e Analisador

Os resultados obtidos são comparados com os gráficos dados norma. (ver figura 7 e 8)

Quando comparamos as amplitudes obtidas do sinal de aceleração para toda a faixa de frequência de interesse, teremos um valor crítico de horas por dia que uma pessoa pode permanecer neste veículo sem se sentir desconfortável, fatigado ou ter problemas de saúde, de acordo com critério utilizado.

O valor crítico é aquele que dá o menor tempo nos 03 eixos.



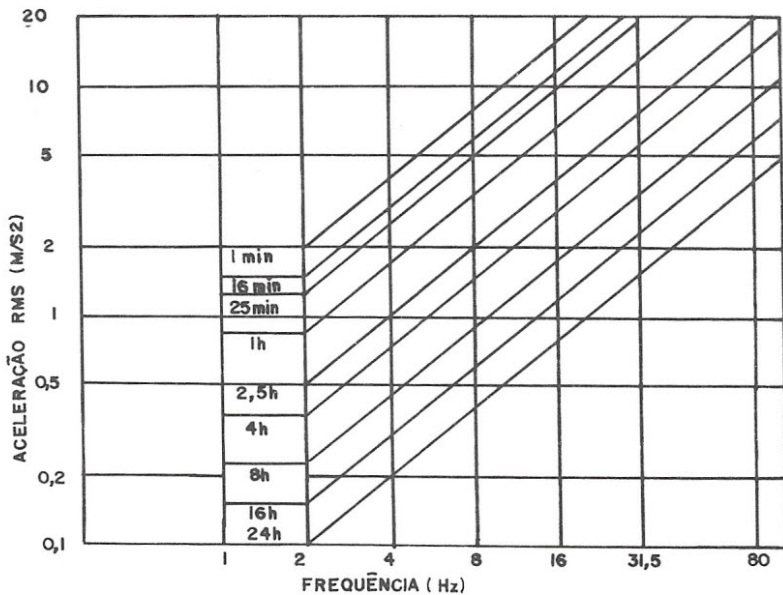


Figura 7: Limites de Aceleração no Eixo X e Eixo Y da Norma ISO 2631

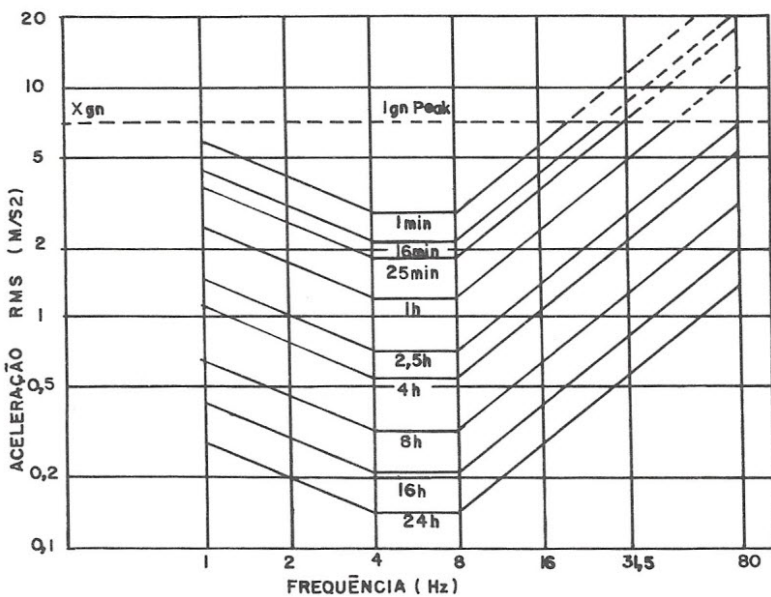


Figura 8: Limites de Aceleração no Eixo Z da Norma ISO 2631

## 4 Aplicação

### 4.1 Avaliação de Conforto da Cabine de Caminhões

Nesta medição procuramos analisar várias propostas de suspensão, tanto para o veículo quanto para a cabine. Vamos medir tanto no banco do passageiro quanto no do motorista, que tem um amortecimento extra.

Os dados obtidos nesta medição, serão usados para escolher o melhor conjunto de suspensão para o caminhão. (ver figura 9)

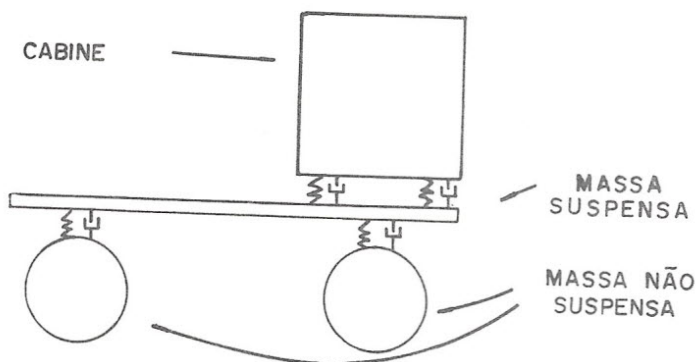


Figura 9: Modelo do Caminhão

Vejamos os resultados obtidos através de comparação gráfica das acelerações encontradas em cada proposta e dos limites de aceleração dados na norma.

Foi utilizado o limite de fadiga, pois o caminhão é um veículo de trabalho.

Podemos observar que o melhor resultado foi obtido na versão com a cabine e a suspensão traseira modificadas, onde o motorista suporta 8 horas/dia e o passageiro suporta 5 horas/dia pela norma de fadiga.

### 4.2 Medição Comparativa de Vibração Lateral em Ônibus

Neste caso específico ao invés de colocarmos um acelerômetro triaxial no assento, colocamos apenas um acelerômetro no eixo Y no teto do ônibus, que é a posição mais sensível para o problema de vibração lateral que desejamos medir. (ver figura 10)

PROPOSTA	MOTORISTA (Hora/Dia)			PASSAGEIRO (Hora/Dia)		
	X	Y	Z	X	Y	Z
Cabine Normal e Suspensão Normal	6	24	8	6	24	3
Cabine Nor. e Susp. Traseira Modificada	8	24	7	6	24	5
Cabine Modificada e Suspensão Traseira Modificada	8	24	8	8	24	5

Tabela 1: Análise das Propostas

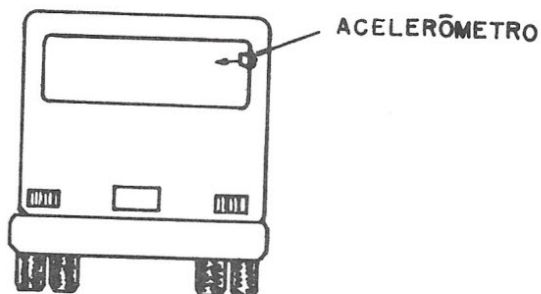


Figura 10: Ônibus Instrumentado

Usamos a norma de conforto apenas para ter uma idéia do que está acontecendo, mas é necessário observar que os valores obtidos serão piores do que o normal, pois a medição não foi feita no banco.

Colocamos o acelerômetro no teto apenas para ter maior sensibilidade e foi colocado apenas no eixo Y, porque este era o único eixo que estava ocasionando problemas.

Vejam os resultados obtidos para os 02 amortecedores:

PROPOSTAS	EIXO Y
Amortecedor Normal	25 Min. / dia
Amortecedor Proposto	5 Horas / dia

Tabela 2: Análise das Propostas

Vemos que tivemos um grande ganho, pois o amortecedor normal apresentava uma vibração suportável por apenas 25 min. por dia, enquanto que o amortecedor proposto era suportável por 5 horas por dia ( estes valores devem ser usados apenas para comparação ).

## 5 Comentários

Neste tempo que temos usado a norma de conforto (5 anos) verificamos que demorávamos muito tempo para obter os resultados, já que precisávamos fazer a medição, a análise, a comparação gráfica e então o relatório.

Para conseguirmos atender nossos clientes mais rapidamente desenvolvemos uma sistema computadorizado que permite reduzir muito o tempo necessário para este trabalho.

Este sistema é ligado aos amplificadores de sinal e faz a análise em campo, fornecendo praticamente em tempo real o valor em horas da análise de conforto. (ver figura 11)

O computador armazena os dados obtidos para a geração do relatório em laboratório.

Podemos ver na figura 12 um gráfico de análise de conforto realizado neste sistema.

## 6 Conclusões

O desenvolvimento de forças de amortecedores está sendo feito através da análise de várias propostas com forças diferentes, visando-se obter o melhor compromisso entre a segurança e o conforto do veículo.

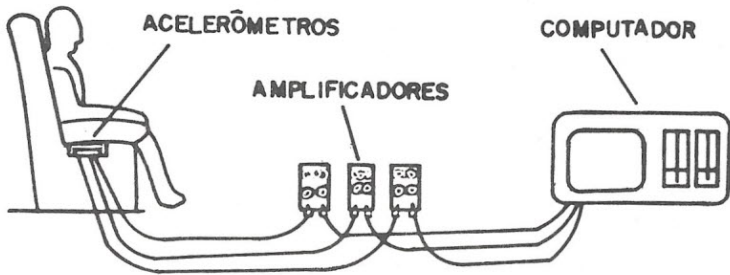
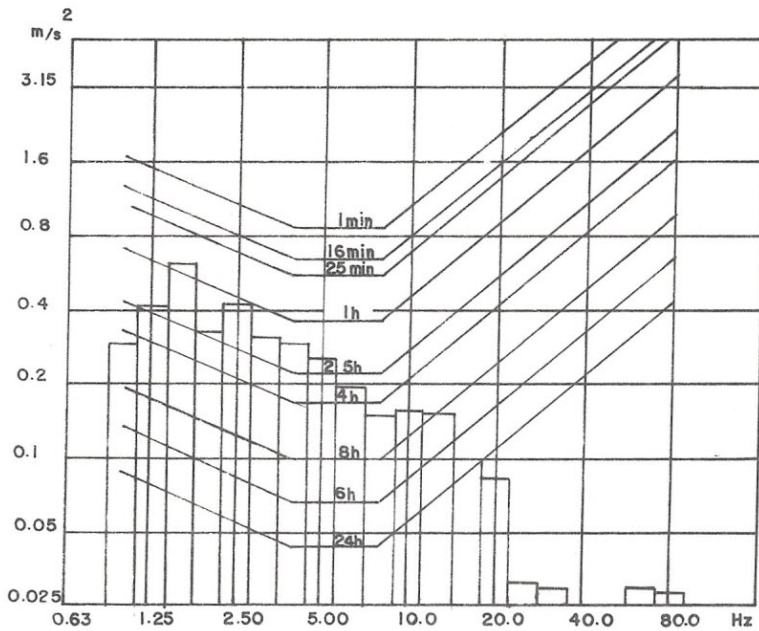


Figura 11: Esquema de Montagem Utilizado

ANÁLISE DE CONFORTO



LIMITE TEMPO: 50 minutos

Figura 12: Relatório de Análise de Conforto Feito pelo Computador

Estamos usando os conceitos da norma de conforto há mais de 5 anos, e verificamos que os valores obtidos estão condizentes com a realidade e o nosso objetivo de obter valores numéricos para avaliações de conforto foi alcançado.

Estamos procurando nos aprimorar nesta técnica ainda mais, para podermos realizar todos os trabalhos que nos são solicitados de uma forma rápida e confortável.

## 7 Bibliografia

- [1] International Standard ISO 2631  
Guide for the evaluation of human exposure to whole - body vibration -  
Second edition - 1978.
  - [2] Gerges, Samir N.Y. - apostila do curso Intensivo sobre Processamento  
e Análise de Sinais. Universidade Federal de Santa Catarina e Brüel &  
Kjaer do Brasil - 1985.
  - [3] Bragatto, Luiz Antonio - apostila do curso de Vibrações Mecânicas, pro-  
cedimentos de Registro e Análise - Cepstrum Engenharia - 1988.
  - [4] Apostila do Curso de Avaliação da Exposição e Vibração Instituto  
Brasileiro de Gerência de Riscos.
- 

### Na Próxima Edição da Revista:

## O Poder da Energia Sônica nas Aplicações Industriais.

É cada vez mais freqüente a utilização do som em processos industriais, especialmente em sistemas automáticos de limpeza.

A procura de novas tecnologias que eliminem ou diminuam o tempo de parada para manutenção de equipamentos, e que melhorem a performance dos processos por manter superfícies mais limpas estão fazendo surgir e se desenvolver rapidamente a aplicação do som de baixa freqüência entre 20 Hz a 230 Hz em níveis de 145 dB em várias utilizações tais como: limpeza de curvas de tubulação industrial, incluindo centrais de lavagem de poeiras, silos de leite em pó, etc. Tem também freqüente aplicação na limpeza das pás dos exaustores de gás de caldeiras das fábricas de cimento e outros.

# MODELO DE ESTRES POR RUIDO. UNA APROXIMACION AMBIENTAL AL ESQUEMA DE RAHE

Hernán Costabal (1), Sylvia Seballos (1) y Pedro Matamala (2)

(1) Universidad de Santiago de Chile  
Facultad de Ciencia - Departamento de Física  
Avda. Ecuador, 3493 - Casilla 307, correo 2  
Fax (56) (2) 763322, Santiago - CHILE.

(2) HospitalMutual de Seguridad  
Departamento de Medicina del Trabajo  
Santiago - CHILE.

## SUMMARY

The present work based on Rahe's scheme utilizes an optical analogy of stress as a human effects of noise. Developing a life stress and illness model under a new environmental domain, which identifies the specific variables from a subjects exposure to a stressor to the eventual reporting of an illness, such as: (1) the "urban" stressor sources; (2) the "mediator factors" as defense mechanisms; (3) the "adaptive task" (categories) on the psychophysiological responses; (4) the "secondary effects" (after-effects) at the dysfunction illness level; (5) the fundamental disease-illness "range".

## RESUMEN

El trabajo presenta un nuevo modelo óptico de estrés por ruido basado en el esquema de Rahe. Se aplica en un dominio ambientalista más específico, identificando: (1) las fuentes estresoras en el Ambiente Construido; (2), los Factores Mediadores como mecanismos de defensa; (3) los Problemas Adaptativos (categorías) en las respuestas psicofisiológicas; (4) los Efectos Secundarios (after effects) o esfuerzos adaptativos en la etapa de disfunción; (5) la categorización fundamental de la Enfermedad.

## 1 El Ruido como Factor de estrés.

El ruido es fundamentalmente un sonido no deseado, es cualquier sonido que produce molestia, dificultad en la comunicación o interferencia en el rendimiento de tareas.

El mismo estímulo sonoro puede ser percibido subjetivamente como ruido por algunos y como sonido por otros, se trata de un sonido que provoca efectos corporales, molestos o adversos. Este punto es importante ya que el ruido puede ser factor de estrés subjetiva u objetivamente, o ambos. Ahora, en términos de información el ruido es un sonido que sobrecarga al sistema nervioso central, la recepción del estímulo puede ser influenciada por dos clases de estados cognitivos característicos, como las influencias comunes transitorias y las cualidades propias del individuo. Las primeras comprenden la alerta mental, desde la vigilia al sueño, la ansiedad, las actividades del individuo, el significado de los estímulos evocados por asociación de las regiones de la memoria de la corteza y el grado de control percibido del estímulo, ya que si falla, aparece una sensación de desamparo, y por último, la valoración social y actividades hacia las fuentes de estímulos.

El nivel de alerta mental es influenciado en forma independiente del estímulo sea o no conscientemente percibido como un factor de estrés. En el caso de sueño temprano, el ruido provoca respuestas de orientación y defensa sin despertar al sujeto. En el otro extremo un individuo ansioso puede experimentar una gran sensibilidad al estímulo sonoro.

En el actividad motora de un individuo influye el estado cognitivo sonoro cuando la tarea es compleja y con niveles de excitación bajos cuando se realiza una tarea simple o rutinaria.

El significado del sonido es uno de los factores más importantes para determinar la respuesta subjetiva. El factor de amenaza y su simbolismo individual adquieren relevancia especial.

## 2 Un Modelo Ambientalista

El valor del esquema de Rahe (1978) es que incorpora sistemas de niveles pertinentes para conceptualizar la respuesta humana a los factores de estrés, desde el punto de vista orgánico a niveles sociales, permitiendo Así La inclusión de datos objetivos y subjetivos. Refleja además las realidades clínicas, sin descuidar los factores sociales que influyen para que la respuesta sea o no patológica Westman (1981). Sin embargo, se hace necesario enfocar el problema en un nuevo marco conceptual más amplio como es el de la psicología ambiental Osicamp (1985), Darley (1985), Shaver (1985).

En primer lugar, se han demostrado variaciones en el estado cognitivo individuales, en la forma en que el estímulo es procesado. La sensibilidad al ruido está relacionada con factores de la personalidad como la empatía, creatividad, intelecto. Existe dentro de la población normal un 4% y 6% que es particularmente sensitiva al ruido. Para estos individuos el estímulo sonoro puede llegar a tener efectos en su salud mental, Glass (1972), como los pacientes con antecedentes de infarto cardíaco y esquizofrenia, Arguelles (1970).

Los resultados implican introducir mejoras en el modelo. Se sugiere agregar



un nuevo filtro polarizador al estado cognitivo, capaz de filtrar individualmente la intensidad del estímulo sonoro, dependiendo del grado en que el evento es percibido como amenazante, dañino o desafiante lo cual nos conduce a la consideración de un conjunto de variables mediadoras, tales como las actitudes hacia el ruido, la experiencia anterior en relación con él, la anticipación de sus consecuencias y la evaluación patológica. Lo que desencadena la reacción de estrés, no es tanto el estímulo en sí, sino más bien la interpretación o valoración que se haga del ruido en relación, sobre todo con su capacidad de amenaza sobre el organismo y la capacidad individual para hacerle frente.

En relación a los mecanismos de defensa y bajo una óptica ambientalista, Lazarus (1977) ha propuesto distinguir varios procesos mediadores. Unos procedentes del ambiente propiamente dicho y que tienen que ver con los recursos ambientales de que se dispone para hacer frente a las demandas externas, tales como los sistemas de soporte social o institucional. Un segundo conjunto de variables intermedias de corte fisiológico, automáticos e inconcientes, tales como el reflejo acústico, la inhibición de la corteza cerebral y tensión muscular, entre otras.

El tercero de los mediadores psicológicos es el proceso de adaptación de enfrentamiento a las exigencias ambientales, el proceso de planificación y preparación ante lo que se avecina, que tiene dos manifestaciones básicas: unas directas, por medio de las cuales se intenta manipular o alterar la relación con la situación como por ejemplo huida, cambio de escenario, enfrentamiento, y otras indirectas, en las que el individuo se acomoda a la nueva situación alterando su ambiente interno como por ejemplo el uso de drogas, alcohol, relajación, meditación, uso de protectores auditivos, etc.

En el modelo ambientalista de Congruencia de Stokols (1980) está nítidamente demostrada la interacción ambiente conducta, es decir, la medida en que un ambiente se acomoda, facilita o dificulta la consecución de metas y planes de sus usuarios. La congruencia ambiental depende directamente del control y la significación ambiental, un pequeño ruido como una gotera durante la realización de una tarea o durante el descanso puede ser mucho más distorsionante que el ambiente ruidoso de una discoteca. Luego, es el significado del estímulo y no su naturaleza ni intensidad la que condiciona la respuesta del individuo, Cohen (1980). A estas variables es necesario añadir una dimensión temporal referida a la duración real de estimulación y al tiempo en que el sujeto les hace frente. En definitiva, en esta fase, nuestro modelo es un contexto más ambientalista define los mecanismos de defensa de Rahe como Factores Mediadores (ambientales, fisiológicos y psicológicos) representados por una lente divergente capaz de dispersar, absorber y reflejar el impacto estresante.

El estímulo que no es dispersado, absorbido o reflejado pasa y provoca, según el modelo de Rahe, una variedad de reacciones psicológicas y están representadas por una Caja Negra. Sin embargo, es necesario intentar explicar bajo nuestra óptica lo que acontece con estas respuestas psicofisiológicas. En un dominio ambientalista, Cox (1978) introduce el concepto de Problemas Adap-

tativos causados al organismo, y estos pueden ser categorizados en seis grupos:

- Efectos Subjetivos (Disconformidad, intranquilidad, sobresalto, protesta).
- Efectos Conductuales (Propensión a los accidentes, drogadependencia, conducta impulsiva).
- Efectos Cognitivos (bloqueo mental, dificultad en la toma de decisiones, falta de concentración, olvido).
- Efectos Fisiológicos (Reflejo acústico, transpiración, tensión muscular, elevación de la presión arterial, cambios en los lípidos séricos, cortisol, glicemia).
- Efectos sobre la Salud (Hipertensión arterial permanente, otros transtornos funcionales y mentales).
- Consecuencias a Nivel de Organizaciones (pobreza de relaciones industriales o institucionales, baja productividad, aumentando de accidentes laborales, insatisfacción laboral).

Se sugiere reemplazar la Caja Negra por una lente convergente que absorbe parte del elemento estresante, las líneas que emergen de ésta son factores específicos de estrés que comienzan a indicar respuestas psicofisiológicas.

Luego el tercer filtro polarizador del esquema, explica como el sujeto colabora para absorber aún más algunas de estas reacciones fisiológicas, como por ejemplo el uso de técnicas de relajación, absorbiendo por la tanto la tensión muscular. En el orden social la regulación del estímulo puede lograrse a través de la participación del individuo en la comunidad, transformándola en un entorno más favorable (calidad de vida).

Las reacciones psicofisiológicas prolongadas no se absorben y llevan al órgano a la disfunción y eventualmente a la aparición de síntomas psicológicos y somáticos. En el nuevo escenario es necesario enfatizar que la fuerza nociva para la salud es fuertemente dependiente del tiempo, la amenaza se basa en su constante y prolongada repetición (régimen permanente), lo que en definitiva puede producir el mismo efecto dañino que aquellos estresores súbitos y repentinos (terremotos, epidemias, confinamiento prolongado, muerte de un ser querido, etc.).

Como consecuencia del esfuerzo que el organismo desarrolla para hacer frente a la situación estresante, se puede producir un efecto negativo redundante sobre dicho organismo. Estos son los efectos secundarios (After effects) del estrés que se inducen como consecuencia del Esfuerzo Adaptativo del individuo, esta sobrecarga sensorial (para el sistema nervioso central) se produce cuando son sobrepasados tanto los Factores Mediadores como la regulación. En este marco de referencia, los impulsos sensoriales son el estímulo Sonoro mismo y la Información que este tiene, el sentido simbólico o de significado especial.

La sobrecarga se produce por un exceso en el número de estímulos, de su significado, o de ambos. Esta sobrecarga es desgraciadamente habitual en la vida urbana de las grandes ciudades (jets, compresores de aire, sirenas, músicas rock y tráfico en general), son fuentes sonoras incontrolables e imprevisibles.

El nivel de ruido total puede no ser peligroso para la audición, pero el soportar cotidianamente el ruido laboral, de transporte, del hogar, etc., puede traducirse en frustración, agresividad, irritabilidad, desesperanza, y aún cólera, Baun (1982).

Finalmente, la disfunción resultante de los estresores sónicos puede ser una función directa del estresor o indirecta como resultado de la activación y progresión del síndrome de adaptación general (SAG). En el modelo, esta última fase se ilustra por una escala que puede ser lineal dependiendo de la relación respuesta de tensión del organismo a los estresores sónicos y las posibles fallas del manejo efectivo de esta tensión. Fig.1.

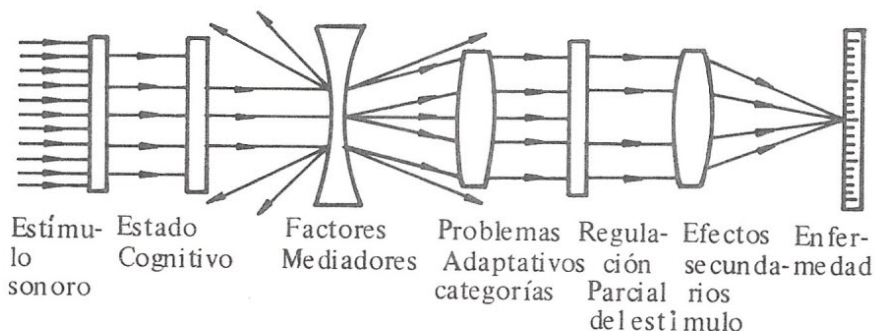


Figura 1: Modelo ambientalista de estrés por ruido

### 3 Referencias Bibliograficas

- [1] Arguelles, A.E.; Martínez, M.A.; Pucciarlelli, E. and Disisto, M.V. Endocrine and Metabolic Effects of Noise in Normal, Hypertensive and Psychotic Subjects. *Physiological Effects of Noise*. Plenum Press, New York, 1970.
- [2] Baum, A; Epstein, Y.M. *Human Response to Crowding*. Lawrence Erlbaum, Hillsdale New Jersey, 1978.
- [3] Baum, A. *Environmental Stress and Health: is there a relationship ? Social Psychology of Health and Illness*, LGA, Londres, 1982.

- [4] Blanco, A. " Introducción a la Psicología Ambiental ". Alianza, Madrid, 1986.
- [5] Cohen, S. Cognitive processes as determinants of environmental stress. Stress and Anxiety. Hemisphere Publication, Washington D.C. 1980.
- [6] Cox, T. Stress. Mc.Millan, New York, 1978.
- [7] Darley, J.M.; Gilbert, D.T. Social Psychology, in G. Lindzey and E. Arowson. Handbook of social psychology, vol.2 Randow House, New York, 1985.
- [8] Feldman, R.S. Social Psychology, Mc Graw-Hill, New York, 1985.
- [9] Glass, D.C.; Singer, J.E. Behavioral Aftereffects of impredectable and incontrollable aversive avents. American Scientist, 1972. Urban Stress: Experiments on noise and social stressors. Academic Press, New York, 1972.
- [10] Jiménez, F. Psicología y Medio Ambiente. CEOTMA, Madrid, 1981.
- [11] Kryter, K.D. The effects of noise on man, Academic Press, new York, 1985.
- [12] Lazarus, R.; Cohen, J. Environmental Stress. Human Behavior and Environment. Plenum Press, New York, 1977.
- [13] Oskamp, S. Applied social psychology. Prentice Hall, New York, 1984.
- [14] Rahe, R.H.; Arthur, R.J. Life change and illness studies: Past History and future directions. J. Hum Stress, 4, 1978.
- [15] San Martín, H. La crisis mundial de la salud. Karpos, Madrid, 1982.
- [16] Shaver, K.G. Principles of social psychology. LEA, Hilldale, New York, 1985.
- [17] Stokols, D. The use of intrapersonal and contextual theories in social psychology. Advances in applied social psychology, Lea, New Jersey, 1980.
- [18] Westman, J.C.; Walters, J.R. Noise and Stress: A comprehensive approach. Environmental Health perspectives, 41. 1981.

### AGRADECIMIENTO

Los autores agradecen el financiamiento otorgado por la direccion de investigaciones científicas y tecnologicas (DICYT). de la Universidad de Santiago de Chile y al International Centre For Theoretical Physics (I.C.T.P.) para llevar a cabo esta investigacion.

# Diagnóstico de Desalinhamento em um Acoplamento de Disco Usando Análise por Órbita e por Espectro de Freqüência

Márcio Tadeu de Almeida - D.Eng.  
José Juliano de Lima Jr. - M.Sc.  
Escola Federal de Engenharia de Itajubá  
Depto de Engenharia Mecânica  
Av.: BPS, 1303 - Bairro Pinheirinho  
Fone: (035)622-1966 - R: 130

## RESUMO

Neste artigo foi realizado um estudo de identificação das freqüências de vibração para desalinhamento de acoplamento. Foram realizados experimentos visando diagnosticar esse defeito, através do espectro de freqüência em tempo real e da órbita do eixo, usando um sistema de aquisição de dados; os componentes a  $2xN$  e  $4xN$  foram os que apresentaram maior variação com o desalinhamento.

## 1 Introdução

Uma importante fonte de vibração, em máquinas rotativas é o desalinhamento. Nas montagens mecânicas, geralmente, têm-se vários eixos, mancais e acoplamentos, com características dinâmicas diferentes. Quando o conjunto opera, aparecem forças de interação, que acabam causando vibrações.

O "alinhamento perfeito" entre os eixos, acionador e acionado, não existe na prática. Conseqüentemente, os equipamentos trabalham sempre com um desalinhamento, dentro de limites toleráveis (desalinhamento residual). Então, para transmitir potência de um eixo a outro, deve-se usar de preferência um conector mecânico flexível, que permita fácil montagem e desmontagem das máquinas conectadas, que possibilite o isolamento da vibração torcional, absorva (ou isole) o movimento de contração e expansão axial, e que absorva o desalinhamento angular, paralelo ou combinado. Este conector é conhecido como Acoplamento Flexível.

O desalinhamento sempre atua como uma pré-carga unidirecional sobre o eixo. Esta pré-carga é definida como uma carga direcional ou força aplicada

sobre eixos rotativos, podendo ser dividida em duas categorias básicas: externa e interna.

A pré-carga externa é gerada, quando uma força é aplicada ao eixo, através de um elemento de acoplamento. Nesse caso, tem-se desalinhamento paralelo, angular ou combinado. A magnitude desta pré-carga é uma função do alinhamento obtido, como também, do tipo e condição do acoplamento. A mais alta magnitude é conseguida, com um acoplamento rígido, e a mais baixa com um acoplamento flexível.

A pré-carga interna é gerada por forças internas, quando a máquina está em operação. Como, por exemplo, tem-se: reação ao torque e forças nos dentes de engrenagens, associadas a redutores de velocidades, distorções da carcaça de uma máquina, provocando a ação do selo interno sobre o eixo e forças aerodinâmicas e hidráulicas.

## 2 Análise por Órbita

Uma fonte indicadora da presença da pré-carga é conseguida com o uso de sensores de proximidade, posicionados perto dos mancais. Algumas órbitas típicas, causadas por pré-carga na direção vertical, são apresentadas na fig. 1.

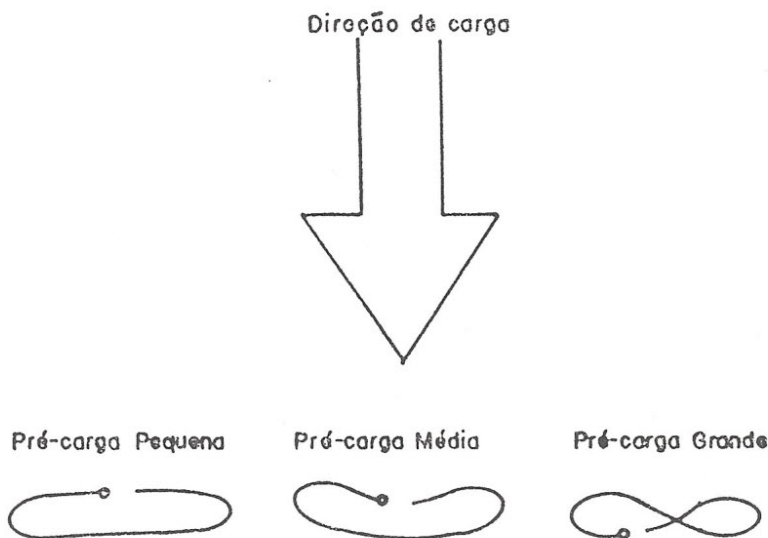


Figura 1: Órbitas Típicas do Desalinhamento

### 3 Análise por Espectro de Freqüência

Está-se interessado em determinar a freqüência de vibração do desalinhamento. Os eixos das máquinas são conectados por acoplamentos, conseqüentemente, para determinar tal freqüência, estudar-se-á o comportamento dinâmico de três tipos de acoplamentos. A seguir, serão analisados : a Junta Universal, o Acoplamento de Engrenagens e o Acoplamento de Disco Flexível.

#### 3.1 Junta Universal

A fig. 2 mostra a conhecida Junta Universal ou Junta de Hooke ou Cardan. Ela consta de duas forquetas, que são os membros conhecidos como acionado e acionador, e uma cruzeta, que é a peça de conexão. Então, o eixo de acionamento é ligado ao eixo acinado, por meio da cruzeta de conexão.

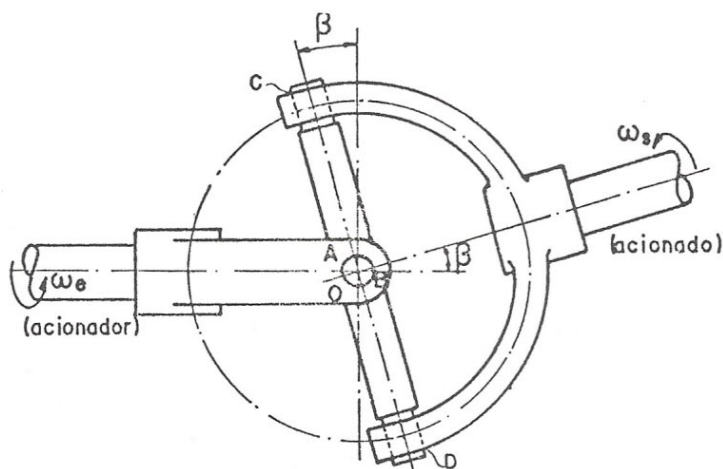


Figura 2: Junta de Hooke

As linhas de centro dos eixos se interceptam em O, produzindo o ângulo do eixo  $\beta$ . Os extremos da cruzeta se ligam a forqueta de acionamento, nos pontos A e B, e a forqueta acionada em C e D.

Designando por  $\phi$  o arco, através do qual gira o eixo acionador e de acordo com a Regra de Napier para ângulos retos e triângulos esféricos, vem:

$$\operatorname{tg} \phi = \cos \beta \operatorname{tg} \theta \quad (1)$$

Diferenciando

$$\frac{d\phi}{dt} \sec^2 \phi = \frac{d\theta}{dt} \cos \beta \sec^2 \theta \quad (2)$$

como,

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega_s \text{ e } \frac{d\phi}{dt} = \omega_e,$$

tem-se:

$$\frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{\cos\beta}{1 - \text{sen}^2\theta \text{sen}^2\beta} \quad (3)$$

Expandindo a Eq. 3 em série de potência e convertendo-se essa série, em uma série que seja, exclusivamente, função de múltiplos de  $\theta$ , tem-se :

$$\frac{\omega_s}{\omega_e} = \cos\beta [A_0 + A_2 \cos 2\theta + A_4 \cos 4\theta + A_6 \cos 6\theta + A_8 \cos 8\theta + \dots] \quad (4)$$

Por exemplo, fazendo-se  $\beta = 15^\circ$ , tem-se:

$$\begin{aligned} \frac{\omega_s}{\omega_e} = & 1,000 - 3,467 \cdot 10^{-2} \cos 2\theta + 6,008 \cdot 10^{-4} \cos 4\theta - \\ & + 1,041 \cdot 10^{-5} \cos 6\theta + 1,773 \cdot 10^{-7} \cos 8\theta \end{aligned} \quad (5)$$

A Eq. 5 mostra que a frequência circular do eixo acionado é uma função de várias harmônicas da frequência circular do eixo acionador. Como os coeficientes dos termos  $\cos 4\theta$  a  $\cos 8\theta$  são pequenos, em comparação ao coeficiente do termo  $\cos 2\theta$ , diz-se que o desalinhamento produz vibrações a duas vezes à velocidade de rotação da máquina.

### 3.2 Acoplamento de Engrenagens [07]

Tradicionalmente, o acoplamento de engrenagens é empregado como elemento de acoplamento flexível, em muitos processos químicos. Isto é devido ao seu custo relativamente baixo e à sua capacidade de transmitir altos torques, a velocidades moderadas, enquanto acomoda o desalinhamento.

Segundo, Gibbons [08], Mancuso [10] e Bloch [04], quando o acoplamento de engrenagens está desalinhado, são desenvolvidos três momentos. O desenvolvimento desses momentos e suas fórmulas são dados por Bloch [04]. A modificação dessas fórmulas foram feitas por Calistrat [06].

A equação de Blach, para o momento que resiste ao desalinhamento, é:

$$M_r = \frac{2Tq}{D_p} \cdot \frac{\delta_o}{2} \quad (6)$$

Onde:

$T_q$  é o torque transmitido;

$D_p$  é o diâmetro primitivo do acoplamento e

$\delta_o$  a distância axial entre pontos de contato, sobre os dentes das engrenagens.



Bloch mostrou que o momento produzido pelo torque, transmitido com desalinhamento, vale:

$$M_c = T_q \sin \beta \quad (7)$$

Onde:  $\beta$  é o ângulo de desalinhamento.

O autor, discute, também, a existência do momento produzido por um desalinhamento do acoplamento de engrenagens, devido ao atrito entre o encontro dos dentes. A fórmula deste momento é:

$$M_f = T_q \mu \quad (8)$$

onde:  $\mu$  é o coeficiente de atrito seco.

Finalmente, Bloch mostrou que o momento total vale:

$$M_t = [(M_r)^2 + (M_f + M_c)^2]^{1/2} \quad (9)$$

A Eq. 9 mostra que o momento produzido na coroa dentada do acoplamento de engrenagens, devido ao desalinhamento, é originário de três fontes, mas não apresenta nenhuma característica das frequências de vibração .

O momento produzido pelo atrito entre os dentes do cubo e os dentes da luva é flutuante e complexo, e depende da geometria dos dentes, pois estes não são exatamente idênticos (erro de módulo), sobre o cubo e a luva e do coeficiente de atrito seco, que varia, dente a dente, devido ao desgaste e à lubrificação .

Dewell e Mitchell [07], demonstraram que a flutuação deste momento ocorre a cada duas voltas do eixo e que, também, é rico em hármonicas. Então,

$$\frac{Q(2N)}{60} \quad (10)$$

onde: N velocidade de rotação do eixo e Q inteiro, que vale 1,2,3,4,...

As frequências resultantes são : 2N, 4N, 6N, 8N e outras.

### 3.3 Acoplamento de Disco Metálico

É um acoplamento de membro flexível. Este acoplamento tem recentemente ganho popularidade, graças à melhoria no seu projeto e na qualidade do material. Essas mudanças têm aumentado a sua confiabilidade e diminuído sua manutenção .

O acoplamento mostrado, na Fig. 3, gira no sentido contrário ao movimento dos ponteiros do relógio, quando visto do lado esquerdo. Com o parafuso 1 na posição A o momento produzido pela flexão do disco, através das reações dos parafusos A e D, devido ao desalinhamento, é máximo e vale:

$$M_t = K_1 \delta_1 R_p \quad (11)$$

onde:

$K_1$  é constante de rigidez do material do disco;

$\delta_1$  deflexão do disco no ponto A e

$R_p$  o raio do círculo formado pelos parafusos.

Como o acoplamento gira no sentido anti-horário, o parafuso 1 move da posição A para B. O momento imposto sobre os parafusos 1,2,3 e 4, devido ao desalinhamento, é igual à:

$$M_t = K_2 \delta_2 R_p \text{sen}45^\circ \quad (12)$$

onde:

$K_2$  é constante de rigidez do disco a  $45^\circ$  e

$\delta_2$  a deflexão do disco na posição B.

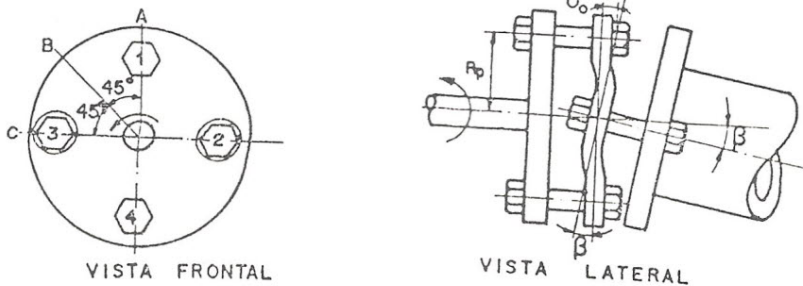


Figura 3: Acoplamento de Disco Metálico

Finalmente, quando o parafuso 1 se move de B para C, o momento produzido pela flexão do disco é máximo, quando o parafuso 1 estiver em C.

Observando a fig.3, pode-se ver que o momento produzido, quando o parafuso 1 se move de A para C, será repetido a cada um quarto de volta do eixo. Logo, a frequência de vibração produzida pelo desalinhamento, no acoplamento, deveria ser quatro vezes a velocidade de rotação do eixo.

Desde que quatro parafusos foram usados, no acoplamento analisado, a frequência de vibração pode ser considerada como uma função do número de parafuso.

Segundo Wright [11], a frequência do ciclo de força, ou momento, é dado por:

$$f = \frac{Nq'}{60} \text{ se } q' \text{ é par e}$$

$$f = \frac{2Nq'}{60} \text{ se } q' \text{ é ímpar} \quad (13)$$

onde:

$q'$  é o número de parafusos no acoplamento.

Este momento é periódico e complexo. Aplicando a Série de Fourier, aparecerão os seguintes componentes:

$$\frac{Q(4N)}{60} \quad (14)$$

Logo, as frequências resultantes serão 4N, 8N, 12N, 16N, etc.

Observando-se a curva de rigidez do acoplamento, nota-se que a rigidez do disco não é linear. Esta muda, quando o parafuso 1 sai de A para B.

Por essa razão, a equação simplificada do movimento do sistema é a chamada Equação de Mathieu e, quando resolvida, produz os seguintes termos em frequência, denominados de modulação :

$$\omega \pm \omega_{sc} \text{ ou } \omega_{sc} \pm \omega \quad (15)$$

onde:

$\omega_{sc}$  é a frequência circular de K(t) e

$\omega$  a frequência circular da excitação .

Para o acoplamento de disco vale:

$$N \pm 4qN \text{ ou } 4qN \pm N \quad (16)$$

Se outra resposta de vibração ocorrer no sistema a 2N, 3N vezes a velocidade de rotação do eixo, então existirão frequências a:

$$QN \pm 4qN \text{ ou } 4qN \pm QN \quad (17)$$

onde:  $Q = 0, 1, 2, 3, \dots$

## 4 Banco de Ensaio

A fig.4 apresenta um esquema geral do banco de ensaios, incluindo os equipamentos utilizados com seus respectivos números de identificação . O acoplamento utilizado no ensaio foi do tipo " Flexível " .

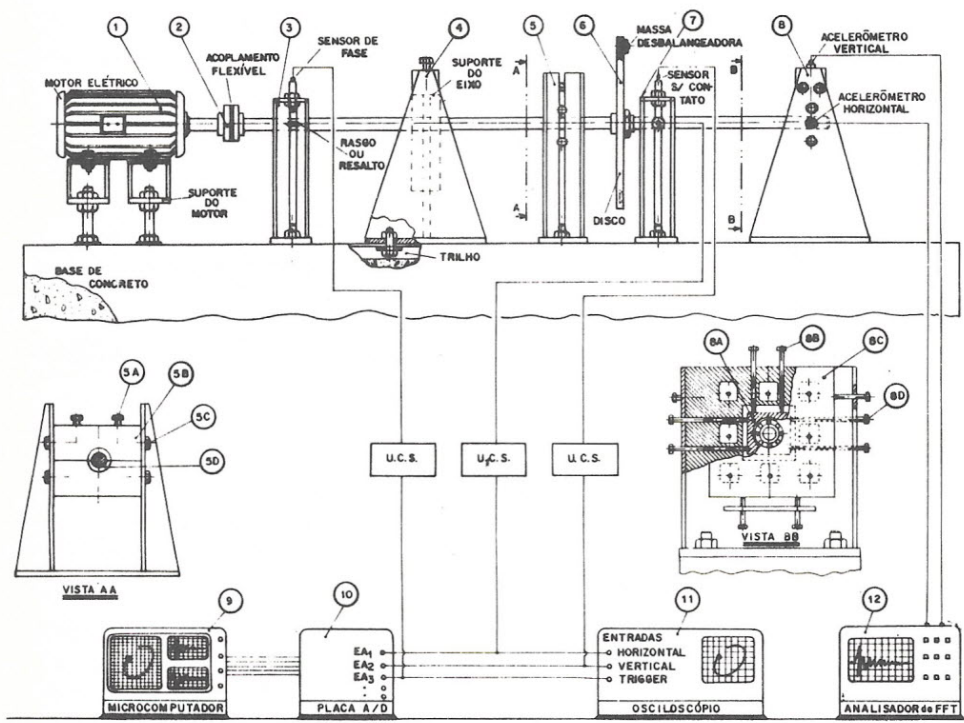


Figura 4: Banco de Ensaio

## 5 Resultados dos Ensaios

### 5.1 Assinatura do Banco (vide figura 5)

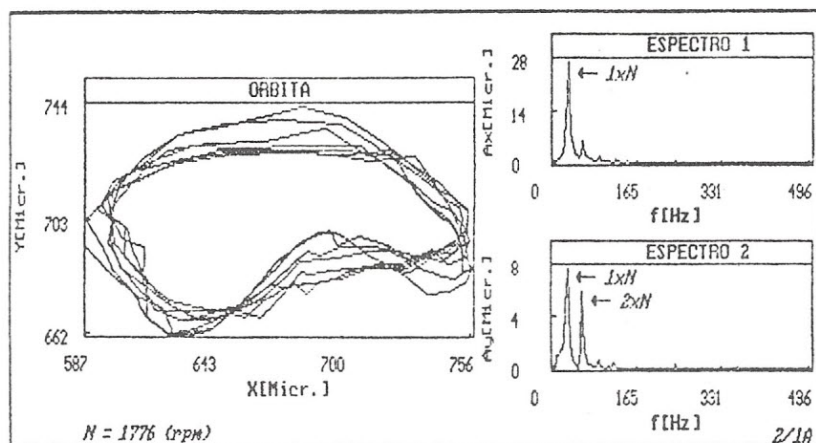


Figura 5: Assinatura do Banco

### 5.2 Desalinhamento Angular (vide figura 6)

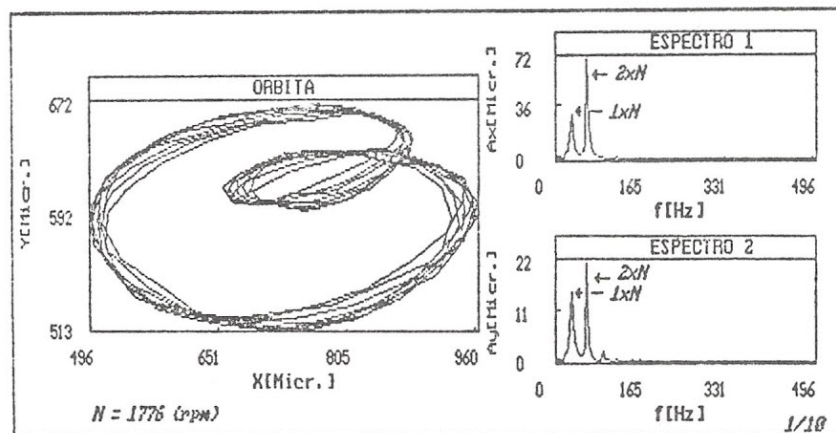


Figura 6: Desalinhamento Angular

### 5.3 Desalinhamento Combinado (vide figura 7)

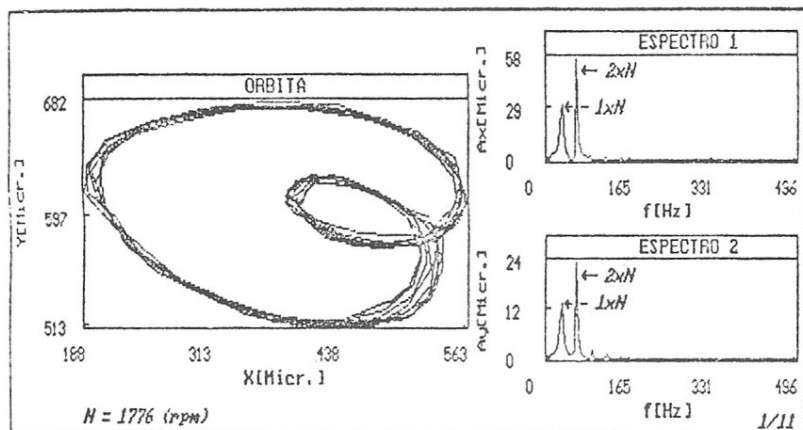


Figura 7: Desalinhamento Combinado

### 5.4 Pré-Carga (vide figura 8)

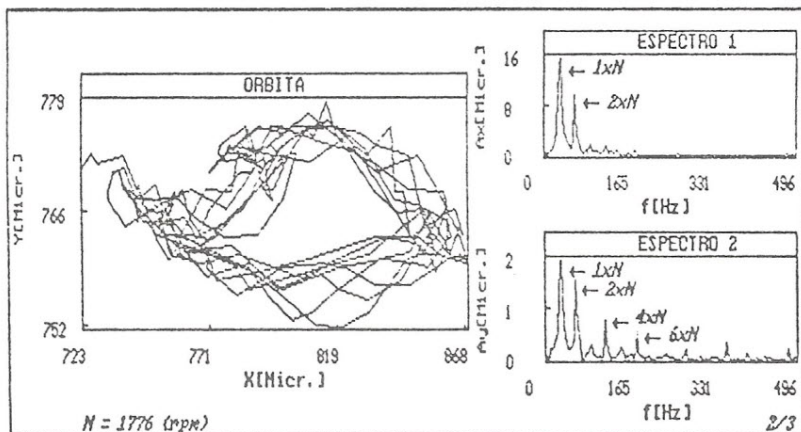


Figura 8: Pré-Carga

## 6 Considerações Finais

O presente artigo mostrou que teoricamente o desalinhamento produz vibrações à várias harmônicas da velocidade de rotação, sendo esses pares, i. e.,  $2xN$ ,  $4xN$ ,  $6xN$ ,  $8xN$ . Mas realizados os ensaios, verificou-se que a maior influência é devido a segunda harmônica, i. e.,  $2xN$ . As órbitas típicas teóricas para o dsalinhamento foram reproduzidas nos ensaios realizados, indicando que o

defeito de desalinhamento pode ser facilmente diagnosticado por órbitas. Segundo o espectro de frequência, apareceu um pico a duas vezes a rotação da máquina, quando foi provocado no banco o defeito de desalinhamento angular. Provocando-se o defeito de pré-carga notou-se o aparecimento de picos a  $2xN$  e  $4xN$ . Os ensaios realizados validaram todo o desenvolvimento teórico apresentado.

## 7 Bibliografia

- [01] ALMEIDA, M.T., **Vibrações Mecânicas para Engenheiros**, 1a. ed., Edgard Blücher, São Paulo, 1987, 400p.
- [02] API STANDARD 670, **Vibration, Axial-Position, and Bearing - Temperature Monitoring Systems**, 2a. ed. June 1986, 42p.
- [03] BENTLY, D. E., **Orbits**, Bently Book One, Bently Nevada Corporation, Minden, Nevada, 1982, 157p.
- [04] BLOCH, H.P., How to Uprate Turbomachinery by Optimized Coupling Selection, **Hydrocarbon Processing**, vol. 55. No.1, Jan 1976, 1976, pp. 87-90.
- [05] BRIGHAM, E.O., **The Fast Fourier Transform**, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1975, 252 p.
- [06] CALISTRAT, M.M., **Personal Communications-Letter**, The Koppers Company, Baltimore, Maryland, June 15, 1978.
- [07] DEWELL, D.L., MITCHELL, L.D., **Detection of a Misaligned Disk Coupling Using Spectrum Analysis**, *Journal of Vibration, Acustics, Stress and Reliability in Desing*, vol. 106, Jan 1984, pp. 9-16.
- [08] GIBBONS, C. B., **Coupling Misalignment Forces**, *Proceedings of the Fifth Turbomachinery Symposium*, Gas Turbine Laboratories, Texas A & M University, College Station, texas 1976, pp 111-116.
- [09] LIMA JR., J.J. de, **Estudo Comparativo entre Diagnóstico de Defeitos em Máquinas Rotativas por Órbita e por Espectro de Frequência, Usando Aquisição de Dados**, Dissertação de Mestrado, DME/IEM/EFEI, 1990, 175 p.
- [10] MANCUSO, J.R., **Moments and Forces Imposed on Power Transmission Systems Due to Misalignment of a Crowned Tooth Coupling**, Master Thesis, Pennsylvania State University, 1971.
- [11] WRIGHT, J., **Which Flexible Coupling**, *The 1975 - 1976 Power Transmission and Bearing Handbook*, pp. A148-A158.

# Redução de Ruído em Motores Elétricos

Samir N. Y. Gerges, Ph.D.

UFSC - EMC - Lab. de Acústica e Vibrações

Cx.P. 476 - 88049 - Florianópolis - SC

Tel:(0482) 319227 ou 344074 / Fax:(0482)341519

A maioria das máquinas é constituída por motores elétricos de tipo totalmente fechados com ventilação forçada (TEFC), com níveis de potência sonora de 88 a 112 dB(A) (ver British Standard BS 4999/73). As três fontes principais de ruído em motores são: ventilador de refrigeração, ruído gerado por vibrações do estator e rotor excitados por forças magnéticas, e ruído gerado por forças mecânicas.

O sistema de ventilação dos motores TEFC utiliza uma ventoinha de pás retas para dar as mesmas características nas duas direções de rotação, dependendo de cada usuário. O espectro de ruído tem forma de banda larga sendo causado por turbulência do fluxo de ar, ruído aerodinâmico, sobreposto a isto, tem-se ainda os picos das freqüências discretas de passagem das pás  $f_p$  e suas harmônicas. Esta freqüência é dada por:

$$f_p = N \frac{RPM}{60} \quad (1)$$

onde;

N é o número de pás.

RPM é a rotação por minuto

A figura 1 mostra o espectro dos níveis de potência sonora (NWS) de um motor de 15 HP (sem carga), girando a 3600 RPM, medido em câmara reverberante, com e sem ventoinha original de refrigeração. Percebe-se uma diferença entre os níveis totais de até 50 dB, e em algumas bandas de até 40 dB. Esta grande diferença é causada pela ventoinha deste tipo de motor. Os picos no espectro nas freqüências de 780 Hz, 1560 Hz e 2240 Hz, são a freqüência fundamental e os harmônicos da freqüência de passagem das pás (3600 RPM e 13 pás). Um outro exemplo, mostra também a contribuição do ruído da ventoinha no ruído total; isto é mostrado na figura 2. Esta figura mostra o espectro dos níveis de pressão sonora (NPS) medido a 2m do eixo de motor de 400 HP, 3600 RPM, com e sem a ventoinha original de refrigeração. Neste caso uma diferença total de até 26 dB, e em algumas bandas de até 40 dB, indicam claramente a grande contribuição do ruído da ventoinha.

Uma solução clássica para a redução dos níveis de ruído, é a colocação de silenciador na entrada de ar do motor. Esta solução fornece uma atenuação de até 15 dB, aproximadamente, no nível total de pressão sonora, dependendo da



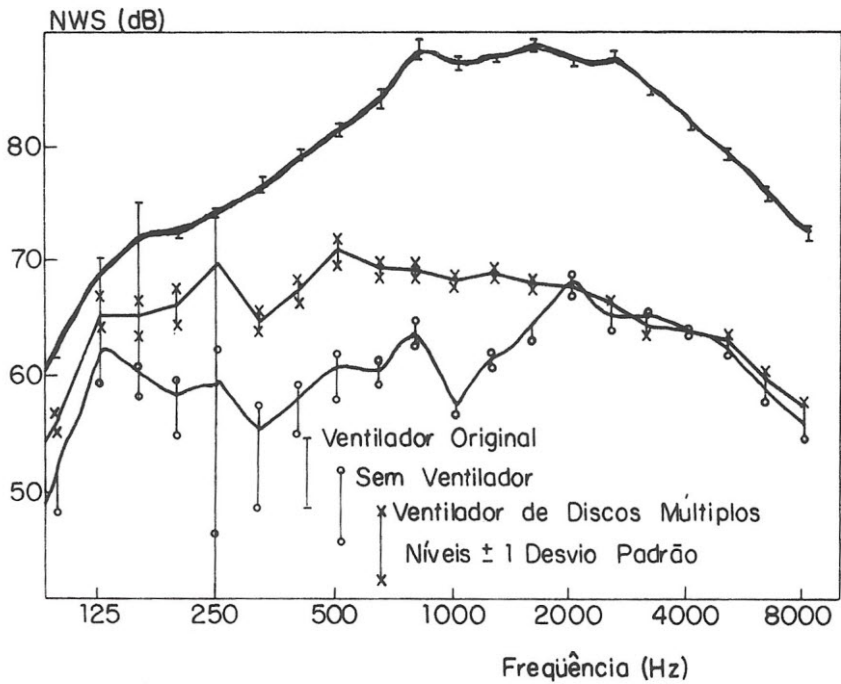


Figura 1: Espectro do NWS para motor de 15 HP, com e sem ventoinha

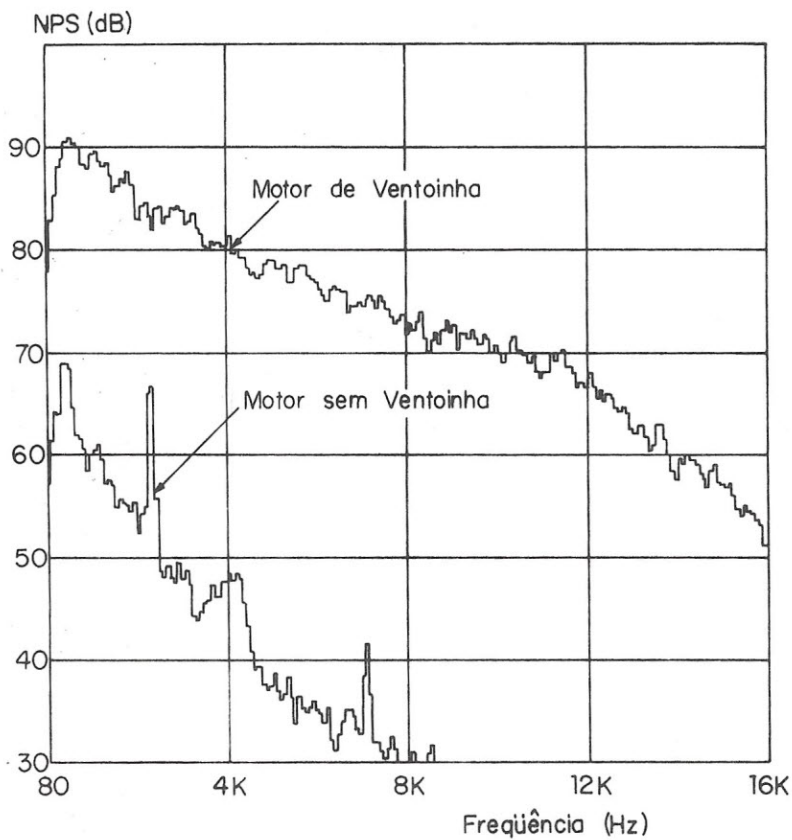


Figura 2: Espectro do NPS de motor de 400 HP, com e sem ventoinha

freqüência do ruído máximo e do tamanho do silenciador. Esta solução é de alto custo, além de requerer limpeza e manutenção (ver figura 3).

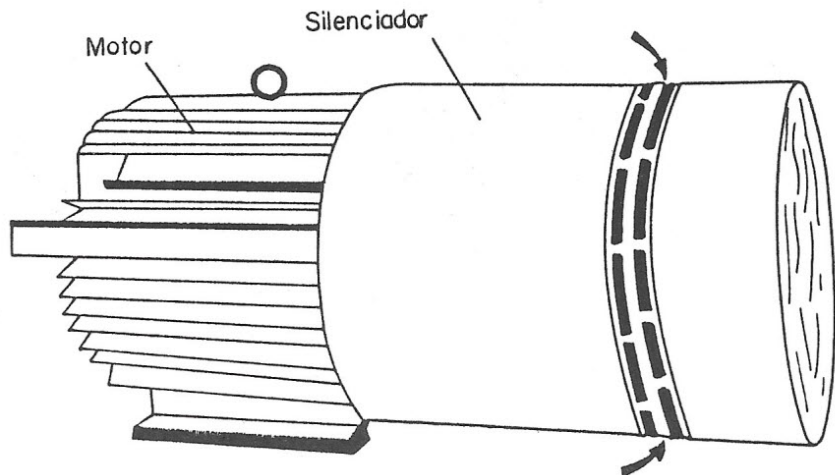


Figura 3: Silenciador para motor

Uma outra solução pode ser conseguida através da substituição da ventoinha de pás retas por outra de pás curvas, e neste caso deve-se usar o motor sempre rodando num único sentido. Esta solução fornece redução de 3 a 7 dB nos níveis totais de ruído, dependendo de cada caso (ver figura 4).

Uma solução na fonte, de baixo custo e que evita a necessidade de manutenção no sistema é através da substituição da ventoinha original de pás retas pela ventoinha de discos paralelos. Neste caso consegue-se atenuação de até 22 dB. Esta ventoinha é montada no mesmo eixo do motor elétrico e é constituída por um conjunto de discos circulares paralelos, fixos entre si através de parafusos e espaçados um do outro por espaçadores (ver figura 5). A ventoinha de discos substitui a ventoinha original de pás sem modificações no motor.

Esta solução para motores elétricos foi desenvolvida por Prof. Samir Gerges durante os últimos oito anos. E sendo aplicada em vários motores satisfazendo a vazão do ar necessária. A figura 6 mostra um dos casos onde foi aplicada a ventoinha de discos paralelos. Neste caso o motor é de 20 CV, 3600 RPM. A figura mostra uma atenuação do nível de pressão sonora de 107 dB para 84,3 dB, isto é, 22,7 dB de atenuação no nível total, além de ter a mesma vazão e os mesmos níveis de vibrações nos mancais. O motor com ventoinha de discos paralelos apresenta uma redução no consumo de energia elétrica de 28%. Outro caso é mostrado na figura 1 onde foi conseguido 19 dB de redução no nível total de potência sonora. Esta ventoinha está sendo projetada e implantada em vários motores.

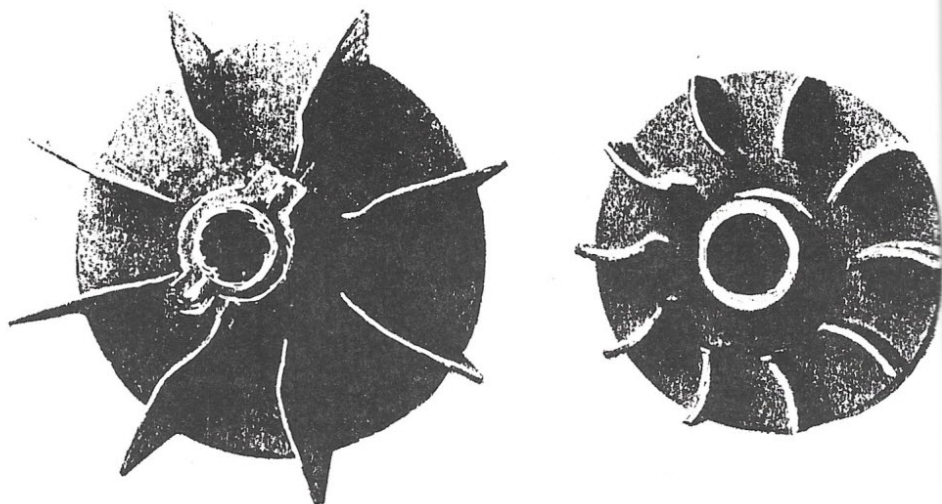


Figura 4: Ventoinha de pás retas e pás curvas

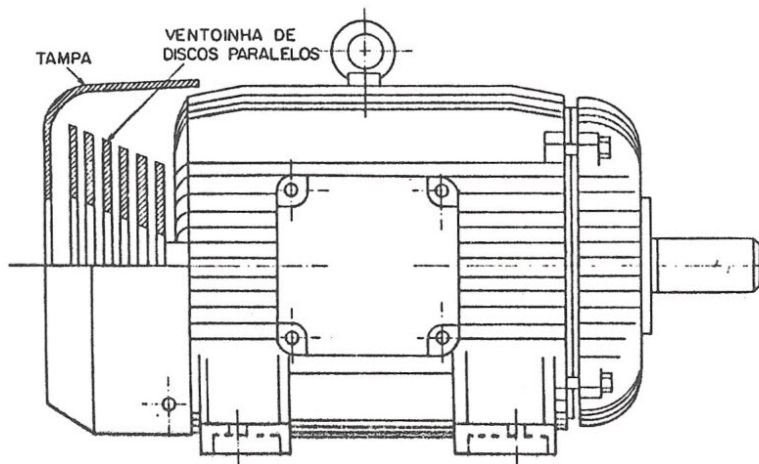


Figura 5: Motor TEFC com ventoinha de discos paralelos

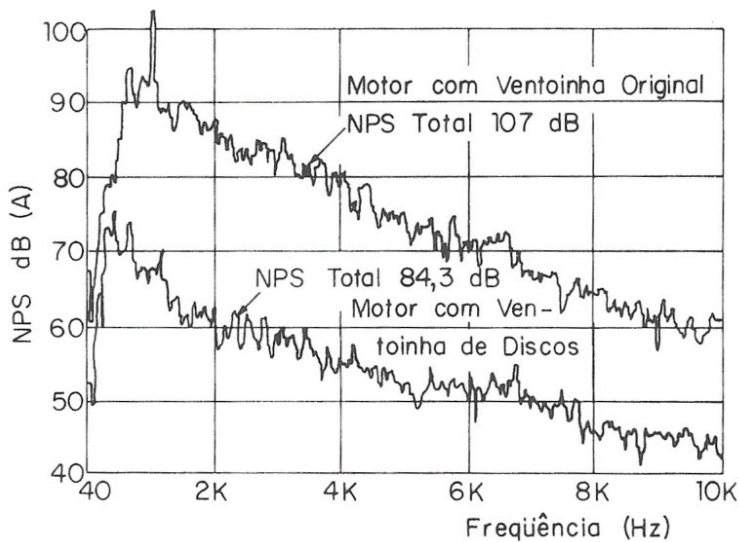


Figura 6: NPS de motor de 20 CV, com ventoinha original e de discos

---

## JUSTIFICATIVA

Devido à greve da Imprensa Universitária da UFSC, não foi possível a distribuição desta edição em Junho.

---

## Eletrodomésticos Terão “SELO DE RUÍDO”

Um selo contendo o nível de ruído emitido deverá ser afixado em eletrodomésticos e máquinas industriais a partir deste ano. A elaboração dos chamados “Selos de Ruído”, a cargo do Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (Inmetro), faz parte das atividades do “ Programa Silêncio ”, instituído pelo Instituto Brasileiro de Meio Ambiente e Recursos Naturais Renováveis (Ibama), depois que o Conselho Nacional do Meio Ambiente (Conama) aprovou o primeiro grande projeto voltado para o controle da poluição sonora no Brasil, no início do ano de 1990.

Uma furadeira elétrica e um refrigerador, por exemplo, deverão ser vendidos com selos de 81 e 35 dB(A), respectivamente. “ O consumidor poderá optar pela compra de um secador de cabelo mais silencioso ”, explica Eng. Marco A. Nabuco, do INMETRO. O “ Programa Silêncio ” será discutido na sede do Ibama, com a participação do Instituto de Pesquisas Tecnológicas de São Paulo (IPT), da Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC), do Conselho Nacional de Trânsito (Contran) e da Companhia de Tecnologia e Saneamento Ambiental (Cetesb).

De acordo com Heloísa Aguiar, técnica do Departamento de Qualidade Ambiental do Ibama, foi aprovada no começo do mês uma verba de US\$ 115 mil, destinada a importar os 29 decibelímetros (aparelhos medidores de nível sonoro) que serão passados aos órgãos estaduais de meio ambiente, em regime de concessão de uso. Durante a primeira reunião, realizada com a participação de todos os órgãos envolvidos, foram definidas as principais estratégias do programa. De acordo com uma delas, os decibelímetros adquiridos seriam emprestados aos participantes de cada Estado.

Além de estabelecer os selos de ruído, o “ Programa Silêncio ” planeja uma ampla campanha educativa contra a poluição sonora, a ser veiculada pela televisão. O projeto também contará com a participação do Conselho Nacional de Trânsito (Contran), que vai elaborar um esquema de fiscalização do ruído no trânsito, em grande parte resultante da falta de manutenção e alterações nos veículos. As legislações internacionais e a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABTN) estabeleceram como insuportáveis para o ouvido humano um nível de ruído acima de 90 dB(A). O ruído médio das ruas mais movimentadas de São Paulo chega a 85 dB(A).

Uma vez instituído, o “ Programa Silêncio ” deverá garantir a aplicação de uma lei que merece pouca atenção nos grandes centros urbanos : a Lei do Silêncio (de 1974), que proíbe barulho depois das 22 horas. “ Entre 1978, essa lei funcionou razoavelmente, mas hoje ela foi esquecida ”, lamenta o arquiteto João Gualberto Báring, do Laboratório de Acústica da Divisão de Construção Civil do IPT. A poluição sonora pode produzir grandes alterações no organismo, tais como vertigens, neurose, redução da acuidade visual, insônia, mudança do ritmo cardíaco e queda da produtividade física e mental.

<b>BARULHO</b>	
Alguns índices sonoros que o Programa Silêncio quer afixar nos produtos	
Geladeira	35 dB(A)
Aspirador de pó	68 dB(A)
Furadeira elétrica	81 dB(A)
Máquina de escrever	65 dB(A)

Fonte : Universidade Técnica da Dinamarca e Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial.

---

## COMO SUBMETER TRABALHOS PARA REVISTA DE ACÚSTICA & VIBRAÇÃO

### Objetivo e Escopo

A Revista de Acústica & Vibrações visa a publicação de trabalhos voltados ao projeto, pesquisa e desenvolvimento nas grandes áreas da Ciência de Acústica & Vibrações . É importante apresentar os resultados e as conclusões dos trabalhos submetidos de forma que sejam do interesse da comunidade.

O escopo da Revista é amplo e abrange as áreas essenciais das ciências aplicadas, incluindo interfaces com a Arquitetura, Segurança do Trabalho, Meio Ambiente, Engenharia Civil, Elétrica, Metalúrgica, Naval, Nuclear, Mecânica, Química e de Sistemas. Aplicações de Física e Matemática à Mecânica também serão consideradas.

Em geral, os Editores incentivam trabalhos que abranjam desenvolvimentos e a pesquisa de métodos tradicionais, bem como a introdução de novas idéias que possam potencialmente ser aproveitadas na pesquisa e na indústria.

Os trabalhos devem ser enviados para a Editoria da Revista (Regional Sul SOBRAC - endereço ver contra capa), datilografado em qualquer forma ou letra. As figuras, desenhos, tabelas, etc., não podem ser maior de 12cm de largura e 18cm de comprimento (que é o tamanho da página da Revista). Os trabalhos recebidos serão digitados na forma da Revista e retornarão aos autores para serem corrigidos.

# I Simpósio Brasileiro em Acústica Veicular

A SOBRAC, Sociedade Brasileira de Acústica, realizará nos dias 26 e 27 de agosto de 1991, o **I SIBRAV** Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular, no Centro de Convenções do Pampas Palace Hotel - São Bernardo do Campo - SP.

O evento tem como objetivo reunir profissionais da área de acústica e vibrações que trabalhem em fábricas de automóveis, caminhões, ônibus, tratores, veículos similares e auto-peças, institutos de pesquisas, universidades, órgãos governamentais, revistas especializadas e estudantes em geral.

Espera-se com essa oportunidade uma divulgação, discussão e intercâmbio de informações dos mais variados tópicos de acústica em pesquisa e desenvolvimento, controle de qualidade, normalização e legislação, indo ao encontro da valorização profissional dos técnicos dessas áreas.

## Comissão Organizadora :

Hélcio Onusic ..... Mercedes Benz  
Honório C. Lucatto ..... Vibranihil  
Luiz C. Ferraro ..... Mercedes Benz  
Marcos F. Piai ..... Brüel & Kjaer  
Sadao Hayashi ..... Vibrac

Inscrições : Na secretaria da SOBRAC - end. abaixo.

Trabalhos : até 10/06/91

Participação : a partir de 20/06/91 (vagas limitadas).

Os autores de trabalhos, bem como os sócios em dia com a SOBRAC, estão dispensados do pagamento da taxa de inscrição .

Patrocinadores :

BRÜEL & KJAER-EDISA-ELLO-INDARÚ-MASTRA-TORO-VIBRAC

Informações Adicionais pelo **Enderêço**:

SOBRAC

Rua das Alfazemas, 31 - Vila Alpina

03204 - SÃO PAULO - SP

Fone: (011) 918-0066

Fax: (011) 216-5810



# QUADRO SOCIAL DA SOB R A C

Atendendo várias solicitações , segue abaixo os nomes dos sócios inscritos formalmente na SOB R A C até o fechamento desta edição . Outros nomes poderiam ser aqui listados, pois são de pessoas que já fizeram contato conosco, pedindo informações ou preenchendo ficha de inscrição . Contudo, talvez por alguma falha no envio ou recebimento de correspondência, ou outro motivo, ainda não confirmaram sua inscrição . Os nomes seguem na seguinte ordem: Sócios Efetivos, Estudantes e Institucionais. Quaisquer correções ,deverão ser comunicadas a diretoria em São Paulo, para que constem de uma nova listagem.

## Sócios Efetivos

Abel S. Vargas  
Acher Mosse  
Adalberto Baggio  
Admir Basso  
Admir Dallára  
Alberto P. da Costa  
Alberto Tamagna  
Alberto V. de Azevedo  
Alcides B. Hespanhol  
Aldo M. Golçalves Dias  
Alvaro Nunes  
Antonio Alessio Filho  
Arcanjo Lenzi  
Ariston R. da Cunha  
Armando P. Ferreira  
Arnaldo Guilherme  
Arthur P. Ripper Neto  
Bernd W. Glaser  
Carla M. A. Correia  
Carlos E. P. Ribeiro  
Carlos E. Hime  
Carlos Fernando Tavares  
Carlos M. Grandi  
Cassio R. N. Maule  
Claudio Alvarenga  
Clicia M. de B. Rebello  
Conrado J. S. de Marco  
Cynthia I. H. de Almeida  
Dario F. Pagel

Duilio Terzi  
Edgar A. Heberle  
Edgard Brognara Jr.  
Edmar M. L. Lopes  
Ednardo B. de Andrade  
Edson de S. Beraldo  
Edson Estoque  
Eduardo Barrenechea  
Eduardo B. E. de Lima  
Eduardo Csasznik  
Eduardo Giampaoli  
Eduardo G. Velloso  
Eduardo M. de O. Lopes  
Eduardo R. Coelho  
Eduardo S. dos Santos  
Elimat V. de Mattos  
Elizabeth K. Matsutomo  
Elizabeth R. da C. Marques  
Elvira B. Viveiros  
Epitacio F. da Silva  
Eudes de O. Mattar  
Ezio Brevigliero  
Fernando H. Aidar  
Fernando M. de Oliveira  
Florestano Libutti Filho  
Francisco Amelotti Sobrinho  
Francisco C. L. da Fonseca  
Francisco de P. A. Lima  
Francisco J. de O. Lopes  
Francisco P. de R. Correa  
Franco G. Dedini

Gabriele W. Braun  
Gilberto Pons  
Gilderis T. Magrin  
Giles L. Istre  
Gilmar M. Ximenes  
Halei F. de Vasconcelos  
Helcio Onusic  
Helena C. P. Zanlorenzi  
Hidetoshi Arakawa  
Higino P. Muniz  
Hilario J. Sinkoc  
Honorio C. Lucatto  
Humberto N. Bez  
Ibero Valdivia  
Igor Sresnewsky  
Irene F. de S. D. Saad  
Ivo Cesca  
Jacques Augustowski  
Jaime P. P. Cespedes  
Jairo L. Girola  
Jeffrey D. Forbes  
Jesus C. Barcala  
João A. Camarotto  
João C. Fernandes  
João C. Linhares  
João G. de A. Baring  
Jorge C. da S. Pinto  
José A. J. de Azevedo  
José Carlos Giner  
José C. L. Ottero  
José Euzebio Netto  
José L. Marra  
José O. H. de Mello  
Juan M. Hodar Munos  
Jules G. Slama  
Julio F. G. dos Santos  
Katia L. Cavalca  
Laura Furnari  
Leo Levitan  
Leo Q. Nishikawa  
Leonardo B. Barros  
Leonidio F. Ribeiro Filho  
Luciola de Araujo Neves  
Luis T. P. de Freitas

Luiz A. P. de Souza  
Luiz A. Muhle  
Luiz B. da Silveira  
Luiz C. Chichierchio  
Luiz C. Ferraro  
Luiz C. F. Pedro  
Luiz C. Nora  
Luiz Lelis  
Luiz O. P. Picorelli  
Luiza de A. Nepomuceno  
Manoel Marteleto  
Manuel A. Chavez  
Marcelo G. Garios  
Marcelo M. Hage  
Marcio A. T. Bueno  
Marco A. F. Accurso  
Marco A. N. de Araujo  
Marco A. C. Barbosa  
Marco Elisabetsky  
Marcos A. Bossonario  
Marcos A. Bergamo  
Marcos J. de A. Duarte  
Marcus A. da C. Nunes  
Maria das G.O.C. de Souza  
Maria de L. L. Ferraro  
Maria L.C.V. Soubihe  
Maria L.R. Belderrain  
Mario C. Pimentel  
Mario. L. Fantazzini  
Mario P. Zacharias  
Mario Wakabara  
Martin Mofsovhich  
Mauricio P. Coelho Jr.  
Mauro J. M. Carvalho  
Miguel F. Gonzalez  
Miriam Freire  
Miriam J. Barbosa  
Mituro Yamamoto  
Moysés Zindeluk  
Nelson M. Espito Santo  
Nelson S. Resende  
Nilza T. M. dos Santos  
Nobuyoshi Otani  
Orlando de J.R. Afonso

Orlando Nucci Filho  
Paulo de A. Barata  
Paulo E. F. Padilha  
Paulo Jacobovicz  
Paulo R. Montejunas  
Pedro A. de S. Alvares  
Pedro F. de Abreu  
Pedro L. Ferrador  
Pedro L. M. Albernaz  
Perides Silva  
Peter J. Barry  
Philippe Ancelle  
Raquel A. A. Kock  
Rema A. Pierri  
Renan R. Brazzalle  
Ricardo D. S. Goz  
Ricardo E. Musafir  
Ricardo K. Damasceno  
Ricardo L. da R. Carmona  
Ricardo R. Pereira  
Richard J. Peppin  
Roberto A. Tenenbaum  
Roberto Jordan  
Roberto M. Heidrich  
Roberto S.N. da Silva  
Roberto Swistalski  
Roberto T. Motta  
Robson A. C. de Assis  
Rolando L. de Mello  
Sadão Hayashi  
Samir N.Y. Gerges  
Schaia Akkerman  
Sebastião F. Silva Filho  
Sergio E. de Medeiros  
Silvandro J. Gomes  
Silvania M. Gonsalves  
Silverio L. Fusco  
Sorya Issa  
Stelamaris Rolla  
Sylvia S. Palma  
Sylvio R. Bistafa  
Tania M.R. da S. Ribeiro  
Tiago A. P. Lopes  
Ulf H. Mondl

Urata A. Caldeira  
Valter de Azevedo  
Vicente A. Guimarães Filho  
Viviam S. Mizutani  
Wagner A. Cerchiai  
Walmir A. Luiz Filho  
Walter E. Hoffmann  
Walter O. Schlupp  
Walter Ulmann  
Wiliam A. Barbosa  
Wilson P. M. Vieira  
Wiriton S. de Matos

---

### Sócios Estudantes

Antonio E. Husadel  
Celso Lisboa  
Cesar A. Montejunas  
Constatino Uliano  
Hilton P. Silva  
Ilza R. Garcia  
Jairo T. da Silva  
Jose F. S. Feiteira  
Luiz F. Jorge  
Luiz H. D. Barbosa  
Marcelo C. Domingues  
Marcelo Deschamps  
Marcelo R. Silva  
Murilo W. Bonilha  
Paulo H. de A. Pires  
Paulo H. T. Zanin  
Paulo R. Montejunas Jr.  
Pedro J. Bertolo  
Ralph B. L. de Oliveira  
Roberta de M. Freire  
Sandra de B. Fredel  
Silvia M. Alem  
Valda de O. Fagundes

---

- 01) ABPA - ASSOC. BRASILEIRA P/ PREVENÇÃO ACIDENTES - SP  
Rubens Mazon
- 02) ACITAL - ASS. COMERCIAL TECN. LTDA.  
Vitor Zimmermann Jr.
- 03) ACÚSTICA ENGENHARIA S/C LTDA  
Schaia Akkerman
- 04) ALEMBRA MAT. ACABAMENTO P/ CONSTRUÇÃO LTDA  
Gabriele W. Braun
- 05) ALGODOEIRA OLAN PEC. AUTOMATIVA TEXTEIS LTDA  
Odoardo H. A. Lantieri
- 06) ASTREIN INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA  
Rene Kazimour
- 07) CEPSTRUM COM. ENG. EXPERIMENTAL LTDA  
Eduardo F. Pimenta
- 08) CETESP - CIA TEC. SAN. AMBIENTAL  
Carlos E. T. R. Ramos
- 09) CIA DE CIGARROS SOUZA CRUZ  
Fernando Armstrong
- 10) CIA VIDRARIA SANTA MARIA  
Fowler T. Braga Filho
- 11) CONSUL S/A  
Osny do Amaral Filho
- 12) DOW PRODUTOS QUÍMICA LTDA  
Americo R. da Rocha
- 13) DURÁVEIS EQUIPAMENTOS DE SEGURANÇA LTDA  
Moshe Bain
- 14) ELLO S/A ARTEFATOS DE FIBRAS TEXTEIS  
Jose G. C. Vieira

- 15) EMBRACO - EMPRESA BRASILEIRA DE COMPRESSORES S/A  
Rogerio Sangoi
- 16) ENTELBRA IND. ELETRÔNICA LTDA  
Baptista L. Campana
- 17) EUCATEX MINERAÇÃO LTDA  
Rita K. Kotani
- 18) FIBRAS CERÂMICA LTDA  
Carlos W. Medeiros
- 19) FUNDACENTRO - FUND. JDF MED. SEG. DO TRABALHO  
Edilene dos Santos
- 20) GENERAL ELETRIC DO BRASIL S/A  
Ivan da C. Fonseca
- 21) HIGROTEC INDÚSTRIA E COMÉRCIO S/A  
Luiz F. N. de Carvalho
- 22) IBM BRASIL IND. MAQ. E SERVIÇOS LTDA  
Pedro M. da Costa Filho
- 23) INDARU IND. E COM. DE AUTO-PEÇAS LTDA  
Henrique S. de G. Fischer
- 24) INSTITUTO DE AVIAÇÃO CIVIL  
Denner S. Veronese
- 25) LC INDÚSTRIA COMÉRCIO ASSES. EQ. ACÚSTICOS LTDA  
Flavio P. Lalli
- 26) MASTRA INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA  
Jose L. de Guido
- 27) MERCEDES-BENS DO BRASIL S/A  
Ricardo V. Santos
- 28) MINAS ENG. ISOLAMENTOS INDUSTRIAIS LTDA  
Vicente de P. Santos

- 29) OWENS CORNING FIBERGLAS LTDA  
(Mudou razão social antiga Ocfibras)  
Attilio N. Pacini
- 30) REAL EQUIPAMENTOS DE SEG. LTDA  
Sylvio J. G. de Pinho
- 31) RHODIA S/A (PAULINIA)  
Gerson J. Gozzi
- 32) S ELETRO ACÚSTICA S/A  
Lauro R. L. Girardelli
- 33) SPRINGER CARRIER DO NORDESTE S/A  
Carlitos N. Del Luca
- 34) SUREHMA - SUP. REC. HÍDRICOS E MEIO AMBIENTE  
Silvio Kurzlop
- 35) TELESC - TELECOMUNICAÇÕES DE STA. CATARINA  
Eleonora C. de M. Gevaerd
- 36) TORO INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA  
Carlos L. de F. e Alves
- 37) TRORION-ILLBRUCK TECNOL. EM ESPUMAS LTDA  
Mauricy C. R. de Souza
- 38) UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA  
Jorge L. P. dos Santos
- 39) VIBRAC. VIBR. ACUST. & CONSULT. S/A LTDA  
Sadão Hayashi
- 40) VIBRACHOC INDUSTRIAL LTDA  
Bernard Baudoim
- 41) VIBRANIHIL - COM. IND. DE AMORT. DE VIBRAÇÃO  
Benedito de Oliveira
- 42) WHITE MARTINS PRODUTOS DE CARBONO S/A  
Idevar Moraes Filho

# NOTÍCIAS

## Associação Brasileira de Engenharia Automotiva

### CURSOS

PROGRAMA DE CURSOS - 1991

CURSO	DATA	LOCAL	APRESENTAÇÃO
Análise de Durabilidade de Veículos e Componentes	25 a 27/03	Porto Alegre (FIERGS)	Spectra MTS
Análise de Tensões: Técnicas de Extensimetria para Avaliação de Esforços em Componentes Mecânicos	13 a 15/05	São Paulo	PENTA
Cálculo Estrutural e Análise de Fadiga de Componentes Mecânicos	26 a 28/06	São Paulo	E.P.U.S.P.
Sensores e Instrumentação Aplicados à Engenharia Automotiva	24 a 26/07	São Paulo	E.P.U.S.P.
Infraestrutura de Laboratórios e Procedimentos para Análise de Tensões	29 a 30/08	São Paulo	Micro-Measurements E U A
Tecnologia de Motores e Combustão	03 a 04/09	São Paulo	Austria AVL
Procedimentos de Engenharia para Implantação de Sistemas CAE/CAO/CAM	03 a 06/12	São Paulo	Convidado do Exterior

Contato: LUIZ A. BRAGATTO - Diretor de Cursos e Eventos

Endereço: R: Cubatão, 608 - 04013 - São Paulo - SP

TEL: (011)571-4927 / FAX: (011)571-4590 / Telex: 11 35592 AEAE BR

### C O N G R E S S O S

- 19 a 24 de Maio de 1991 - 7o. Congresso Nacional da ANAMT. Local: Campos do Jordão, SP-Realização :Sociedade Paulista de Medicina do Trabalho-Informações :Fone:(0123)22-1079.
- 10 a 13 Junho de 1991 - I Simpósio Sul de Segurança do Trabalho Local: Blumenau, SC - Informações : Pacin Eventos-Fone:(011)579-1489 e Telex: 11 53668.

- 1991 Apr 28 - May 3 - Acustical Society of America baltimore, MD Contact: Murray Strasberg Acustical Society of America. 500 Sunnyside Blvd. Woodbury, NY 11797, USA.
- 1991 Jul 12-13 - NOICE-CON 91 Seminar. Tarrytown, N.Y. Contact: Institute of Noise Control Engineering, P.O. Box 3206 Arlington Branch, Poughkeepsie, NY 12603, USA.
- 1991 Jul 14 - INCE Fundamentals and Professional Examinations, Tarrytown, N.Y. Contact: Membership Secretariat, Institute of Noise Control Engineering, P.O. box 3206 Arlington Br., Poughkeepsie, NY 12603, USA.
- 1991 Jul 14-16 - NOISE-CON 91, The 1991 National Conference on Noise Control Engineering, Terrytown, N.Y. Contact: Institute of Noise Control Engineering, P.O. Box 3206 Arlington Branch, Poughkeepsie, NY 12603, USA.
- 1991 Nov 04-08 - Acustical Society of America - Westin Galleria Houston, TX Contact: Murray Strasberg Acustical Society of America. 500 Sunnyside Blvd. Woodbury, NY 11797, USA.
- 1991 Dec 02-04 - INTER-NOISE 91, the 1991 International Conference on Noise Control Engineering, Sydney, Australia. Contact: Christine Bourke, the IPACE Institute, P.O. box 1, Kensington, NSW 2033, Australia.
- 1992 May 11-15 - Acoustical Society of America - Salt Lake City, UT Contact: Murray Strasberg Acoustical Society of America. 500 Sunnyside Blvd. Woodbury, NY 11797, USA.
- 1992 July 20-22 - INTER-NOISE 92, the 1992 International Conference on Noise Control Engineering, Toronto, Canada. Contact: Institute of Noise Control Engineering, O.P.box 3206 Arlington Branch, Poughkeepsie, NY 12603, USA.
- 6th International Meeting on Low Frequency Noise and Vibration, 4th to 6th Setember 1991, Leiden - Inglaterra. Contact: Multi-Scence Publishing Co.Ltda 107 High Street, Brentwood, Essex CM 14 4rx - Inglaterra.
- 6th International Conference on Hand-Arm Vibration. May 19-22/1992. Bonn, Federal Republic of Germany. Contact: 6th Hav-Berufsgenossen Schaftliches Institut für Arbeitssicherheit-Bia Alte Tleerstrabe 111 D-5205 Sankt Augustin 2 Germany.
- 14th International Congress in Acoustics Beijing - China, 3-10 Setember/1992. Contact: Institute of Acoustics. P.O.Box 2712 - Beijing 100080-China.



# MTS Lança Novo Sistema para Testes de Veículos no Simulador de Estrada.

MTS - Sistemas do Brasil Ltda

Av.: Pacaembu, 811 / cep. 01234 - São Paulo - SP

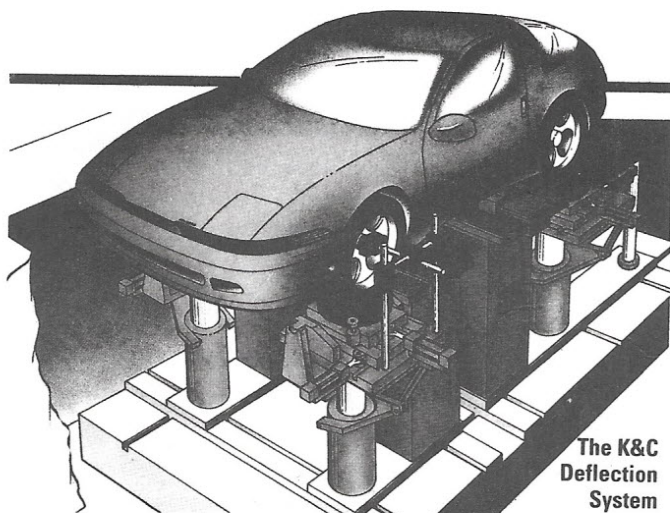


Figura 1: Sistema MTS - K&C ( deflecção )

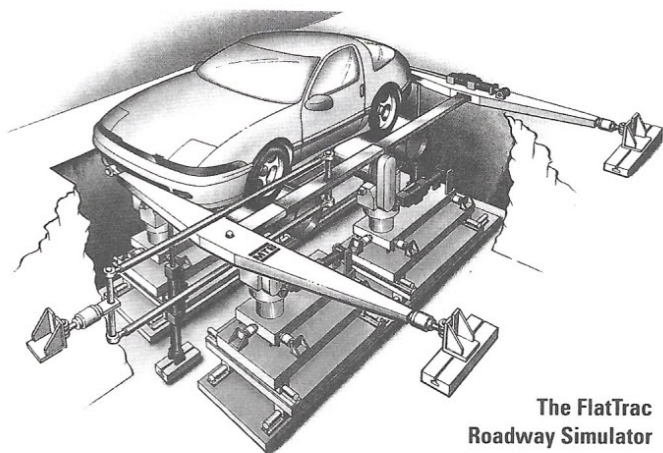


Figura 2: Sistema MTS - Simulador de Estrada Reta

Ao Dr. Arquiteto João Gualberto de A. Baring, do Laboratório de Acústica do IPT-SP, pela conclusão e obtenção do título de doutor em Acústica de Edificações sob orientação do Prof. Dr. Ualfrido Del Carlo, da Faculdade de Arquitetura e Urbanismo da USP.

---

## LIVROS

- [1] Advances in Control and Refinement of Vehicle Noise  
085298 652 1/297 x 210mm/softcover/192 pages/1988 39.00francos  
Sales Department, Mechanical Engineering Publications Limited, Northgate Eynue, Bury St. Edmunds, Suffolk IP32 6BW, England.  
Tel: 0284 763277 / Telex: 817376 / Fax:0284 704006.
- [2] Frontiers of Nonlinear Acoustics 12TH ISNA  
This volume consists of papers presented at the 12th International Symposium on Nonlinear Acoustics (12th ISNA), Austin, Texas, USA, 27-31 August 1990.  
Edited by M.F. Hamilton, and D.T. Blackstock, Department of Mechanical Engineering and Applied Research Laboratories, The University of Texas at Austin, Texas, USA. 24 x 16.5cm xvi + 642 pages. 331 illus. 1990. 75.00francos/US\$135.00 / ISBN No. 1-85166-537-4.
- [3] Sound Intensity  
by F.J. Fahy, Institute of Sound and Vibration Research, The University, Southampton, UK. 22 x 14cm. x +278 pages. 114 illus. 1989. 45.00francos/US\$81.00 ISBN No.1-85166-319-3 Reprint 1990.
- [4] Principles of Experimental Frequency Analysis  
by J.T. Broch, Acoustics Research Centre, Norwegian Institute of Technology, Norway. 24 x 16.5cm vi + 266pages 117 illus. 1990 40.00francos/US\$72.00 / ISBN No. 1-85166-554-4.
- [5] Acoustics and the Built Environment  
by A. Lawrence, Graduate School of the Built Environment, The University of New South Wales, Australia. 22 x 14cm xiv + 242pages. 59illus. 1989. 43.00francos/US\$77.50 / ISBN No. 1-85166-308-8.

Ficha de Avaliação da Revista  
ACÚSTICA & VIBRAÇÕES

Nº 09

JUN/91

1 - O que você achou do conteúdo desta REVISTA ?

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

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

Sim [ ] Não [ ]

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

---

---

---

---

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

---

---

---

---

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

---

---

---

---

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

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.